

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення системи подачі паливного газу для стаціонарного газового двигуна потужністю 400 кВт за рахунок вдосконалення конструкції дросельної заслінки

Двигун - прототип 6ГЧН 25/34

Виконав: студент групи 54-ЕМ-19з

_____ **Тельвак В.М.**
(підпис)

Керівник роботи:

старший викладач
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗІВ РІЗНОГО ПОХОДЖЕННЯ В ЯКОСТІ ПАЛИВА ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ТА ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА – ПРОТОТИПУ	
1.1 Загальні характеристики газоподібного палива.....	7
1.2 Опис конструкції двигуна - прототипу 6ГЧН 25/34.....	14
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вимоги до запроєктованого двигуна.....	16
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів циклу двигуна.....	17
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	20
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	34
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН25/34.....	39
2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ГЧН25/34.....	44
РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ ДРОСЕЛЬНОЇ ЗАСЛІНКИ ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА, ЩО ПРАЦЮЄ НА ГЕНЕРАТОРНОМУ ГАЗУ	
3.1 Опис системи газообміну газового двигуна - прототипу.....	46
3.2 Налаштування регулятора оборотів Е-10.....	50
3.3 Розрахунок дросельної заслінки.....	52
3.4 Опис конструкції запроєктованої дросельної заслінки.....	55
3.5 Розрахунок змішувальної камери.....	57

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив		Тельвак			Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив		Грабовенко				н	3	79
Н. контр		Грабовенко				54-ЕМ-19з		
Затвердив		Нестеренко						

**РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІТА ЗАХИСТУ
НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА**

4.1 Охорона праці.....	59
4.2 Захист навколишнього середовища.....	66
ВИСНОВКИ.....	69
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	71

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1 Двигун-генератор ДвГА-380 (габаритне креслення).....	72
ДОДАТОК 2 Газовий двигун 6ГЧН25/34 (Поперечний розріз).....	74
ДОДАТОК 3 Принципова схема подачі газоповітряної суміші.....	76
ДОДАТОК 4 Колектор впускний (Складальне креслення)	77
ДОДАТОК 5 Заслінка дросельна А2(складальне креслення, Вісь А2 (Робоче креслення).....	78
ДОДАТОК 6 Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ	79

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

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 згорання. 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, 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.

При застосуванні стаціонарних двигунів внутрішнього згорання практично у всіх сферах господарства важливим є те, що поряд із виробництвом електричної енергії можливо виробляти і теплову енергію.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Пояснюється це тим, що температури випускних газів на виході із циліндрів двигуна достатньо високі: 400-450°C – у дизельних двигунів та 500-600 °C для газових двигунів.

Для забезпечення надійного пуску газового двигуна 6ГЧН25/34 та стабільної його роботи на режимі холостого ходу при використанні в якості палива піролізного газу (генераторного газу) в кваліфікаційній роботі запропонована покращена конструкція дросельної заслінки.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ В ЯКОСТІ ПАЛИВА ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ТА ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА - ПРОТОТИПУ

1.1 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.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

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 газу

Генераторні газу 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 газу. 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). Газу, 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 (коксівий 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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

густину. 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. На рис.1.1 наведена схема газогенератора з оберненим процесом газифікації палива.

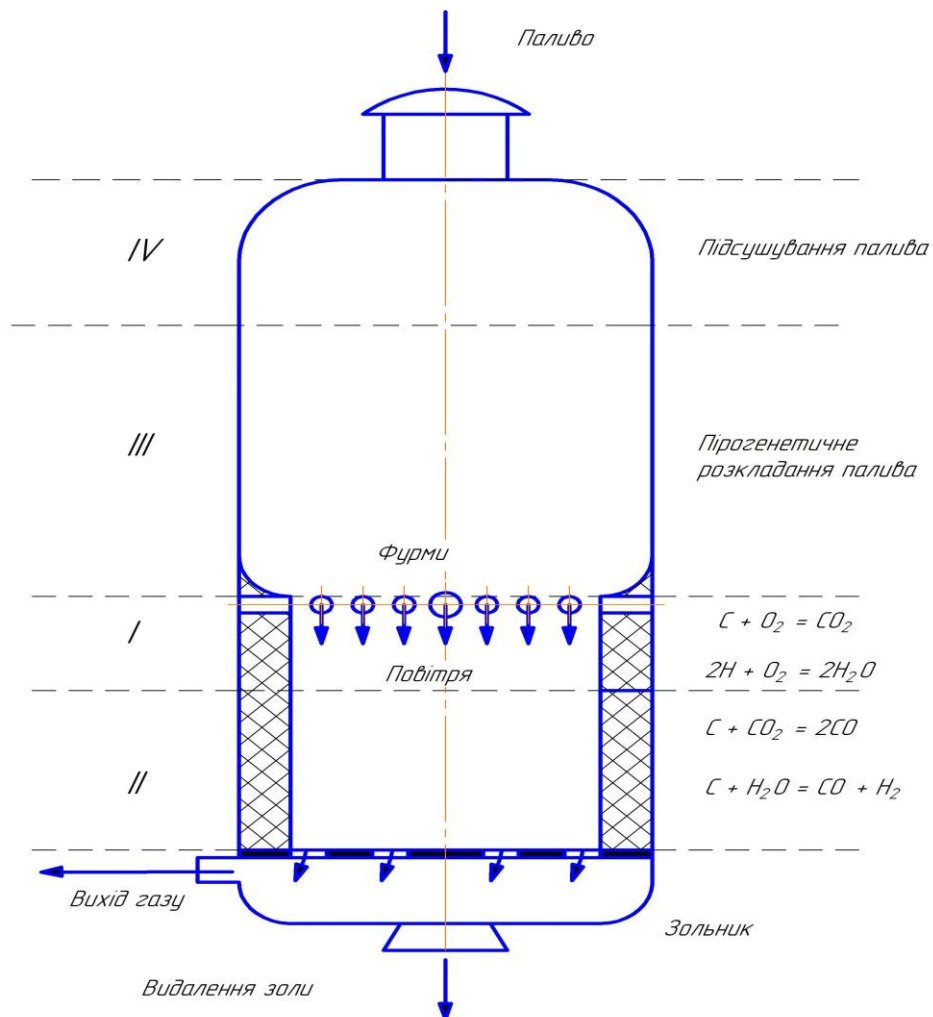


Рисунок 1.1 Схема газогенератора з оберненим процесом газифікації палива

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Схема газогенератора з прямим процесом газифікації наведена на рис.1.2.

