

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2025 р.
«___» _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка покращеної конструкції заслінки впускного колектора для стаціонарного газового двигуна потужністю 560 кВт при роботі на генераторному газу. Прототип – 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 44-ЕМ-23

_____ **Завалій А.Ю.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Грабовенко О. І.**
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2025 р.

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

Студенту Завалій Артему Юрійовичу

1. Тема роботи: «Розробка покращеної конструкції заслінки впускного колектора для стаціонарного газового двигуна потужністю 560 кВт при роботі на генераторному газу. Прототип – 6ГЧН 25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.2025 року.

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН 25/34, номінальною потужністю 530 кВт.

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

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

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції колектора впускного із заслінкою

Розділ 4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд двигуна (СК). 2. Принципова схема подачі газу (СК).
3. Колектор впускний (РК), 4. Заслінка дросельна (СК), 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

Консультанти розділів роботи

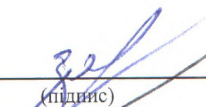
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

Дата видачі завдання «10» лютого 2025р.

Студент


(підпис)

Завалій А.Ю.

Керівник роботи


(підпис)

Грабовенко О. І.

Анотація

сторінок 57, рисунків 6, таблиць 5, бібліографія 11

В кваліфікаційній роботі бакалавра «Розробка покращеної конструкції заслінки впускного колектора для стаціонарного газового двигуна потужністю 560 кВт при роботі на генераторному газу. Прототип- 6ГЧН25/34» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ГЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій впускних колекторів для газових двигунів. Обґрунтована покращена конструкція заслінки дросельної, яка забезпечує надійний пуск та роботу газового двигуна на альтернативному паливі - генераторному газу. Приведені заходи по забезпеченню охорони праці при обслуговуванні двигуна. В графічній частині роботи виконані складальні креслення двигуна, колектора впускного, заслінки дросельної та робоче креслення вісі заслінки, індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Газовий двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, колектор впускний, заслінка дросельна.*

Annotation

63 pages, 6 figures, 5 tables, 11 bibliography

In the qualification work "Improvement of the design of the intake manifold of a stationary gas engine with a capacity of 560 kW. Prototype - 6ГЧН25/34» a description of the design of the engine - prototype 6ГЧН25/34, calculations of the working process, heat balance and dynamics of the engine were performed, an analysis of the designs of intake manifolds for gas engines was carried out. Reasonable improved design of the throttle valve, which ensures reliable start-up and operation of the gas engine on alternative fuel - generator gas. Measures to ensure labor protection during engine maintenance are given. In the graphic part of the work, assembly drawings of the engine, intake manifold, throttle valve and a working drawing of the valve axis, an indicator diagram and diagrams of forces acting in the KSHM were made.

Key words: *Gas engine, work process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, intake manifold, throttle valve.*

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34 .	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Загальні характеристики газоподібного палива.....	10
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	15
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	25
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	29
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	34
РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ ВПУСКНОГО КОЛЕКТОРУ ІЗ ДРОСЕЛЬНОЮ ЗАСЛІНКОЮ	
3.1 Вимоги до системи газообміну поршневих ДВЗ	38
3.2 Опис системи газообміну газового двигуна – прототипу.....	39
3.3 Проектування дросельної заслінки впускного колектора.....	44
3.4 Розрахунок на міцність впускного колектору.....	47
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	49
4.2 Захист навколишнього середовища.....	53
ВИСНОВКИ	55
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	57

					ПІННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Завалій				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	57
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-23		

ДОДАТКИ

Додаток 1 Газовий двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний переріз), А1.....	59
Додаток 2 Принципова схема подачі газоповітряної суміші, СП, А1.....	60
Додаток 3 Колектор впускний СК, А1.....	61
Додаток 4 Заслонка дросельна, СК, А2. Вісь, А2, РК.....	62
Додаток 5 Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	63

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

В зв'язку із ростом цін на нафтопродукти та скорочення запасів нафти все більш актуальним стають роботи, направлені на використання в ДВЗ альтернативних палив. Необхідність їх використання в двигунах різного призначення обумовлена також загостренням екологічних проблем, створених різким збільшенням парку двигунів внутрішнього згоряння. Ці фактори визначають необхідність пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Діапазон видів палива, що одержують із цих ресурсів, достатньо широкий. Це і палива із корисних викопних: природного газу, газового конденсату, вугілля, горючих сланців, бітумінозних пісків; палива рослинного та тваринного походження: рослинного масла, палива із біомаси, та жирів із тварин; одержаних із неорганічних та органічних ресурсів синтетичні палива, спирти та ефіри.

Особливе місце серед цих сировинних ресурсів займають палива, що виробляються із поновлюваної сировини.

Для газифікації можуть бути використані різні види твердого палива (деревина, торф, викопне вугілля, антрацит, кокс). Паливо з великим вмістом мінеральних домішок, малою термічною та механічною міцністю і великою спікливістю для газифікації не придатне. Останнім часом у зв'язку з приділенням серйозної уваги питанням ресурсо - та енергозбереження проводяться комплексні дослідно-конструкторські роботи, пов'язані з проектуванням та експлуатацією газогенераторів, які призначені для роботи на відходах деревинного виробництва та побутових і сільськогосподарських відходах (гілки, солома, стовбур соняшника, лушпиння соняшникового насіння тощо). Ці газогенератори можуть призначатись для використання як на громадських об'єктах, так і для індивідуального застосування.

При застосуванні стаціонарних двигунів внутрішнього згоряння практично у всіх сферах господарства дуже важливим є те, що наряду із виробництвом електричної енергії можливо отримувати і теплову енергію. Така можливість є тому, що температури випускних газів на виході із циліндрів двигуна достатньо

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

високі: 400-450°C – у дизельних двигунів та 500-600 °C для газових двигунів, а тому мають великий запас теплової енергії.

При використанні в якості палива піролізного газу (генераторного газу) для забезпечення надійного пуску газового двигуна 6ГЧН25/34 та стабільної його роботи на режимі холостого ходу в кваліфікаційній роботі розроблена конструкція впускного колектора з дросельною заслінкою покращеної конструкції.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

Газовий двигун 6ГЧН25/34 є привідним двигуном в двигун - генераторі ДвГА-500, 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

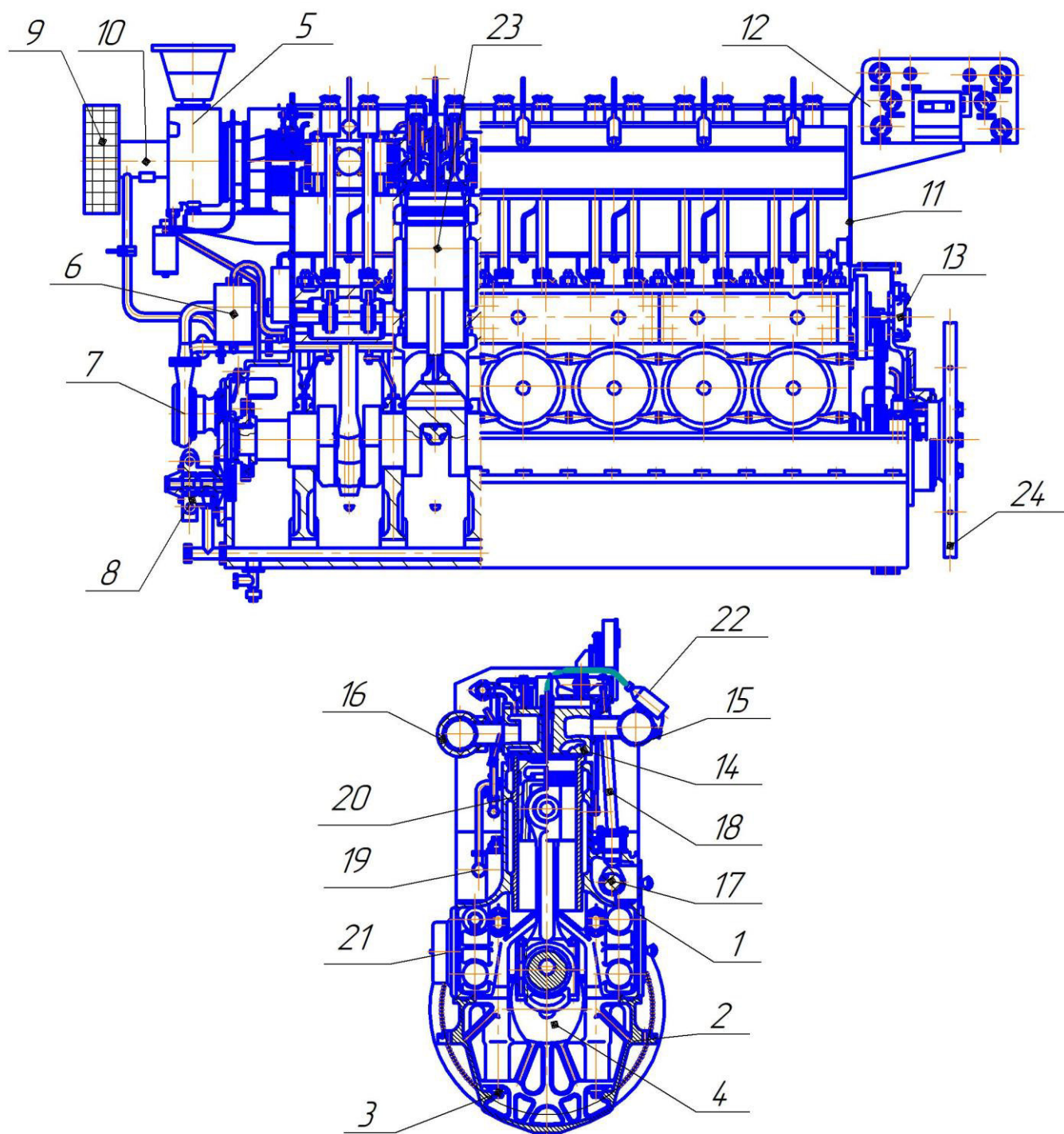


Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

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

					ПІНІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Загальні характеристики газоподібного палива