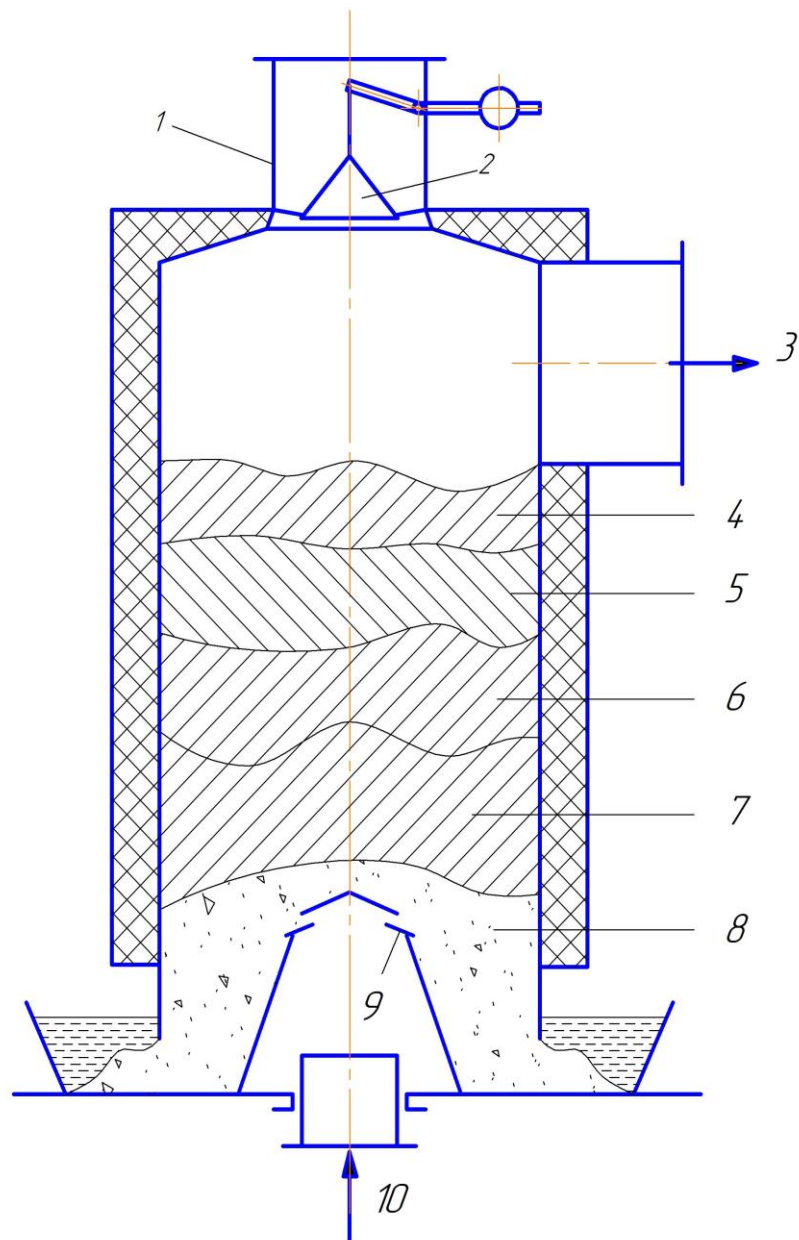


Рисунок 1.2 *Схема газогенератора з прямим процесом газифікації палива*

1 – завантажувальний пристрій; 2 – конусний затвор; 3 – патрубок для відведення генераторного газу; 4 – зона підсушування; 5 – зона сухої перегонки; 6 – зона відновлення; 7 – зона окислення; 8 – зона шлаку; 9 – колосникова решітка; 10 – дуття

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ

Лист

10

Завантаження такого газогенератора паливом проводиться через розташований у його верхній частині завантажувальний пристрій, обладнаний конусним затвором. Паливо, що подається у шахту газогенератора, розподіляється шаром висотою 50...70см на колосниковій решітці. Дуття надходить знизу під колосникову решітку. Утворюваний генераторний газ відводиться через газовідвід, розташований у верхній частині шахти над шаром палива. Зола у даному газогенераторі видаляється через водяний затвор, розташований у нижній частині конструкції.

У газогенераторі одночасно проходить декілька складних процесів, таких, як підсушування та суха перегонка палива, коксоутворення, відновлювальні та окислювальні процеси, шлакоутворення.

Згідно з характером розглянутих процесів виділяються окремі зони, послідовно розташовані по висоті шару палива, що газифікується. Такими зонами є: зона шлаку та золи; окислювальна або киснева; відновлювання; сухої перегонки і підсушування палива.

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 відновлювання, 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.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

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

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

де Q_T - теплота згоряння газу, кДж/м³; V_T – вихід газу, м³; Q_{II} –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.

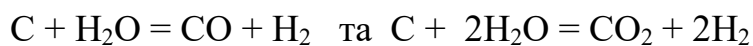
					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

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 $\text{CO} = 34,7\%$, $\text{N}_2 = 65,3\%$, а теплота його згоряння дорівнює 4400 кДж/м^3 . 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 .

Теплота згоряння реального повітряного газу становить $3700 \dots 4600 \text{ кДж/м}^3$. Необхідно відмітити, що при роботі газогенератора лише на повітряному дутті у зоні газифікації розвиваються високі (до $1500 \text{ }^\circ\text{C}$) температури, що викликає значне шлакування і нагрівання отриманого газу та великі втрати при газифікації. Температура реального повітряного газу становить близько 1000°C .

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 курсовому проекті 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 щепка дає $1,5 \text{ нм}^3/\text{кг}$ газу, а волога $1,8 \text{ нм}^3/\text{кг}$. Для ефективної роботи газогенератора вологість відходів має бути в межах $15 \dots 20\%$. Склад піролізного газу, як правило, такий: $\text{CO} - 18,1 \dots 19,5\%$; $\text{CO}_2 - 11,8 \dots 12,8\%$; $\text{CH}_4 - 1,4 \dots 2,4\%$; $\text{H}_2 - 16,2 \dots 18,5\%$; $\text{N}_2 - 47,1 \dots 51,3\%$.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

1.2 Опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34

Двигун - генератор ДвГ1А-500 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.

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

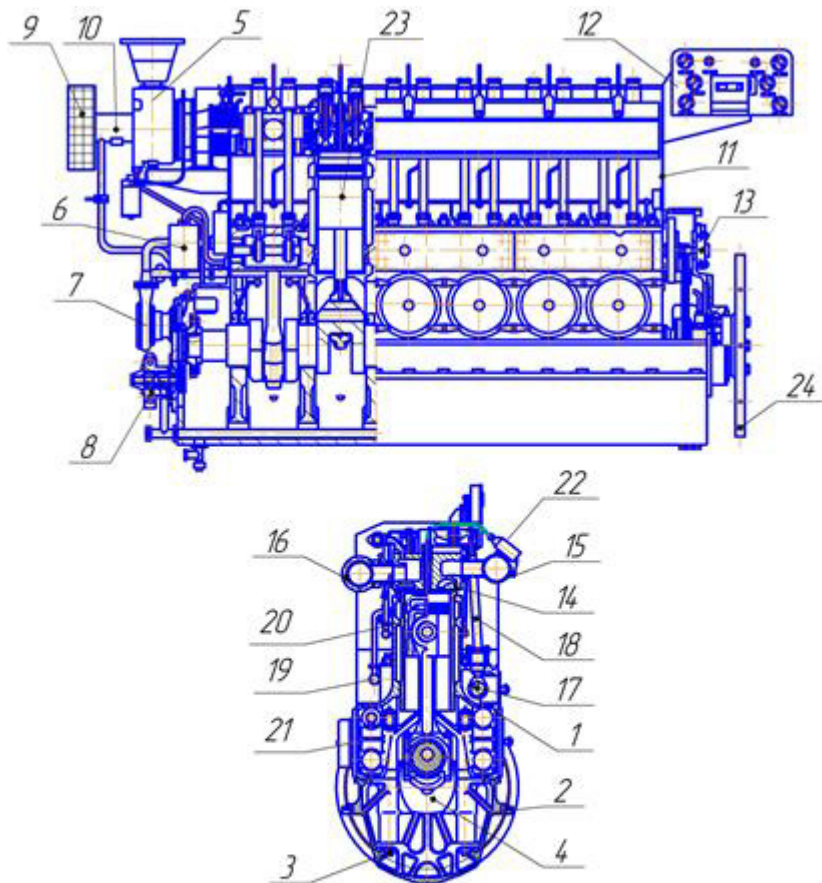


Рисунок 1.1 Газовий двигун 6ГЧН25/34

1 - блок-картер, 2 - фундаментна рама, 3 - анкерна шпилька, 4 - вал колінчастий, 5 - турбо-компресор, 6 - система вентиляції, 7 - насос вод'яний, 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-парашнеба група

										Лист
										14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ					

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

Блок - картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, 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 двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні і масляні насоси, фільтр-глушник і змішувач.

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільвач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості.

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

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

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в зарубашечний простір втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Вимоги до запроектованого двигуна

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

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

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

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі тому, що необхідно забезпечити усталену роботу двигуна на всіх режимах навантаження.

- Основні параметри двигуна - прототипу

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

Таблиця 2.1 Основні параметри газового двигуна - прототипу БГЧН25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчатого валу, n	хв. ⁻¹	600
Середній ефективний тиск, p_{me}	кПа	1070
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	530
Ресурс до першої переборки, $t_{пер}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{кр}$	год	60000
Питома витрата газового палива, b_e	м ³ /кВт·год	0,29
Витрата газового палива за годину, V_T	м ³ /год	154
Питома витрата мастила, g_m	г/(кВтгод)	1,0

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

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

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

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

б) Ступінь стиску.

Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1].

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання газового складає $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [5] і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газу - повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

г) Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газу - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання.

д) Коефіцієнт продувки камери згорання.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{пер} \approx 50^\circ$.

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

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3] стор.103. Для двигунів із порівняно низькими обертами колінчастого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

з) Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів. При розрахунках для середньо оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2].

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

2.3 Розрахунок робочого процесу двигуна 6ГЧН25/34 при роботі на генераторному газі.

1. Проектні параметри двигуна

Ефективна потужність	$P_e =$	400	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,52	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_b =$	160	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	$p_r =$	150	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	$Q_H =$	5060,1	кДж/м ³
Склад генераторного газу:			В об'ємних долях
метан	$CH_4 =$	2	$r_{CH_4} =$ 0,02
етан	$C_2H_6 =$	0	$r_{C_2H_6} =$ 0
пропан	$C_3H_8 =$	0	$r_{C_3H_8} =$ 0
бутан	$C_4H_{10} =$	0	$r_{C_4H_{10}} =$ 0
пентан	$C_5H_{12} =$	0	$r_{C_5H_{12}} =$ 0
вуглекислота	$CO_2 =$	11	$r_{CO_2} =$ 0,11
оксид вуглецю	$CO =$	19	$r_{CO} =$ 0,19
азот	$N_2 =$	47,7	$r_{N_2} =$ 0,477

Газова постійна для:	кисню O ₂	R _{O2} =	259,8 ж/(кг·гра)
	азоту N ₂	R _{N2} =	296,9 ж/(кг·гра)
	метану CH ₄	R _{CH4} =	519,6 ж/(кг·гра)
	вуглекислого газу CO ₂	R _{CO2} =	296,9 ж/(кг·гра)
	сірководню H ₂ S	R _{H2S} =	244,5 ж/(кг·гра)
	водню	R _{H2} =	4157,0 ж/(кг·гра)
	оксид вуглецю	R _{CO} =	296,9 ж/(кг·гра)

3. Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 0,96 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 2,46 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{CO_2} = CO + \sum(nC_nH_m + CO_2), \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 0,76 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{H_2O} = H_2 + \sum(0.5mC_nH_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 0,04 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 0,105 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 1,632 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

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

$$2,537 \text{ кмоль}$$

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.

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

$$\beta_0 = 1,0305$$

4. Параметри процесу наповнення.