Газоподібне паливо має ряд важливих переваг перед іншими видами палива, основними з яких є: відсутність золи під час спалювання газоподібного палива; практично повна відсутність диму, сажі та інших продуктів неповного згоряння; можливість досягнення високих температур горіння за рахунок попереднього підігрівання повітря, необхідного для горіння; можливість спалювання газу з меншими тепловими втратами внаслідок кращого перемішування газу і повітря та меншого надлишку останнього; легкість та зручність регулювання процесу горіння та можливість його повної механізації та автоматизації; зручність транспортування на дальні відстані; відносна простота паливного господарства та його устаткування; поліпшені санітарно-гігієнічні умови праці персоналу, що обслуговує топкові та пічні пристрої.

В той же час при використанні газоподібного палива потрібно враховувати і ряд характерних для нього особливостей, а саме:

- зберігання газу у сталевих газгольдерах потребує великих капіталовкладень, і тому такі сховища будують, як правило, із розрахунку забезпечення покриття лише добової потреби у споживанні газу. Це обумовлює необхідність застосування резервного палива та переведення частини промислових споживачів у зимові місяці, коли потреба теплі зростає, з газоподібного палива на рідке та тверде;

- деякі види газоподібного палива містять значну кількість токсичного оксиду вуглецю. У разі витікання такого газу внаслідок нещільності комунікацій або загасання пальників можливі отруєння людей;

- газоповітряні суміші досить вибухонебезпечні. Проникнення газу у непрацюючі топки та витоки газу з газопроводів можуть призвести до серйозних аварій.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Прогресивні методи застосування газоподібного палива, розроблені та широко впроваджені в усі галузі народного господарства, дозволяють повністю ліквідувати або значно зменшити вплив перелічених недоліків газоподібного палива та забезпечити високу ефективність його використання.

г) Піролізні, або генераторні гази

Генераторні гази утворюються під час без залишкової газифікації твердого палива. Газифікація твердого палива являє собою хімічний процес, при якому горюча частина палива перетворюється в умовах високих температур в присутності вільного або зв'язаного кисню на горючі гази. Установки, в яких здійснюється газифікація твердого палива, називаються газогенераторами.

На відміну від будь-якої топки, горіння твердого палива в газогенераторах здійснюється у шарі великої товщини і характеризується підведенням повітря у кількості, недостатній для повного спалювання палива (від 30 до 50% від теоретично необхідної кількості). Гази, які утворюються у газогенераторі, містять продукти повного горіння палива (вуглекислий газ, вода) та продукти їх відновлення, неповного горіння та пірогенетичного розкладання (угарний газ, водень, метан, вуглець). До складу генераторних газів переходить також азот повітря.

У залежності від первинної сировини розрізняють такі типи газогенераторів: для пісного палива з незначним виходом летких речовин (кокс, антрацит, пісні вуглі); для бітумінозного палива зі значним виходом летких речовин (газові вугрі, бурі вуглі, бітумінозні пісковики); для деревного та торф'яного палива і для відходів мінерального палива (коксовий та вугільний дрібняк, залишки збагачувального виробництва).

Розрізняють газогенератори з рідким та твердим шлаковидаленням. Бітумінозні палива звичайно газифікуються у газогенераторах з оберненим водяним піддоном, а деревина та торф – у газогенераторах великого внутрішнього об'єму, тому що паливо, яке переробляється, має незначну густину.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дрібне паливо переробляється у газогенераторах високого тиску та у завислому або киплячому шарі.

За призначенням газогенератори поділяються на стаціонарні та транспортні, а в залежності від місця підведення повітря та відбирання газу – на газогенератори прямого та оберненого процесів. У газогенераторах прямого процесу рух носія кисню та утворення газів проходить знизу доверху. Для газогенераторів оберненого процесу характерним є те, що носій кисню та утворений газ рухаються зверху донизу. Для забезпечення оберненого потоку середня частина таких газогенераторів забезпечується фурмами, через які подається дуття.

Дуття, яке подається під колосникову решітку, проходить через шар шлаку і при цьому підігрівається, а потім подається під шар палива, що газифікується. Нижня частина шару палива, у якому ще існує вільний кисень дуття, називається окислювальною або кисневою зоною.

Та частина шару палива, у якій відсутній вільний кисень та проходять відновлювальні реакції, є зоною відновлення.

Окислювальна та відновлювальна зони, у яких проходять основні процеси, разом називають зоною газифікації.

Паливо, розташоване над зоною відновлення, під впливом гарячих продуктів газифікації піддається сухій перегонці, у процесі якої відбувається виділення летких речовин та коксоутворення, а продукти газифікації змішуються з леткими речовинами. Та частина шару палива, в якій проходять ці процеси, називається зоною сухої перегонки.

Верхня частина шару палива являє собою зону підсушування, тому що в ній відбувається випаровування вологи палива за рахунок теплоти газів, які піднімаються у верхню частину газогенератора. Разом зони сухої перегонки та підсушування складають зону підготовки палива.

Ступінь ефективності теплового використання палива під час газифікації характеризується коефіцієнтом корисної дії процесу газифікації, який є

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відношення кількості теплоти, що міститься в отриману газі, до наявної кількості теплоти твердого палива, витраченого на виробництво цього газу, тобто

$$\eta_T = \frac{Q_T \cdot V_T}{Q_{\Pi}} \cdot 100\%,$$

де Q_T - теплота згоряння газу, кДж/м³; V_T – вихід газу, м³; Q_{Π} –кількість теплоти, що міститься у паливі, витраченому на газифікацію, кДж.

У залежності від якості палива, яке газифікується, та виду застосованого дуття коефіцієнт корисної дії становить 55...75%.

Для газифікації можуть бути використані різні види твердого палива (деревина, торф, викопне вугілля, антрацит, кокс). Паливо з великим вмістом мінеральних домішок, малою термічною та механічною міцністю і великою спікливістю для газифікації не придатне. Останнім часом у зв'язку з приділенням серйозної уваги питанням ресурсо - та енергозбереження проводяться комплексні дослідно-конструкторські роботи, пов'язані з проектуванням та експлуатацією газогенераторів, призначених для роботи на відходах деревинного виробництва та побутових і сільськогосподарських відходах (гілки, солома, стовбур соняшника, лушпиння соняшникового насіння тощо). Ці газогенератори можуть призначатись для використання як на громадських об'єктах, так і для індивідуального застосування.

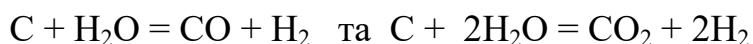
Вид застосованого дуття обумовлює склад та властивості генераторного газу. Як дуття використовується атмосферне повітря, водяну пару, пароповітряну суміш та інші реагенти. Характер дуття визначає вид отриманого генераторного газу: повітряний, водяний змішаний.

Повітряний генераторний газ виробляється із застосуванням повітряного дуття. При ідеальному процесі газифікації чистого вуглецю сухим повітрям розрахунковий склад повітряного газу характеризується вмістом $CO = 34,7\%$, $N_2 = 65,3\%$, а теплота його згоряння дорівнює 4400кДж/м³. У реальних умовах до складу повітряного газу крім основного вуглецю та азоту входять також вуглекислий газ (близько 5%) та компоненти летких речовин (H_2 , CH_4 та ін.). Відповідно, у цьому випадку дещо зменшується вміст CO .

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота згоряння реального повітряного газу становить 3700...4600 кДж/м³. Необхідно відмітити, що при роботі газогенератора лише на повітряному дутті у зоні газифікації розвиваються високі (до 1500 °С) температури, що викликає значне шлакування і нагрівання отриманого газу та великі втрати при газифікації. Температура реального повітряного газу становить близько 1000°С.