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

$$T_B = 355,4 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 325,4 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{см}} = 322,2 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

$$P_d = 152,0 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,042$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_H = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 351,9 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$p_c = 3550,1 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 782,7 \text{ K} \quad t_c = 509,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0292$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mCp_{m_z} \cdot t_z - (mCv_{m_m} + 8.314\lambda) \cdot t_c$$

склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{MCO_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,2996$$

$$R_{H_2O} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,0158$$

$$R_{O_2} = \frac{MO_2}{M_2}$$

$$R_{O_2} = 0,0414$$

$$R_{N_2} = \frac{MN_2}{M_2}$$

$$R_{N_2} = 0,6433$$

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:

$$a = 14,40$$

$$b = 322,24$$

$$mCv_{\text{ГП}} = R_{\text{CH}_4} \cdot mCv_{\text{CH}_4} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot mCv_{\text{C}_2\text{H}_6} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot mCv_{\text{C}_3\text{H}_8} + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot$$

$$\cdot mCv_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot mCv_{\text{C}_5\text{H}_{12}} + R_{\text{CO}_2} \cdot mCv_{\text{CO}_2} + R_{\text{N}_2} \cdot mCv_{\text{N}_2}$$

$$mCv_{\text{ch}_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_2\text{h}_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_3\text{h}_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_4\text{h}_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{\text{c}_5\text{h}_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

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

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

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:

$$a = 17,26$$

$$b = 303,26$$

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.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 17,26$$

$$b = 151,63$$

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

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

$$b = 548,669$$

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

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

$$a = 29,279$$

$$b = 274,335$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 282,354$$

$$B = 30,135$$

$$C = 54902,02 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1586,1 \text{ C} \quad T_z = 1859,1 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 8678,8 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,44$$

$$\Delta\lambda = 2,21 \%$$

$\Delta\lambda$ 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.

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

$$p_{\epsilon} = 481,3 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\epsilon} = 1082,5 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 857,6 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}}$$

$$T_r = 734,0 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_{\epsilon} - T_r|}{T_{\epsilon}} \times 100 \% = 3,50 \%$$

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1006,80 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,42$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$b_i = 1,70 \text{ м}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

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

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

$$V_{П.СР.} = 6,80 \quad \text{м/с}$$

$$p_M = 208,6 \quad \text{кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 798,16 \quad \text{кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,79$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,331$$

Питома ефективна витрата газу.

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}, \text{ М}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год}).$$

$$b_e = 2,150 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 859,8 \text{ м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 100,23 \text{ Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 16,71 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

3. Тиск повітря перед компресором

$$P_{вс} = P_a - \Delta P_{вс}$$

$$P_{вс} = 98,5 \text{ кПа}$$

4. Ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_{вс}}$$

$$\pi_k = 1,68$$

5. Масова витрата газоповітряної суміші через компресор

$$G_{ГПС} = (1 + \alpha \cdot L_0) \cdot B \cdot \frac{P_0}{T_G} \cdot \left(\frac{r_{O_2}}{R_{O_2}} + \frac{r_{CH_4}}{R_{CH_4}} + \frac{r_{N_2}}{R_{N_2}} + \frac{r_{H_2}}{R_{H_2}} + \frac{r_{CO_2}}{R_{CO_2}} + \frac{r_{CO}}{R_{CO}} \right)$$

$$G_{ГПС} = 1831,5 \text{ кг/ГОД}$$

6. Густина газоповітряної суміші

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

$$\rho = 0,865 \text{ кг/м}^3$$

7. Об'ємна витрата газоповітряної суміші

$$V_{ГПС} = \frac{G_{ГПС}}{\rho}$$

$$V_{ГПС} = 2117,0 \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

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 2.1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,01
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	3,55
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,34
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	8,68
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

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Таблиця 2.2 Координати для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, МПа$	$p_{ст}, мм$	$p_{роз}, МПа$	$p_{роз}, мм$
1	3,55	71,0	8,68	173,6
1,25	2,33	46,6	6,92	138,4
1,5	1,82	36,4	5,49	109,8
2,0	1,24	24,8	3,83	76,6
2,5	0,91	18,2	2,88	57,6
3,0	0,72	14,4	2,30	46,0
4,0	0,48	9,6	1,60	32,0
5	0,36	7,2	1,21	24,2
7,0	0,23	4,6	0,78	15,6
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.

b' - точка початку відкриття впускного клапану.

b'' - 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.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
						31
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.3 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

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 $p_r = 0,15$ МПа
5. Маштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 3,55$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 8,68$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

$\varphi, \text{ПКВ}$	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	150	1,7147	192,9

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

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2p_c = 1,2 \cdot 3,55 = 4,26$ МПа;
 $p_c'/m_p = 4,26/0,05 = 85,2$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85p_{\max} = 0,85 \cdot 8,68 = 7,38$ МПа

$p_{zd}/m_p = 7,38/0,05 = 147,6$ мм.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Поправка Брікса $OO_1 = R\lambda_1/2 = 1700,246/2 = 20,91$ мм

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,43 = 14,6$ мм.

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку 6 графічної частини роботи. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	399,4 кВт
частота обертання колінвалу	$n = n =$	600 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:	$V_r =$	859,8 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$h \eta_i =$	0,42
ефективний к.к.д.:	$h_e \eta_e =$	0,33
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	2,462 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	2,537 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	857,6 К
температура на початку стиску	$T_d =$	351,9 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	25,71 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,86 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1006,8 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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

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

$$Q_{II} = 1208,6 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 399,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 33,0 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 400 \text{ кВт}$$

Вирахуємо похибку

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

$$\Delta = -0,14 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_e = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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:

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

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

$$Q_w = 217,5 \text{ кВт}$$

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

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршнів:

$$Q_{T.П.} = P_{П.}$$

$$Q_{T.П.} = 50,5 \text{ кВт}$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 268,1 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0096 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,45 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді} \quad Q_{в.н.} = 1,45 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 269,5 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_e = 22,30 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_T = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cp2}} \cdot T_{cp2} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$mC_p'' = 8,314 + mC_p'' v$ ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

$$m\bar{C}_p'' = 32,51 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,18 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_{\Gamma} = 475,4 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 39,34 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{МД} = (Q_w + Q_{МД}) - Q_{\varepsilon}$$

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

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

$$\Delta_{МД} = 0,0698$$

тоді

$$Q_{МД} = 84,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{М1} = 32,4 \text{ кВт}$$

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$$

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.

$$\eta_m = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 1,61 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$
 $Q_{M2} = 1,6 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 34,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,81 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{II} - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 30,2 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 2,50 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.1

Таблиця 2.2 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	399,4	33,0
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	269,5	22,3
теплота, яка виноситься випускними газами	475,4	39,3
теплота, яка відводиться маслом	34,0	2,8
невраховані теплові втрати	30,2	2,5
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1208,6	100

Таблиця 2.6

Результати розрахунку динаміки газового двигуна 6ГЧН25/34

φ °	Pц	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	3,2	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 2.6

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

РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТУВАННЯ ДРОСЕЛЬНОЇ ЗАСЛІНКИ ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА, ЩО ПРАЦЮЄ НА ГЕНЕРАТОРНОМУ ГАЗУ

3.1 Опис системи газообміну газоповітряного 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.

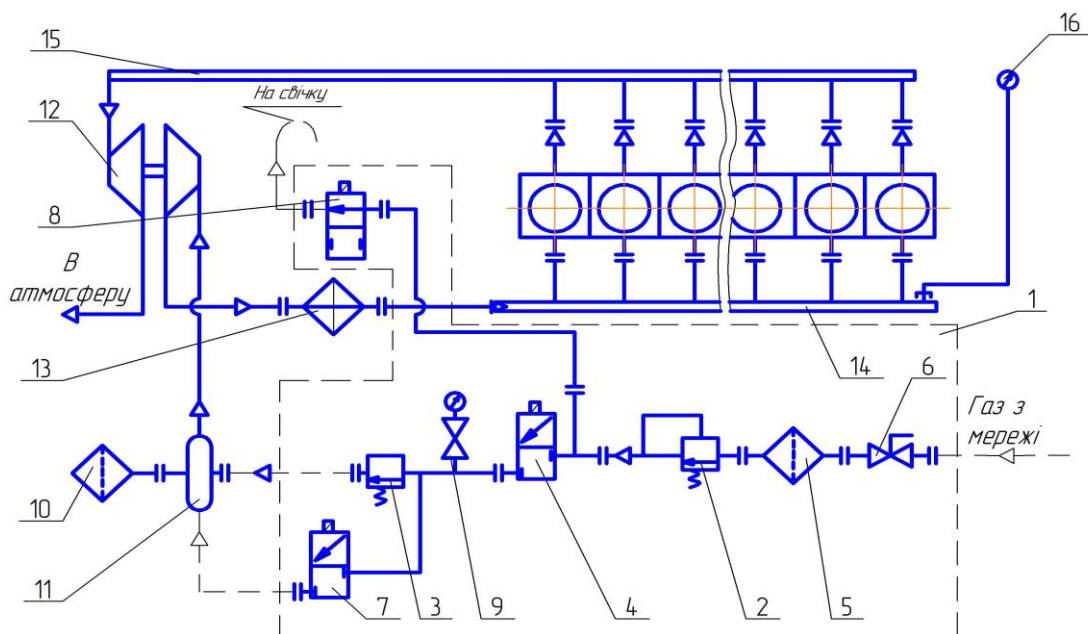


Рисунок 3.1 Принципова схема системи газообміну

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.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

3.1.1 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).

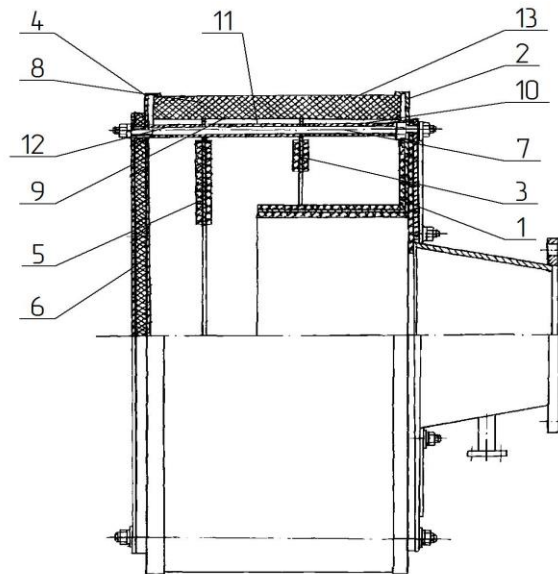


Рисунок 3.2 Фільтр-глушник

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.

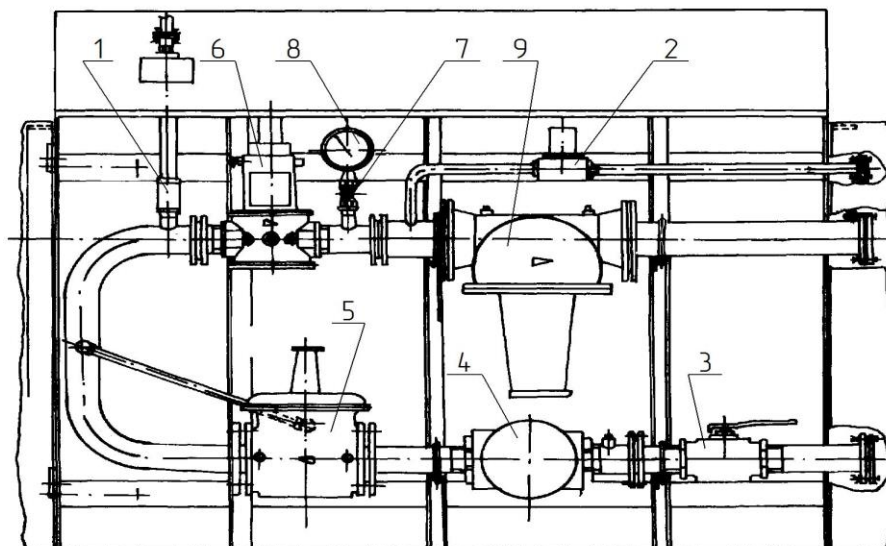


Рисунок 3.3 Блок газової апаратури

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.

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

3.1.2 Блок газової апаратури

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).

3.1.3 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.

Змішувальна 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.