Водяний генераторний газ отримують продуванням попередньо розжареного шару коксу водяною парою. Водяна пара взаємодіє з вуглецем за ендотермічними реакціями, які потребують безперервного підведення теплоти:



В кваліфікаційній роботі передбачена робота газового двигуна на генераторному газі, що виробляється із відходів деревинного виробництва та побутових і сільськогосподарських відходів (гілки, солома, стовбур соняшника, лушпиння соняшникового насіння тощо). На кількість генераторного газу в значній мірі впливає вологість деревинних відходів. Так, суха щепи дає 1,5 нм³/кг газу, а волога 1,8 нм³/кг. Для ефективної роботи газогенератора вологість відходів має бути в межах 15...20%. Склад піролізного газу, як правило, такий: CO – 18,1...19,5%; CO₂ – 11,8...12,8%; CH₄ – 1,4...2,4%; H₂ – 16,2...18,5%; N₂ – 47,1...51,3%.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна 6ГЧН25/34

1. Проектні параметри двигуна

Ефективна потужність	$P_e =$	560	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,39	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_b =$	175	кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	298	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$p_r =$	170	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	820	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,5	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,34	
розширення	$n_2 =$	1,23	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,8	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,955	
Нижча теплота згорання генераторного газу	$Q_H =$	5060	кДж/м ³
Склад генераторного газу:	В об'ємних долях		
метан	$\text{CH}_4 =$	2	$r_{\text{CH}_4} = 0,02$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	0	$r_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	0	$r_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	0	$r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0	$r_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0$
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	11	$r_{\text{CO}_2} = 0,11$
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	19	$r_{\text{CO}} = 0,19$
азот	$\text{N}_2 =$	47,7	$r_{\text{N}_2} = 0,477$
кисень	$\text{O}_2 =$	2,3	$r_{\text{O}_2} = 0,023$
водень	$\text{H}_2 =$	18	$r_{\text{H}_2} = 0,18$

Газова постійна для:	кисню O_2	$R_{O_2} =$	259,8 Дж/(кг·град)
	азоту N_2	$R_{N_2} =$	296,9 Дж/(кг·град)
	метану CH_4	$R_{CH_4} =$	519,6 Дж/(кг·град)
	вуглекислого газу CO_2	$R_{CO_2} =$	296,9 Дж/(кг·град)
	сірководню H_2S	$R_{H_2S} =$	244,5 Дж/(кг·град)
	водню	$R_{H_2} =$	4157,0 Дж/(кг·град)
	оксид вуглецю	$R_{CO} =$	296,9 Дж/(кг·град)

3. Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2] \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 0,96 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 2,34 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\begin{aligned} \text{Кількість } CO_2: \quad M_{CO_2} &= CO + \sum (n C_n H_m + CO_2) \text{ кмоль} \\ M_{CO_2} &= 0,76 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } H_2O: \quad M_{H_2O} &= H_2 + \sum (0.5m C_n H_m), \text{ кмоль} \\ M_{H_2O} &= 0,04 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } O_2: \quad M_{O_2} &= 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль} \\ M_{O_2} &= 0,0788 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Кількість } N_2: \quad M_{N_2} &= 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2 \text{ кмоль} \\ M_{N_2} &= 1,533 \text{ кмоль} \end{aligned}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 2,412 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,075 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,0321$$

4. Параметри процесу наповнення.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, K$$

$$T_B = 367,6 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 337,6 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{cm}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \times L_0 \times T_r}{1 + \alpha \times L_0}, K$$

$$T_{\text{cm}} = 327,5 \text{ K}$$

де $T_r = 310 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{cm}} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

$$\text{де } P_d = 0,95 \times P_{\epsilon}$$

$$P_d = 166,3 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,044$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_H = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\text{cm}}}{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r T_r}$$

$$\varphi_H = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

$$T_d = \frac{T_{\text{cm}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$$T_d = 358,0 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \epsilon^{n_1}, \text{кПа}$$

$$p_c = 3882,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \epsilon^{n_1-1}, K$$

$$T_c = 796,4 \text{ K} \quad t_c = 523,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0307$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCp_{m_z} \cdot t_z - (mCv_{m_m} + 8,314\lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,3151$$

$$R_{CO_2} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,0166$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0327$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,6357$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 14,12$$

$$b = 317,25$$

$$mCv_{\text{гп}} = R_{\text{CH}_4} \cdot mCv_{\text{CH}_4} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2}$$

$$mCv_{\text{ch4}} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c2h6}} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c3h8}} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c4h10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c5h12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{N}_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{CO}_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 13,00$$

$$b = 438,3702$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{\text{см}} = \frac{mCv_{\text{гп}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{ме}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 17,09$$

$$b = 307,85$$

де $mCv_{\text{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємність повітря.

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

$$mCvm_{\text{см}} = a_{\text{см}} + \frac{b_{\text{см}}}{2} \cdot 10^{-5} t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCvm_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 17,09$$

$$b = 153,92$$

мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

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

$$b = 560,013$$

середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z".

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} t_z$$

$$a = 29,383$$

$$b = 280,007$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 288,610$$

$$B = 30,285$$

$$C = 57160,92 \quad 81263,2$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}}, K$$

$$t_z = 1633,2 \text{ C} \quad T_z = 1906,2 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ кПа}$$

$$p_{\max} = 9579,3 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,47$$

$$\Delta\lambda = 1,32 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

Ступінь подальшого розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

δ = кінці розширення.

$$p_{\epsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ кПа}$$

$$p_b = 531,2 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_b = 1109,9 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_b}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_b} \right]$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 881,6 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt{\frac{P_b}{P_r}}}$$

$$T_r = 759,2 \text{ К}$$

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100 \% \quad 3,50 \quad \%$$

Перевірка:

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1117,04 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \varphi_c \cdot 22,4} \cdot 4,186$$

$$\eta_i = 0,41$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$b_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

$$b_i = 1,74 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, M/C \quad V_{П.СР.} \text{ кПа}$$

$$S_{ПР} = 0,34 \quad - \quad \text{хід поршня, м}$$

$$V_{П.СР.} = 8,50 \quad \text{м/с}$$

$$p_m = 233,8 \quad \text{кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ кПа}$$

$$P_{me} = 883,24 \quad \text{кПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,79$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,324$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}, M^3 / (\text{квт. год}).$$

$$b_e = 2,195 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

$$B = b_e \times P_e, M^3 / \text{год}$$

$$B = 1229,1 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

$$V_{St} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 101,44 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,91 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм} \quad m = \frac{S_{ПР}}{d_{ПР}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 251,1 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 341,5 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ л}$$

$$V_{st} = 100,09 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}$$

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 552,5 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{eep}} \times 100\%$$

$$P_{eep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{eep} = 556,3 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 1,35 \%$$

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

Розрахунок параметрів турбокомпресора

1. Тиск газоповітряної суміші після турбокомпресора знаходимо по формулі

$$p_k = p_b + \Delta p_{огтс}, \text{ де}$$

$$p_k = 180 \text{ кПа}$$

$\Delta p_{огтс}$ – втрата тиску в охолоджувачі газоповітряної суміші

$$\Delta p_{огтс} = 5 \text{ кПа}$$

2. Втрата тиску повітря у фільтру - глушнику та змішувальній камері.

$$\Delta p_{ec} = 1,5 \text{ кПа}$$

3. Тиск повітря перед компресором

$$p_{вс} = p_a - \Delta p_{вс}$$

$$p_{вс} = 98,5 \quad \text{кПа}$$

4. Ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі

$$\pi_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{p_{вс}}$$

$$\pi_{\kappa} = 1,83$$

5. Масова витрата газоповітряної суміші через компресор

$$G_{ГПС} = (1 + \alpha \cdot L_0) \cdot B \cdot \frac{p_0}{T_{\Gamma}} \cdot \left(\frac{r_{o2}}{R_{o2}} + \frac{r_{CH4}}{R_{CH4}} + \frac{r_{N2}}{R_{N2}} + \frac{r_{H2}}{R_{H2}} + \frac{r_{CO2}}{R_{CO2}} + \frac{r_{CO}}{R_{CO}} \right)$$
$$G_{ГПС} = 2444,7 \quad \text{кг/год}$$

6. Густина газоповітряної суміші

$$\rho = \frac{G_{ГПС}}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot B}$$

$$\rho = 0,851 \quad \text{кг/м}^3$$

7. Обємна витрата газоповітряної суміші

$$V_{ГПС} = \frac{G_{ГПС}}{\rho}$$

$$V_{ГПС} = 2872 \quad \text{м}^3/\text{год}$$

2.3.1 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторних діаграм

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, 16
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	3,9
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,34
4. Ступінь стиску	ε	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	9,6
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,23
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

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

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Таблиця 2.3 Координати 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	3,90	78,0	9,6	192,0
1,25	2,83	46,6	7,52	150,4
1,5	2,02	36,4	5,79	115,8
2,0	1,54	24,8	4,03	80,6
2,5	0,98	18,2	3,08	61,6
3,0	0,76	14,4	2,50	50,0
4,0	0,48	9,6	1,80	36,0
5	0,36	7,2	1,31	26,2
7,0	0,23	4,6	0,81	16,2
9	0,16	3,2	0,58	11,6
10,5	0,13	2,6	0,47	9,4

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:
 c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

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

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

b - точка початку відкриття випускного клапана.

r' - точка початку відкриття впускного клапану.

r'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

1. Кривошипно - шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 237,5 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,17$ МПа
5. Маштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 3,9$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 9,6$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ,ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \cdot (AB)/2$, мм
с, до ВМТ	30	0,1647	18,5
f, до ВМТ	20	0,0747	8,4
b, після ВМТ	130	1,7147	192,9
r', до ВМТ	20	0,0747	8,4
r'', після ВМТ	30	0,1647	18,5
d, до ВМТ	150	1,7147	192,9

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,15/0,05 = 3,0$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_{c'} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 3,9 = 4,68$ МПа;
 $p_{c'}/m_p = 4,68/0,05 = 93,6$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{\max} = 0,85 \cdot 9,6 = 8,20$ МПа

$p_{zd}/m_p = 8,20/0,05 = 164,0$ мм.