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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

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

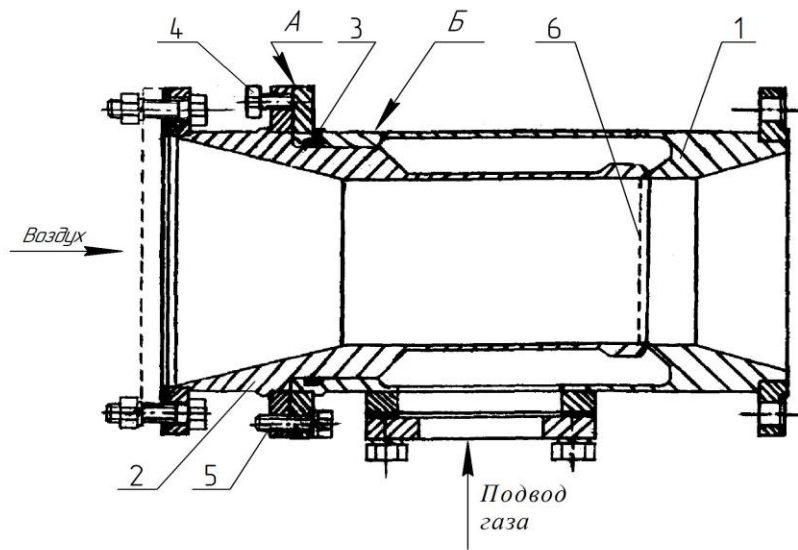


Рисунок 3.4 Змішувальна камера

1- корпус; 2 - вставка; 3-кільце ущільнююче;
4 - болт віджимний ;5- болт стяжний; 6 - щілина;

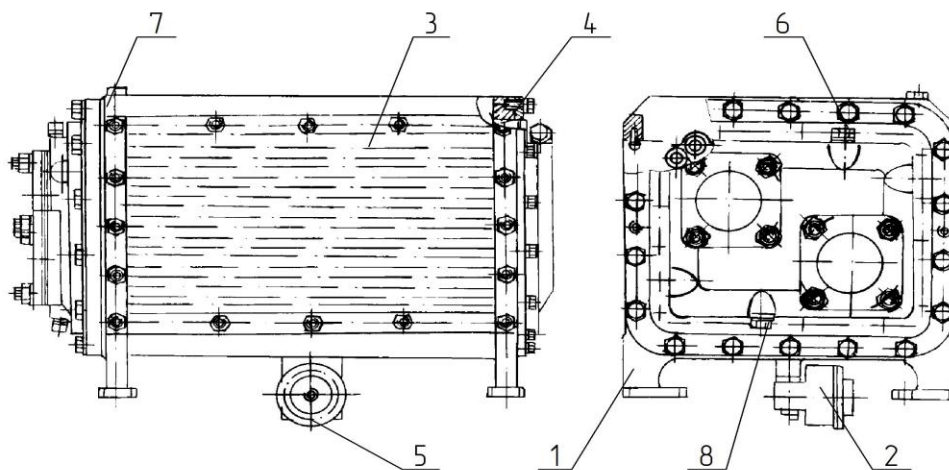


Рисунок 3.5 Охолоджувач газоповітряної суміші

1- корпус охолоджувача; 2 - клапан зливу; 3-секція охолодження;
4 - кільце ущільнююче; 5 - фланець; 6,8 - пробка; 7 - прокладка.

3.1.4 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

									Лист
									49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ				

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 кожену 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, сідла 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 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.

3.2 Налаштування регулятора оборотів E-10.

Налаштування регулятора швидкості виконується на заводі - виробнику за допомогою тестуючого пристрою, встановлюються мінімальні та максимальні

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

обороту, зворотній зв'язок і зона пропорційності регулювання дорівнює 3%. В процесі експлуатації, при нестабільній роботі регулятора частоти обертання і при умові рівномірності розподілу нагрівки і температури газів по циліндрам, можливе під регулювання його без тестуючого пристрою.

Налаштування регулятора та усунення нестабільності частоти обертання без тестуючого приладу.

При роботі двигуна - генератора перемикач «Gas-Diesel» повинен бути встановлений в положення «Gas».

Перед пуском двигуна-генератора в пристрої управління попередньо встановити:

- потенціометр «Ubergang» (швидкий відгук) в середнє положення;
- потенціометр «Dampfung» (демпфірування) в середнє положення;
- потенціометр «D-Anteil» в положенні 70;
- потенціометр «Stability» (стабільність) в середнє положення;
- потенціометр «Gain» (підсилення) на перу поділку.

Запустити двигун-генератор і за допомогою потенціометрів відрегулювати нестабільність частоти обертання на холостому ході і під нагрівкою, а також параметри системи регулювання при скиданнях і накиданнях нагрівки.

Якщо буде нестабільність частоти обертання, то:

повернути потенціометр «Stability» на декілька ділень проти годинникової стрілки;

повернути потенціометр «Gain» по годинниковій стрілці на одне-два ділення до більшої нестабільності, а потім проти годинникової стрілки до стабільності. Збільшення «чутливості» покращує параметри перехідних процесів при скиданнях - набросах нагрівки, але збільшує ністабільність частоти обертання на малих нагрівках;

повернути потенціометр «Stability» по годинниковій стрілці до нестабільності, а потім проти годинникової стрілки до стабільності;

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Нестабільність частоти обертання в основному регулюється потенціометром «Stability» при незмінному положенні потенціометрів «Gain» і «D-Anteil».

повернути потенціометр «D-Anteil» по годинниковій стрелці до нестабільності, а потім проти годинникової стрілки до стабільності.

Якщо «пільожка» не усувається потенціометрами: «Gain», «Stability» і «D-Anteil», то потрібно перевірити рівномірність розподілу нагрівки по циліндрам, справність та правильну регулювання елементів системи подачі газу.

Якщо виникає «вібрація» важільного з'єднання, то потенціометр «Dämpfung» повернути по годинниковій стрелці до припинення «вібрації».

При технічному обслуговуванні потрібно періодично перевіряти кріплення датчика, його положення відносно отворів на маховику і зазор поміж магнітним датчиком і маховиком. Зазор повинен бути в межах від 0,5 до 0,8 мм. При виставлянні зазору, якщо немає щупа, можна датчик підкрутити до зіткнення з маховиком, а потім відгвинтити приблизно на пів - обороту и законтрити контргайкою.