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

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

					ПІННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Поправка Брікса в масштабі переміщення

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

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 5. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

Ефективна потужність двигуна	$P_e =$	561,5 кВт
Частота обертання колінвалу	$n =$	750 хв-1
Діаметр циліндру	$d = D =$	250 мм
Хід поршня:	$S =$	340 мм
Число циліндрів:	$i =$	6
Коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
Нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	5060,1 кДж/кг
Годинна витрата газу:	$B_r =$	1226,4 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$h \eta_i =$	0,41
Ефективний к.к.д.:	$\eta_e =$	0,32
Кількість свіжого заряду	$M_1 =$	2,337 кмоль/кг
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	2,412 кмоль/кг
Температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	875,7 К
Температура на початку стиску	$T_d =$	353,4 К
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	25,81 кДж/(кмоль*К)
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,87 кДж/(кмоль*К)
Середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1131,5 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{II} = Q_e + Q_B + Q_T + Q_M + Q_{н.в.}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_T - 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:

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{II} = 1723,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 561,5 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{II} \cdot 100 \%$$

$$q = 32,6 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$Q'_e = 560 \text{ кВт}$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$\Delta = 0,27 \%$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться системою охолодження:

$$Q_e = Q_w + Q_{т.п.} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{т.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по втулці циліндру;

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{СТ.} + W_{Г.Р.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

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

З експериментальних даних:

$W_{нап.} = 0$ $W_{г.р.} = 0,09-0,16$ $0,14$

$W_{ст.} = 0$ $W_{вип.} = 0,01-0,05$ $0,04$

$Q_w = 310,3 \text{ кВт}$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

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

$C_m = S \cdot n / 30$ середня швидкість поршня

$C_m = 8,5 \text{ м/с}$

$P_{мд} = 188,3 \text{ кПа}$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$P_{ср.т.} = 112,98 \text{ кПа}$

Потужність тертя поршнів двигуна:

$$P_n = P_{ср.т.} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$

$$P_n = 70,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 70,7 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається через стінки втулки циліндру та утворюється при терті поршнів двигуна:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 381,0 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_e \cdot C_{me} \cdot \Delta T_e}$$

$$K = 1,2-1,5 - \text{коефіцієнт запасу.} \quad K = 1,5$$

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

$$C_{me} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)} - \text{середня теплоємність води.}$$

$$\Delta T_e = 6-10 \text{ К} - \text{температурний перепад води в холодильнику.}$$

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0136 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_e \cdot \Delta P_e / \eta_{в.н.}$$

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

$$\eta_{в.н.} = 0,6 - 0,7 - \text{к.к.д. водяного насосу.}$$

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 2,06 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 2,06 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 383,0 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_B = 22,22 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_T = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$$mC_p = 8,314 + mC_v \quad \text{ізобарна теплоємність продуктів згорання}$$

$mC_p' = 8,314 + mC_v$ ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 32,51 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,19 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_{\Gamma} = 665,1 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 38,58 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ - доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = 0,0681$$

тоді

$$Q_{MD} = 117,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 44,7 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$K = 1,2 - 1,5$ - коефіцієнт запасу $K = 1,5$

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

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

$T_M = 6 - 15 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0045 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $p_0 = (0,3 - 0,4) \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі.

$$p_0 = 350000 \text{ Па}$$

$\eta_m = 0,7 - 0,9$ - механічний к.к.д. масляного насоса.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 2,23 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$$

$$Q_{M2} = 2,2 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 47,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_M = 2,72 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{IT} - (Q_e + Q_g + Q_{\text{в}} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 67,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{IT} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 3,90 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	561,5	32,6
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	383,0	22,2
теплота, яка виноситься випускними газами	665,1	38,6
теплота, яка відводиться маслом	47,0	2,7
невраховані теплові втрати	67,2	3,9
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1723,8	100

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

сили тиску газів на поршень

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

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

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

R – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

- сумарна сила

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

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

- 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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

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}	$h_{\text{max}} = 192,0 \text{ мм}$
г) максимальний тиск згоряння	$p_{\text{max}} = 9,6\text{Па}$
д) кривошипно - шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
е) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально	$m_s = 78,6 \text{ кг}$
з) радіус кривошипу	$R = 0,17\text{м}$
л) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 =$ $= 3,14 \cdot 750/30 = 78,4 \text{ рад/с.}$	

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку 5 графічної частини кваліфікаційної роботи.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 Результати розрахунку динаміки газового двигуна 6ГЧН25/34

φ °	РЦ	F _Г	F _И	F _Д	F _Н	F _Р	F _К	F _Г	F _И	F _Д	F _Н	F _Р	F _К
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,2	7,85	-66,41	-58,56	0,00	-58,56	0,00	3,2	-27,1	-23,9	0,0	-23,9	0,0
15	3,2	7,85	-62,84	-54,99	-3,51	-52,21	-17,62	3,2	-25,6	-22,4	-1,4	-21,3	-7,2
30	3,2	7,85	-52,72	-44,87	-5,56	-36,07	-27,25	3,2	-21,5	-18,3	-2,3	-14,7	-11,1
45	3,2	7,85	-37,69	-29,84	-5,27	-17,37	-24,83	3,2	-15,4	-12,2	-2,1	-7,1	-10,1
60	3,2	7,85	-20,09	-12,24	-2,67	-3,81	-11,94	3,2	-8,2	-5,0	-1,1	-1,6	-4,9
75	3,2	7,85	-2,44	5,41	1,32	0,12	5,57	3,2	-1,0	2,2	0,5	0,0	2,3
90	3,2	7,85	13,11	20,96	5,32	-5,32	20,96	3,2	5,3	8,5	2,2	-2,2	8,5
105	3,2	7,85	25,15	33,00	8,07	-16,34	29,79	3,2	10,3	13,5	3,3	-6,7	12,1
120	3,2	7,85	33,21	41,06	8,95	-28,28	31,08	3,2	13,5	16,7	3,6	-11,5	12,7
135	3,2	7,85	37,69	45,54	8,04	-37,89	26,51	3,2	15,4	18,6	3,3	-15,4	10,8
150	3,2	7,85	39,60	47,45	5,88	-44,04	18,63	3,2	16,1	19,3	2,4	-18,0	7,6
165	3,2	7,85	40,13	47,98	3,06	-47,14	9,46	3,2	16,4	19,6	1,2	-19,2	3,9
180	3,2	7,85	40,19	48,04	0,00	-48,04	0,00	3,2	16,4	19,6	0,0	-19,6	0,0
195	3,2	7,85	40,13	47,98	-3,06	-47,14	-9,46	3,2	16,4	19,6	-1,2	-19,2	-3,9
210	3,5	8,59	39,60	48,19	-5,97	-44,72	-18,92	3,5	16,1	19,6	-2,4	-18,2	-7,7
225	4,1	10,06	37,69	47,75	-8,43	-39,73	-27,80	4,1	15,4	19,5	-3,4	-16,2	-11,3
240	4,6	11,28	33,21	44,49	-9,70	-30,65	-33,68	4,6	13,5	18,1	-4,0	-12,5	-13,7
255	5,5	13,49	25,15	38,64	-9,45	-19,13	-34,88	5,5	10,3	15,8	-3,9	-7,8	-14,2
270	7,0	17,17	13,11	30,28	-7,69	-7,69	-30,28	7,0	5,3	12,3	-3,1	-3,1	-12,3
285	9,4	23,06	-2,44	20,62	-5,04	0,46	-21,22	9,4	-1,0	8,4	-2,1	0,2	-8,7
300	13,8	33,85	-20,09	13,76	-3,00	4,28	-13,42	13,8	-8,2	5,6	-1,2	1,7	-5,5
315	22,2	54,46	-37,69	16,77	-2,96	9,76	-13,95	22,2	-15,4	6,8	-1,2	4,0	-5,7
330	38,2	93,71	-52,72	40,99	-5,08	32,96	-24,90	38,2	-21,5	16,7	-2,1	13,4	-10,1
345	73,9	181,29	-62,84	118,45	-7,56	112,45	-37,96	73,9	-25,6	48,3	-3,1	45,8	-15,5
360	112,0	274,75	-66,41	208,34	0,00	208,34	0,00	112,0	-27,1	84,9	0,0	84,9	0,0
375	155,7	381,95	-62,84	319,11	20,36	302,97	102,26	155,7	-25,6	130,1	8,3	123,5	41,7
390	94,1	230,84	-52,72	178,12	22,08	143,22	108,18	94,1	-21,5	72,6	9,0	58,4	44,1
405	55,6	136,39	-37,69	98,70	17,44	57,47	82,12	55,6	-15,4	40,2	7,1	23,4	33,5
420	35,8	87,82	-20,09	67,73	14,77	21,07	66,04	35,8	-8,2	27,6	6,0	8,6	26,9
435	25,0	61,33	-2,44	58,89	14,41	1,33	60,61	25,0	-1,0	24,0	5,9	0,5	24,7
450	18,6	45,63	13,11	58,74	14,91	-14,91	58,74	18,6	5,3	23,9	6,1	-6,1	23,9