де n_{xx} - частота обертання на холостому ході;

$n_{нн}$ - частота обертання на номінальній нагрівці;

$n_{ном}$ - номінальна частота обертання -600об/мин.

$$\delta = (612 - 594)/600 \times 100 = 3\%$$

3.3 Розрахунок дросельної заслінки

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 ($n = 350 \dots 400 \text{ хв}^{-1}$).

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

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 $V_{ГПС} = 2117 \text{ м}^3/\text{год}$.

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

$$P_{\text{ін.х.х.}} = P_{\text{мех.}} = (1 - \eta_m)P_e = (1 - 0,79)400 = 84 \text{ кВт, де (1)}$$

$\eta_m = 0,79$ – механічний ККД газового двигуна, підрахований при розрахунку робочого процесу двигуна;

$P_e = 400 \text{ кВт}$ – номінальна ефективна потужність двигуна

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

$$V_{\text{х.х.}} = P_{\text{ін.х.х.}} b_i = 84,7 = 143 \text{ м}^3/\text{год, де}$$

$b_i = 1,7 \text{ м}^3/\text{кВтгод}$ – індикаторна питома витрата генераторного газу.

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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{\text{ГПС х.х.}} = B_{\text{х.х.}} (1 + \alpha L_0) = 143(1 + 1,520,96) = 352 \text{ м}^3/\text{год, де} \quad (3)$$

$\alpha = 1,52$ – коефіцієнт надлишку повітря для згорання генераторного газу;

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

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

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

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

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

$p_d = 152 \text{ кПа}$ – тиск газоповітряної суміші перед заслінкою;

$v_{\text{ГПС}} = 45 \dots 60 \text{ м/с}$ – оптимальна швидкість газоповітряної суміші при проходженні заслінки, при якій забезпечується прийнятний її аеродинамічний опір;

Із формули (4) знаходимо діаметр диска заслінки

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{ГПС}} \cdot p_a}{3600 \cdot a \cdot \pi \cdot v_{\text{ГПС}} \cdot p_d}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2117 \cdot 100}{3600 \cdot 0,8 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 152}} = 111 \text{ мм.}$$

Конструктивно приймає діаметр заслінки $d_3 = 110 \text{ мм}$

Виконаємо перевірочний розрахунок аеродинамічного опору заслінки при знайденому діаметрі по формулі

$$\Delta p_3 = \frac{\rho_{\text{ГПС}} \cdot v_{\text{ГПС}}^2}{2} = \frac{1,315 \cdot 50^2}{2} = 1644 \text{ Па} = 1,644 \text{ кПа}, \text{ де} \quad (5)$$

$\rho_{\text{ГПС}} = \rho_0 \cdot p_d/p_a = 0,865 \cdot 152/100 = 1,315 \text{ кг/м}^3$ – густина газоповітряної суміші перед заслінкою, де

$\rho_0 = 0,865 \text{ кг/м}^3$ – густина газоповітряної суміші при нормальних умовах;

При роботі двигуна на режимі холостого ходу і проміжних оборотах колінчастого валу ($n \approx 400 \text{ хв}^{-1}$) тиск газоповітряної суміші перед заслінкою можна

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

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.

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

Звідки тиск газоповітряної суміші у впускному колекторі

$$p_k = \frac{4 \cdot V_{ГПСХХ} \cdot p_a}{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot \eta_H \cdot 30 \cdot n \cdot i} = \frac{4 \cdot 352 \cdot 100}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,34 \cdot 0,92 \cdot 30 \cdot 400 \cdot 6} = 32 \text{ кПа}, \text{ де}$$

$i = 6$ – число циліндрів двигуна.

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

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

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 283 \cdot 293 \cdot \left[1 - \left(\frac{32}{101} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} \right]} = 310 \text{ м/с}$$

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

$R = 283$ кДж/кгград – газова постійна для повітря;

T_1 = температура газоповітряної суміші;

$p_k = 32$ кПа – тиск у впускному колекторі;

$p_1 = 101$ кПа – тиск атмосферний;

Діаметр отворів холостого ходу у заслінці знаходимо по формулі

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{ГПСХХ}}{3600 \cdot i \cdot c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 352}{3600 \cdot 2 \cdot 310}} = 0,025 \text{ м} = 25 \text{ мм}$$

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

3.4 Опис конструкції запроєктованої дросельної заслінки

Запроєктована дросельна заслінка рис.3.6 встановлюється у впускному колекторі газового двигуна. Заслінка дросельна з приводом від регулятора

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

призначена для регулювання прохідного перерізу у впускному колекторі і , відповідно, кількості газоповітряної суміші, що поступає в циліндри двигуна в залежності від навантаження. Основними елементами її є корпус 1 та заслінка 2 з віссю 3, яка з мінімальним зазором обертається в корпусі та втулках, які запресовані в нього Змащування вісі у втулках проводиться періодично через маслівки 6.

Впускний колектор рис.3.1 представляє собою трубу 1 з привареними патрубками 2 і фланцями 3, закриту з одної сторони заглушкою 4. З іншої сторони є фланець, до якого через дросельну заслінку 9 та перехідник 5 приєднаний охолоджувач газоповітряної суміші.

В заглибленні 4 із сторони щита приладів є бобишка для приєднання трубки манометра, а на верхній частині приварені платики 6 для кріплення елементів системи запалювання.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

3.5 Розрахунок змішувальної камери газового двигуна 6ГЧН 25/34
потужністю $P = 400$ кВт при $n = 600$ хв⁻¹

Вихідні дані для розрахунку

1. Коефіцієнт надлишку повітря для згорання піролізного газу	$\alpha =$	1,52 м ³ /год
2. Витрата газу в змішувальну камеру	$V_{\Gamma} =$	859,8 м ³ /год
3. Тиск газу на вході в змішувальну камеру	$p_{\Gamma} =$	101500 Па
4. Тиск навколишнього середовища	$p_0 =$	100000 Па
5. Показник адіабати для газу	$\kappa =$	1,3
6. Газова постійна для повітря	$R_{\Pi} =$	283 $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$
7. Газова постійна для газу	$R_{\Gamma} =$	519 $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$
8. Температура навколишнього середовища	$T_0 =$	293 К
9. Мінімальний діаметр перерізу змішувальної камери	$d_{\min} =$	0,11 м