Продовження таблиці 2.5													
465	15,3	37,53	25,15	62,68	15,33	-31,04	56,58	15,3	10,3	25,6	6,3	-12,7	23,1
480	14,0	34,34	33,21	67,55	14,73	-46,53	51,14	14,0	13,5	27,5	6,0	-19,0	20,8
495	12,4	30,42	37,69	68,11	12,03	-56,67	39,65	12,4	15,4	27,8	4,9	-23,1	16,2
510	10,5	25,76	39,60	65,36	8,10	-60,66	25,67	10,5	16,1	26,6	3,3	-24,7	10,5
525	8,4	20,61	40,13	60,74	3,87	-59,67	11,98	8,4	16,4	24,8	1,6	-24,3	4,9
540	6,9	16,93	40,19	57,12	0,00	-57,12	0,00	6,9	16,4	23,3	0,0	-23,3	0,0
555	4,7	11,53	40,13	51,66	-3,30	-50,75	-10,19	4,7	16,4	21,1	-1,3	-20,7	-4,2
570	3,7	8,95	39,60	48,56	-6,02	-45,06	-19,07	3,7	16,1	19,8	-2,5	-18,4	-7,8
585	3,0	7,36	37,69	45,05	-7,96	-37,48	-26,23	3,0	15,4	18,4	-3,2	-15,3	-10,7
600	3,0	7,36	33,21	40,57	-8,85	-27,94	-30,71	3,0	13,5	16,5	-3,6	-11,4	-12,5
615	3,0	7,36	25,15	32,51	-7,95	-16,10	-29,34	3,0	10,3	13,3	-3,2	-6,6	-12,0
630	3,0	7,36	13,11	20,47	-5,20	-5,20	-20,47	3,0	5,3	8,3	-2,1	-2,1	-8,3
645	3,0	7,36	-2,44	4,92	-1,20	0,11	-5,06	3,0	-1,0	2,0	-0,5	0,0	-2,1
660	3,0	8,59	-20,09	-11,50	2,51	-3,58	11,22	3,5	-8,2	-4,7	1,0	-1,5	4,6
675	3,0	7,36	-37,69	-30,33	5,36	-17,66	25,23	3,0	-15,4	-12,4	2,2	-7,2	10,3
690	3,0	7,36	-52,72	-45,36	5,62	-36,47	27,55	3,0	-21,5	-18,5	2,3	-14,9	11,2
705	3,0	7,36	-62,84	-55,48	3,54	-52,67	17,78	3,0	-25,6	-22,6	1,4	-21,5	7,2
720	3,0	7,36	-66,41	-59,05	0,00	-59,05	0,00	3,0	-27,1	-24,1	0,0	-24,1	0,0

3 ПРОЕКТУВАННЯ ВПУСКНОГО КОЛЕКТОРА З ДРОСЕЛЬНОЮ ЗАСЛІНКОЮ

3.1 Вимоги до системи газообміну поршневого двигуна внутрішнього згоряння.

Системи газообміну служать для підведення свіжого повітря (газоповітряної суміші) до двигуна і для відведення із циліндрів випускних газів. Одне із головних вимог, яке пред'являється до систем впуску і випуску – можливо малі гідравлічні втрати тиску у впускному та випускному трактах. При проектуванні вказаних систем зменшення втрат тиску досягається за рахунок збільшення прохідних перерізів трубопроводів (якщо це допускається), плавної конфігурації каналів та патрубків, відсутність різких змін напрямків потоків газів та інших заходів.

Впускні трубопроводи повинні забезпечувати рівномірний розподіл повітря (газоповітряної суміші) по окремим циліндрам, що досягається відповідною конструкцією впускного тракту і доведення пульсацій тиску газоповітряної суміші до мінімуму. Ця вимога має особливе значення для 4- тактних газових двигунів, де не завжди вдається забезпечити рівномірність наповнення всіх циліндрів, що може призвести до перевантаження окремих циліндрів і появи в них детонаційного згоряння, що супроводиться характерним різким стуком.

Загальна компоновка впускних та випускних трубопроводів (особливо у двигунів з турбонаддувом) не повинна порушувати загальні архітектурні форми двигуна.

Впускні трубопроводи мають, як правило, найбільш просту конструкцію. Частіше всього впускний колектор має круглу або прямокутну форму, оснащений патрубками, що підводять повітря до окремих циліндрів. Повітря до впускного колектора з одного кінця, причому на вхідний патрубок в залежності від необхідності встановлюється сітка, повітряний фільтр або глушник всмоктування (або і одне і друге).

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В дизелях без наддуву впускний колектор може бути литим або звареним; при наддуві у зв'язку із підвищеним тиском і температурою колектори роблять зварними і облаштовують запобіжними пристроями на випадок запалювання парів масла в ресивері. У 4-тактних дизелів впускні колектори круглого перерізу мають звичайно діаметр $d_{\text{вп.}} = (0,5 \dots 0,7)D$, де більші величини відносяться до багатооборотних та форсованих двигунів.

У двотактних двигунах ресивери продувочного повітря мають додаткові порожнини в блок-циліндрах; тому загальний об'єм ресивера більше, ніж у 4 – тактних двигунів. Для забезпечення рівномірного розподілу повітря по циліндрам і для зменшення можливих пульсацій продувочного повітря при проектуванні вибирають можливо більший об'єм ресивера.

3.2 Опис системи газообміну газового двигуна – прототипу

Система газообміну (система підведення паливного газу до двигуна) призначена для підведення газоповітряної суміші в циліндри двигуна та відведення від нього відпрацьованих газів. Основні вузли системи (рис.3.1): блок газової апаратури, фільтр – глушник; змішувач; турбокомпресор; охолоджувач газоповітряної суміші; впускний колектор, випускний колектор.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

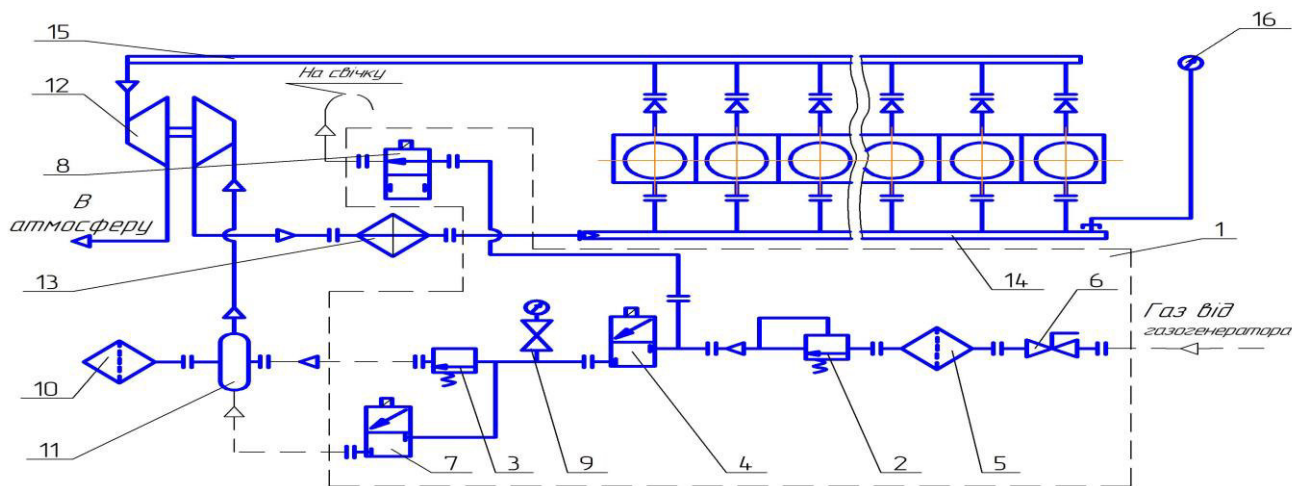


Рисунок 3.1 Принципова схема системи газообміну

1- блок газової апаратури; 2 - регулятор тиску; 3 - регулятор співвідношення газ-повітря; 4 - електромагнітний клапан, що повільно відкривається; 5 - фільтр газу; 6 - кран кульовий; 7- електромагнітний клапан холостого ходу; 8 - електромагнітний клапан (на свічку); 9 - кран кнопочний з манометром; 10 - фільтр глушник; 11 - змішувач; 12 - турбокомпресор; 13 - охолоджувач газоповітряної суміші; 14 - впускний колектор; 15 - випускний колектор; 16 - мановакууметр.

3.2.1 Фільтр – глушник

Фільтр – глушник (рис.3.2) призначений для очищення повітря, що подається в двигун від пилу, сторонніх предметів та інших забруднень, а також для зменшення шуму впуску.

Фільтр – глушник через перехідник кріпиться до турбокомпресора, а до патрубку 14 кріпиться система вентиляції картера (рис.3.2).

3.2.2 Блок газової апаратури

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

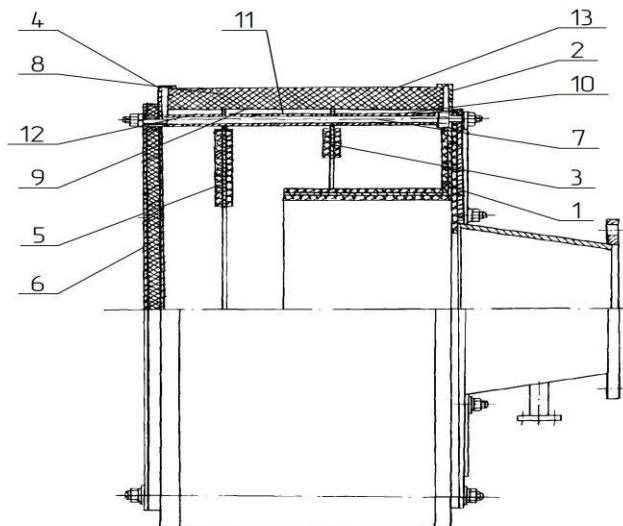


Рисунок 3.2 Фільтр-глушник
1-перехідник; 2-конфузор; 3-фланець роздільний; 4-кришка; 5-фланець; 6-заглушка;
7-шпилька; 8-сітка верхня; 9-сітка нижня; 10, 11, 12-трубка обмежувальна; 13-сітка

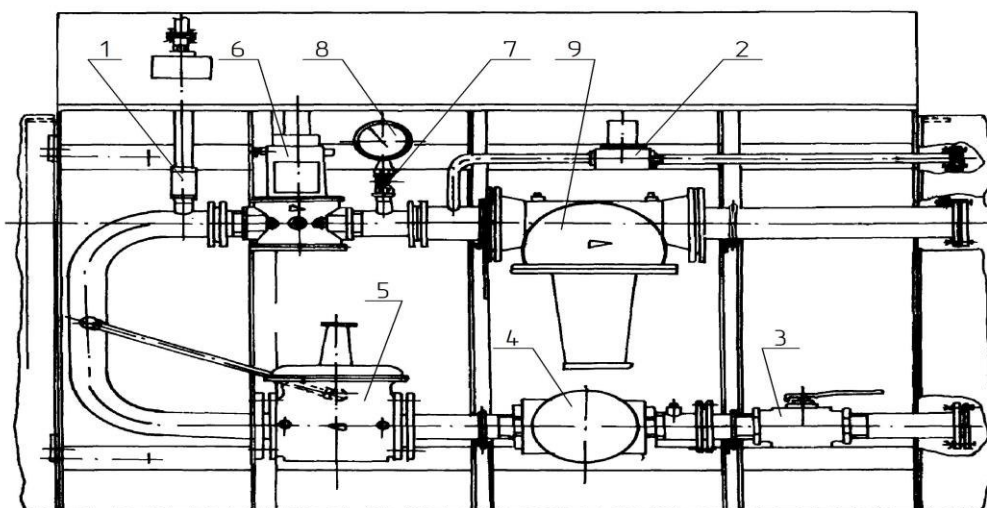


Рисунок 3.3 Блок газової апаратури
1-електромагнітний клапан ЕМК3/4"; 2-ЭМК1/2"; 3-кран кульовий; 4-фільтр газу;
5-регулятор тиску; 6- електромагнітний клапан повільного відкриття;
7-кран кнопочний; 8-манометр; 9-регулятор співвідношення газ/повітря.

Блок газової апаратури (рис.3.3) виконаний у вигляді шафи одностороннього обслуговування, в якому встановлена газова апаратура (електромагнітні клапани, регулятор тиску, фільтр газу, кульовий кран та інше обладнання) і призначений для автоматичного регулювання тиску газу, що поступає в двигун. Він також виконує функції дистанційного відкриття та закриття електромагнітних клапанів, тобто подачу газу в двигун або його перекриття, а при аварійній зупинці двигуна їх автоматичне виключення (закриття, відкриття).

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

3.2.3 Змішувальна камера

Змішувальна камера двигунів типу 6ГЧН25/34 і 8ГЧН25/34 призначена для змішування потоку повітря, що поступає через фільтр – глушник на всмоктування в компресор турбокомпресора з газом, що поступає із газового трубопроводу в камеру. Камери змішувальні по принципу дії однакові, а відрізняються лише розмірами.

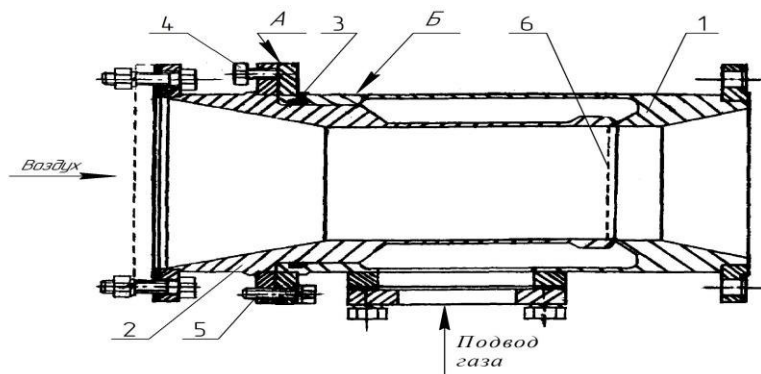


Рисунок 3.4 Змішувальна камера
1- корпус; 2 - вставка; 3-кільце ущільнювальне;
4 - болт віджимний ;5- болт стяжний; 6 - щілина;

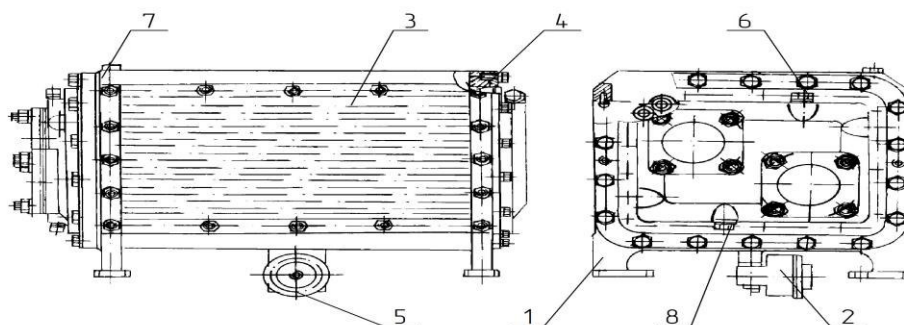


Рисунок 3.5 Охолоджувач газоповітряної суміші
1- корпус охолоджувача; 2 - клапан зливу; 3-секція охолодження;
4 - кільце ущільнювальне; 5 - фланець; 6,8 - пробка; 7 - прокладка.

мішувальна камера (рис.3.4) складається корпусу 1, в який встановлена вставка 2 з ущільнюючим кільцем 3, віджимних болтів 4 та стяжних болтів 5. Вставка в корпусі змішувальної камери має переміщення, чим забезпечується регулювання величини щілини виходу газу. Газ із газового трубопроводу через отвір фланця 8 поступає в кільцевий простір поміж корпусом 1 та вставкою 2 і через кільцеву щілину 6 витікає на змішування з потоком повітря і далі на всмоктування в турбокомпресор.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Величина щілини, що визначає площу перерізу для проходження газу, встановлюється на заводі – виробнику при випробуваннях та регулюванні параметрів двигуна і записується у формуляр двигуна. На місці установки двигуна – генератора у Замовника величина щілини може змінюватися в залежності від якості паливного газу. На поверхні Б нанесена манкіровка фактичного зазору поміж вставкою та корпусом (величина щілини) в мм при

нульовому зазорі А поміж фланцями корпусу та вставки, що дає можливість визначати величину щілини при регулюванні двигуна.

3.2.4 Охолоджувач газоповітряної суміші

Охолоджувач газоповітряної суміші (ОГПС) призначений для охолодження газоповітряної суміші, що поступає із турбокомпресора в циліндри двигуна. ОГПС (рис. 3.5) складається із пакета гладеньких труб кінці яких завальковані в рухомій та нерухомій дошках. Пакет трубок омивається з однієї сторони охолоджуючою водою, а з іншої сторони охолоджуваною сумішшю повітря та газу. Нерухома трубна дошка пакету жорстко кріпиться до корпусу 1, рухома дошка ущільнюється в корпусі гумовим кільцем 4 та фланцем 5. До рухомої та нерухомої дошкам пакету кріпляться кришки.

В кришці підведення охолоджуючої води горизонтальне ребро розташоване так, що ділить пакет на дві секції, в результаті чого охолоджуюча вода змінює свій напрямок, послідовно проходячи кожную секцію та виходить із охолоджувача. В кришці є дві пробки: верхня 6 для видалення повітря із охолоджувача при заповненні його водою, нижня 8 – для зливання води із охолоджувача.

Також на корпусі охолоджувача встановлений клапан 2 для видалення води із колектора впускного при зупинці та стоянці двигуна.

Клапан зливний складається із корпусу, клапану, сидла клапану, пружини, мембрани, кришки та з'єднувальних трубопроводів. Робоче середовище – масло під тиском від системи двигуна. При наявності тиску в системі масло через гумову мембрану і клапан закриває отвір, що з'єднує порожнину колектора з атмосферою. При зупинці двигуна тиск в системі змащування падає і клапан за допомогою пружини відкриває отвір і вода, що потрапила в порожнину

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

впускного колектора, витікає по зливному трубопроводу в ємкість для збирання протікань. Значне витікання рідини (води) із трубопроводу зливання свідчить про пошкодження трубок всередині охолоджувача або порушенні ущільнення трубок в дошках.