Розрахунок

1. Витрата повітря для згорання газового палива $G_{\Pi} = \alpha \cdot L_0 \cdot V_{\Gamma}$	$G_{\Pi} =$	
1. Мінімальна площа перерізу змішувальної камери	$f_{\min} =$	0,0095 м ²
2. Максимальна швидкість повітря в змішувальній камері $v_n = \frac{V_{\Pi}}{f_{\min}}, \text{ м/сек}$	$V_{\Pi} =$	0,0 м/сек
3. Густина повітря $\rho_{\Pi} = \frac{P_0}{R_{\Pi} \cdot T_0}, \text{ кг/м}^3$	$\rho_{\Pi} =$	1,21 кг/м ³
4. Розрідження в змішувальній камері $\Delta P = \frac{\rho \cdot v_n^2}{2}, \text{ Н/м}^2$	$\Delta P =$	0,0 Н/м ²
	$\Delta P =$	0,0 мм. вод.ст.
5. Тиск в змішувальній камері $P_{\text{зк}} = P_0 - \Delta P, \text{ Н/м}^2$	$P_{\text{зк}} =$	100000 Н/м ²

6. Густина паливного газу

$$\rho_{\Gamma} = \frac{P_{\Gamma}}{R_{\Gamma} \cdot T_0}, \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{\Gamma} = 0,67 \quad \text{кг/м}^3$$

7. Масова витрата газового палива в змішувальну камеру

$$G_{\Gamma} = V_{\Gamma} \cdot \rho_{\Gamma}, \text{ кг / год}$$

$$G_{\Gamma} = 573,9 \quad \text{кг/год}$$

8. Коефіцієнт витрати щілини змішувальної камери

$$\varphi = 0,75$$

9. Необхідна площа отворів (щілини) в змішувальній камері для витікання паливного газу

$$f_0 = \frac{G_{\Gamma}}{3600 \cdot \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot P_{\Gamma} \cdot \rho_{\Gamma} \cdot \left[\left(\frac{P_{зк}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{зк}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}}$$

$$f_0 = 4790,9 \quad \text{мм}^2$$

10. Ширина щілини змішувальної камери

$$b = \frac{f_0}{\pi \cdot d_{\min}}$$

$$b = 13,87 \quad \text{мм}$$

11. Швидкість газу на вході в змішувальну камеру

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{зк}}{P_{\Gamma}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

$$c = 67,2 \quad \text{м/с}$$

11. Діаметр отвору для подачі газу в змішувальну камеру

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_0}{\pi}}$$

$$d_0 = 78,1 \quad \text{мм}$$

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

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

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

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

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

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

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

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

а) Газ та пари мастила.

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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

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

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

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

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

б) Пожежна безпека.

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

в) Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

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

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

г) Освітлення.

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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

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

д) Вентиляція.

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

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП.

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

Приливна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

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

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

э) Шум.

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

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

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

ж) Вібрація.

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

Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4-30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 7.2.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Таблиця 4.2. Санітарні норми вібрації

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

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

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

$n_n = 600 \text{ хв}^{-1}$ – номінальна частота обертання;

$n = 600 \text{ хв}^{-1}$ – робоча частота обертання;

$P_e = 400 \text{ кВт}$ – номінальна потужність двигуна,

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(600 + 400^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{600}{600}\right) \right] = 89,5 \text{ дБ}$$

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

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

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

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

де $m = 10150$ кг- маса двигуна

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{600 \cdot 400^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 400}{10150} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{10150}{400}} + 30 \lg \left(\frac{600}{600} \right) \right) = 93,4 \text{дБ}$$

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

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

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

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

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

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

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

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

Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал.

До роботи на газовому двигуні допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки і правилам експлуатації ДВЗ.

Перед пуском двигуна необхідно дотримуватися наступних правил:

- перевірити колінчастий вал газового двигуна з відкритими індикаторними клапанами не менш двох оборотів;
- попередити присутніх про запуск двигуна;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі двигуна відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

4.2 Захист навколишнього середовища.

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

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

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

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

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

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

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

4.2.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації двигуна.

В процесі експлуатації газовий двигун знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу попадає вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Двигун є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

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

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

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

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

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

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

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від двигуна, у землю може попасти мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

зношенні.

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

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

4.2.2 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

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

а) механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт; автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони;

б) застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи попадання їх у робочу зону, при проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно добиватися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень;

в) захист від джерел теплових випромінювань, що важливо для зниження температури повітря в приміщенні і теплового опромінення працівників;

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

ВИСНОВКИ

Розроблена згідно із завданням кваліфікаційна бакалаврська робота на тему "Покращення системи подачі паливного генераторного газу для стаціонарного газового двигуна потужністю 400кВт за рахунок вдосконалення конструкції дросельної заслінки" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку конструкції дросельної заслінки. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини роботи загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 400 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях постійного споживання електричної та теплової енергії. Конструкція запроєктованого газового двигуна 6ГЧН 25/34 і двигуна – генератора на його базі показана на листах 1,2 графічної частини магістерської роботи.

У другому розділі магістерської роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 400\text{кВт}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. По результатам розрахунків задана потужність газового двигуна забезпечується при тиску наддуву $p_b = 0,16\text{ МПа}$ і коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,52$.

По результатам розрахунків робочого циклу на листі Додатку Д графічної частини роботи побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі зайняли розрахунок і розробка конструкції дросельної заслінки для забезпечення стабільної роботи та безпечної роботи газового двигуна на генераторному газу. В пояснювальній записці приведений детальний опис системи газообміну двигуна-прототипу та запроєктованої дросельної заслінки. В графічній частині роботи розроблені складальні креслення впускного колектора та дросельної заслінки, а також робочі

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

креслення деталей запроєктованої заслінки.

Так як газований двигун 6ГЧН 25/34 є джерелом шуму і вібрації, значну частину кваліфікаційної роботи відведено для розробки 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, глушника – іскрогасника на випускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотно – поступально.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИГаз. М., 1992
2. Дизели. Справочник под ред. В.А. Ваншейдта., «Машиностроение», Л., 1977
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко. «Машиностроение» Л., 1974
4. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Склали викладач Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели. «Машиностроение» М., 1977
6. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. «Машиностроение» М., 1979
7. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х. «Машиностроение» Л., 1979
8. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л., 1969
9. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей. «Машиностроение» М., 1973
10. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003.-328с.

					ПФ НУК 142.54.21.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71