Наявність значного витікання масла із трубопроводу зливання свідчить про пошкодження гумової мембрани або витіканню масла із масляної порожнини компресора ТК. Для заміни мембрани – відвернути болти, зняти кришку, замінити мембрану і встановити кришку на місце. Регулювання продувочний клапан не потребує.

3.3 Проектування дросельної заслінки впускного колектора

Розміри заслінки, в першу чергу діаметр, мають бути такими щоб забезпечити витрату через неї газоповітряної суміші при роботі двигуна на режимі номінальної потужності. Площа ж отвору (отворів) холостого ходу в дросельній заслінці при цьому повинна бути такою, щоб через нього проходила кількість газоповітряної суміші, яка б забезпечувала роботу двигуна на режимі холостого ходу при мінімальній частоті обертання колінчастого валу ($n = 350 \dots 400 \text{ хв}^{-1}$). При цьому дросельна заслінка має бути в закритому положенні і регулятор швидкості (актуатор) не повинен діяти на заслінку. Це забезпечить стабільну, без пропусків запалювання робочої суміші в циліндрах двигуна, роботу газового двигуна на генераторному газу в режимі холостого ходу. Таким чином виключаються випадки вибухів робочої газоповітряної суміші з великою кількістю водню в циліндрах двигуна, впускному та випускному колекторах.

Для розрахунку розмірів дросельної заслінки в першу чергу потрібно знати параметри газоповітряної суміші (тиск, витрата, температура) на режимах номінальної потужності та холостого ходу.

Об'ємна витрата газоповітряної суміші при номінальній потужності знайдена в процесі виконання розрахунку робочого циклу газового двигуна 6 ГЧН25/34 і складає $V_{\text{ГПС}} = 2944 \text{ м}^3/\text{год}$.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Знайдемо також об'ємну витрату газоповітряної суміші на режимі холостого ходу, який характерний тим, що зовнішнє навантаження на газовий двигун відсутнє, а індикаторна потужність двигуна повністю витрачається на механічні втрати в двигуні.

Індикаторну потужність двигуна на режимі холостого ходу знаходимо по формулі

$$P_{i_{h.x.x.}} = P_{mex.} = (1 - \eta_m)P_e = (1 - 0,8) \cdot 560 = 112 \text{ кВт, де (1)}$$

$\eta_m = 0,80$ – механічний ККД газового двигуна, підрахований при розрахунку робочого процесу двигуна;

$P_e = 560 \text{ кВт}$ – номінальна ефективна потужність двигуна

Годинна об'ємна витрата генераторного газу на режимі холостого ходу може бути підрахована по формулі

$$V_{x.x.} = P_{i_{h.x.x.}} \cdot b_i = 112 \cdot 1,73 = 201 \text{ м}^3/\text{год, де}$$

$b_i = 1,73 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год}$ – індикаторна питома витрата генераторного газу.

Годинну об'ємну витрату газоповітряної суміші через заслінку на режимі холостого ходу знайдемо по формулі

$$V_{ГПС \text{ х.х.}} = V_{x.x.} \cdot (1 + \alpha \cdot L_0) = 201 \cdot (1 + 1,39 \cdot 0,96) = 470 \text{ м}^3/\text{год, де (3)}$$

$\alpha = 1,39$ – коефіцієнт надлишку повітря для згоряння генераторного газу;

$L_0 = 0,96 \text{ м}^3/\text{м}^3$ – теоретична витрата повітря для згоряння 1 м^3 генераторного газу.

Діаметр заслінки d_3 знаходимо із рівняння витрати газоповітряної суміші, яке запишеться наступним чином

$$\frac{p_a}{p_d} \cdot V_{ГПС \text{ х.х.}} = 3600 \cdot a \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot v_{ГПС}, \text{ м}^3/\text{год, де (4)}$$

$a = 0,8$ – коефіцієнт, що враховує загромадження площі прохідного перерізу заслінки її віссю та деталями кріплення диска заслінки до осі 4

$p_a = 100 \text{ кПа}$ – атмосферний тиск повітря при нормальних умовах;

$p_d = 183 \text{ кПа}$ – тиск газоповітряної суміші перед заслінкою;

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$v_{гпс} = 50...70$ м/с – оптимальна швидкість газоповітряної суміші при проходженні заслінки, при якій забезпечується прийнятний її аеродинамічний опір;

Із формули (4) знаходимо діаметр диска заслінки

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{гпс} \cdot p_a}{3600 \cdot a \cdot \pi \cdot v_{зпс} \cdot p_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2944 \cdot 100}{3600 \cdot 0,8 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 183}} = 109_{мм}.$$

Конструктивно приймає діаметр заслінки $d_3 = 110$ мм

Виконаємо перевірочний розрахунок аеродинамічного опору заслінки при знайденому діаметрі по формулі

$$\Delta p_3 = \frac{\rho_{гпс} \cdot v_{зпс}^2}{2} = \frac{1,545 \cdot 60^2}{2} = 2780 \text{ Па} = 2,78 \text{ кПа}, \text{ де} \quad (5)$$

$\rho_{гпс} = \rho_0 \cdot p_d/p_a = 0,851 \cdot 183/100 = 1,545$ кг/м³ – густина газоповітряної суміші перед заслінкою, де

$\rho_0 = 0,851$ кг/м³ – густина газоповітряної суміші при нормальних умовах;

При роботі двигуна на режимі холостого ходу і проміжних оборотах колінчастого валу ($n \approx 400$ хв⁻¹) тиск газоповітряної суміші перед заслінкою можна приймати рівним атмосферному, так як аеродинамічний опір фільтра – глушника та змішувальної камери є незначним по причині її малої витрати, а отже і швидкості. Тиск газоповітряної суміші за заслінкою – у впускному колекторі при роботі двигуна на режимі холостого ходу знайдемо із рівняння для витрати її в циліндри двигуна.

$$i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot \eta_H \cdot \frac{n}{2} \cdot 60 \cdot \frac{p_k}{p_a} = V_{гпсх.х.} \quad (6)$$

Звідки тиск газоповітряної суміші у впускному колекторі

$$p_k = \frac{4 \cdot V_{гпсх.х.} \cdot p_a}{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot \eta_H \cdot 30 \cdot n \cdot i} = \frac{4 \cdot 470 \cdot 100}{3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 0,34 \cdot 0,92 \cdot 30 \cdot 400 \cdot 6} = 42 \text{ кПа}, \text{ де}$$

$i = 6$ – число циліндрів двигуна.

Швидкість газоповітряної суміші через отвори холостого ходу в заслінці знаходимо по формулі

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T \cdot \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} =$$

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 283 \cdot 293 \cdot \left[1 - \left(\frac{42}{101} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} \right]} = 340 \text{ м/с}$$

де $\kappa = 1,4$ – показник адіабати;

$R = 283 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$ – газова постійна для повітря;

T_1 = температура газоповітряної суміші;

$p_k = 42 \text{ кПа}$ – тиск у впускному колекторі;

$p_1 = 101 \text{ кПа}$ – тиск атмосферний;

Діаметр отворів холостого ходу у заслінці знаходимо по формулі

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{ГПСХХ}}}{3600 \cdot i \cdot c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 470}{3600 \cdot 2 \cdot 340}} = 0,028 \text{ м} = 28 \text{ мм}$$

де $i = 2$ – число отворів холостого ходу в заслінці.

3.4 Розрахунок на міцність впускного колектора

В запроектованому газовому двигуні 6ГЧН 25/34 при його нормальній роботі у впускному колекторі знаходиться газоповітряна суміш, яка містить значну кількість водню H_2 , який здатний утворювати так звану «гримучу» суміш. Тому для забезпечення безпечної роботи газового двигуна з великим об'ємом впускного колектора, його міцність необхідно перевірити на тиск вибуху робочої суміші, що можливо при поломці коромисла впускного клапана, або ж заклинюванні впускного клапана у втулці направляючій. В цьому випадку випускні або робочі гази з високою температурою можуть потрапити у впускний колектор і спричинити вибух робочої газоповітряної суміші. Для проведення розрахунку корпусу впускного колектора на міцність знайдемо максимально можливий теоретичний тиск, який утворюється в замкненому об'ємі впускного колектора при вибуху робочої газоповітряної суміші тиск в закритому об'ємі. Згідно із довідковими по техніці безпеки при роботі з паливними газами відомо, що тиск у замкненому об'ємі при вибуху газоповітряної суміші

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

збільшується у 7 разів. Отже, у нашому випадку розрахунковий тиск для розрахунку впускного колектора складе

$$p_p = 7 \cdot 0,183 = 1,28 \text{ МПа, де}$$

$p_b = 0,183 \text{ МПа}$ – тиск газоповітряної суміші у впускному колекторі при роботі двигуна на номінальній потужності.

Напруження розтягування в матеріалі стінки впускного колектора, який виготовлений із круглої труби, знаходимо по формулі добре відомої з опору матеріалів

$$\sigma = \frac{p_p \cdot D}{2 \cdot \delta} = \frac{1,28 \cdot 0,142}{2 \cdot 0,004} = 22,7 \text{ МПа, де}$$

$D = 0,142 \text{ м}$ – внутрішній діаметр впускного колектору

$\delta = 0,004 \text{ м}$ – товщина стінки впускного колектора;

Допустиме напруження розтягування для матеріалу колектора – Сталь 10 ГОСТ 1050 – 84 - $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$.

По результатам розрахунку міцність впускного колектора забезпечується.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

До роботи на дільниці з підготовки до експлуатації та експлуатацію дизелів допускаються особи що досягли 18-річного віку, пройшли медичний огляд, пройшли інструктажі по охороні праці, пристрій, що вивчили, і роботу дизеля і дизель-генераторів і іспити кваліфікаційної комісії, що здали, по професії, навчену і атестовану по питаннях охорону праці.

Під час роботи робочий повинен користуватися виданою йому згідно нормативів спецодягом:

- рукавиці х/б - 1 місяць;
- костюм х/б -12 місяців;
- навушники (беруші) - до зносу;
- черевики шкіряні - 12 місяців.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила внутрішнього трудового розпорядку, правила пожежної безпеки, палити тільки у визначених для куріння місцях.

Основними небезпечними і шкідливими виробничими факторами є:

- оксид вуглеводня;
- мінеральні масла;
- сірчистий ангідрид;
- виробничий шум.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Працівник зобов'язаний дотримувати правила і вимоги санітарних норм:

- відходи виробництва (зберігати) збирати в спец тару;
- користуватися витяжною і приточуванням вентиляцією, ЗІЗ при роботі з небезпечними і шкідливими речовинами;
- при роботі з новими невідомими вам матеріалами, вимагати інструкцію по їх застосуванню.

Працівник зобов'язаний дотримувати правила особистої гігієни:

- не зберігати і не приймати пищу на робочому місці; мити руки перед прийомом їжі;
- не застосовувати для миття рук гас, бензин і інші шкідливі рідини.

Працівник зобов'язаний:

- Піклуватися про особисту безпеку і здоров'я, а також про безпеку і здоров'я навколишніх людей в процесі виконання будь-яких робіт або під час знаходження на території електростанції.
- Знати і виконувати вимоги нормативно-правових актів по охороні праці, правил поводження з машинами, механізмами, устаткуванням і іншими засобами виробництва, користуватися засобами колективного і індивідуального захисту.
- Проходити у встановленому законодавством порядку попередні і періодичні огляди.
- Вимоги інструкції є обов'язковими для тих, що працюють, не виконання цих вимог розглядається як порушення виробничої дисципліни, що тягне за собою відповідальність відповідно до чинного законодавства України.

Вимоги безпеки перед початком роботи

- Привести в порядок робочий одяг: застебнути обшлаг рукавів, прибрати волосся під головний убір.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Організувати своє робоче місце так, щоб все необхідне було під рукою. Якщо підлога мокра і слизька – посипати тирсою;
- Перевірити чи достатньо освітлено ваше робоче місце;
- Працювати з інструментом, що відповідає наступним вимогам:
гайкові ключі повинні бути справні і відповідати розмірам болтів і гайок; не нарощувати ключі іншими предметами; користуватися пристосуваннями, передбаченими техпроцесами
- Оглянути наявність і справність захисних кожухів.

Вимоги безпеки під час роботи

- При проведенні ревізії на дизелі у всіх місцях, пов'язаних з подачею стислого повітря, палива вивісити попереджувальні таблички застережливі про те, що пуск дизель-генератора забороняється.
- На дизелі і майданчиках по обслуговуванню не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування після закінчення або в перервах в роботі.
- Пролите масло або паливо повинні бути негайно прибрані.
- Не торкатися без теплозахисних засобів до незахищених деталей, що мають температуру більш 70°C;
- Не запускати дизель без захисного кожуха на маховику;
- Під час роботи дизеля не обтирати рухомі частини дизеля, не усувати дефекти;
- Не підтягати болти, гайки з'єднань, що знаходяться під тиском на працюючому дизелі;
- Пуск дизеля після ревізії проводити після огляду на наявність сторонніх предметів на дизелі;
- Перевірити кріплення і шплінтовку всіх деталей дизеля, особливу увагу звернути на шплінтовку шатунових болтів і шпильок рамових підшипників;

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Не працювати з електроосвітлювальними приладами, що мають напругу більше 12 В;
- Не проводити роботи (технологічні операції) при піднятті деталей і вузлів краном, від'єднувати строп від вузла якщо вузол не закріплений;
- Не знаходитися в небезпечній зоні при переміщенні вантажу;
- При виявленні несправностей устаткування, інструменту, ЗІЗ негайно припинити роботу, повідомляти адміністрації електростанції і далі діяти відповідно до вказівок;
- Про кожний нещасний випадок що відбувся на виробництві або раптовому захворюванні негайно повідомити безпосереднього керівника робіт і прийняти заходи по наданню першої долікарської допомоги постраждалому.

Вимоги безпеки після закінчення робіт

- Закрити замочні вентиля палива, води зовнішнього контуру, пускового повітря, відключити переносний електроінструмент, відпрацьоване масло злити в спеціальну ємність;
- Привести в порядок робоче місце, інструмент і пристосування;
- Зняти робочий одяг і прибрати його в шафу;
- Вмиватися або прийняти душ;
- Про всі недоліки, виявлених в процесі роботи негайно повідомляти адміністрації електростанції.

Вимоги безпеки в аварійній ситуації

Можливою причиною аварії може бути:

- двигун йде в рознос - підвищення частоти обертання вище 750 хв⁻¹, підвищення температури води вище 90°C, падіння тиску масла нижче 1,6 кг/см²;
- розривання паливопроводу і попадання палива на оголені деталі вихлопного колектора (спалах палива), при виникненні пожежі

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

дзвонити в пожежну частину і прийняти заходи по ліквідації спалаху;

- при появі стороннього шуму в двигуні негайно зупинити його, перекрити подачу палива або відключити рукояткою граничного вимикача, повідомити майстра і далі діяти по його вказівках;

У разі попадання людини під напругу необхідно звільнити його від дії електричного струму, шляхом відключення від джерела живлення, а при неможливості відключення – відтягнути його від струмопровідних частин за одяг або застосувати підручний ізоляційний матеріал. При потраплянні робочого під дію електричного струму необхідно вивільнити його від струму, після чого, необхідно викликати лікаря і надати постраждалому долікарську допомогу.

При опіках слід робити холодні примочки з розчином борної кислоти.

При пораненні, порізах, обробити шкіру навколо рани йодом, накласти стерильну пов'язку.

При виникненні аварійної ситуації необхідно припинити роботу і:

- видалити з аварійної зони людей
- прийняти заходи по зупинці устаткування і інші заходи, що виключають небезпеку для людей, повідомити адміністрації електростанції.

4.2 Захист навколишнього середовища

Однією з необхідних розуму здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоті повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пара, пил, надлишкова теплота, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарчою задачею, що повинна здійснюватися

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

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

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

- Загально токсичні, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
- Які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
- Що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інших).
- Канцерогенні, ракові захворювання (аміїн, окисли хрому, азбест).

Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна, працюючого на дизельному паливі

У процесі експлуатації дизельний двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка покращеної конструкції заслінки впускного колектора для стаціонарного газового двигуна потужністю 560кВт при роботі на генераторному газу „Двигун-прототип 6ГЧН25/34” містить необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції впускного колектора з дросельною заслінкою. Кваліфікаційна робота оформлена пояснювальною запискою та графічною частиною загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 560 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях постійного споживання електричної та теплової енергії. В пояснювальній записці виконаний опис конструкції двигуна - прототипу. Конструкція газового двигуна 6ГЧН 25/34 показана на листі 1 графічної частини кваліфікаційної роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 560\text{кВт}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задана потужність газового двигуна забезпечується при ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, тиску наддуву $p_b = 0,175\text{ МПа}$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,39$, величині максимального тиску згоряння $p_{\max} = 9,58\text{ МПа}$.

По результатам розрахунків робочого циклу на листі Додатку 5 графічної частини побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі зайняли розрахунок і розробка конструкції впускного колектора з дросельною заслінкою покращеної конструкції для забезпечення стабільної та безпечної роботи газового двигуна на генераторному газу. В пояснювальній записці приведений детальний опис

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

системи газообміну двигуна-прототипу та конструкції запроєктованої дросельної заслінки.

В графічній частині кваліфікаційної роботи розроблені складальні креслення впускного колектора та дросельної заслінки, а також робочі креслення деталей запроєктованої заслінки.

Так як поршневий газовий двигун 6ГЧН25/34 є джерелом шуму і вібрації, значну частину роботи зайняла розробка заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист обслуговуючого персоналу від підвищеної температури впускного колектору двигуна, шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму застосуванням фільтра – глушника на вході в компресор ТК, глушника – іскрогасника на впускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотно – поступально.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
3. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
4. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Э.В. Корнилов, Э.Н. Голофастов. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (Конструкция. Эксплуатация). Учебное пособие. Одесса – 296с.: ил.

					ПННІ НУК 142.44.25.09 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		