

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

**на тему «Розробка конструкції форкамери для 4 - тактного
газового двигуна потужністю 540 кВт».**

Двигун-прототип: 6ГЧН25/34.

Виконав:
студент групи 54-ЕМ-18з
_____ **Волошин К.С.**
(підпис)

Керівник роботи:
ст. викладач кафедри ЕМ
_____ (посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

	стор.
Вступ	4
1. Опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН 25/34.....	6
2. Конструкторський розділ	
2.1 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна.....	17
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	26
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.....	35
2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників двигуна 6ГЧН25/34.....	39
3. Проектування кришки циліндру з форкамерою	
3.1 Опис та аналіз конструкції кришок циліндрів ДВЗ.....	41
3.2 Опис конструкції кришки циліндру двигуна-прототипу.....	43
3.3 Розробка конструкції форкамери газового двигуна 6ГЧН25/34.....	47
3.4 Розрахунок параметрів форкамери.....	48
4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища	
4.1 Охорона праці.....	57
4.2 Захист навколишнього середовища.....	64
5. Загальні висновки по бакалаврській роботі..	66
Література.....	68

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Волошин			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевір.		Грабовенко					2
Т.контр.						54-ЕМ-183	
Н. Контр.		Грабовенко					
Затверд.		Нестеренко					

H

Додатки до бакалаврської роботи

Додаток А Двигун газовий 6ГЧН 25/34 (Поперечний розріз), Ск, А1

Додаток Б Двигун газовий 6ГЧН 25/34 (Повздовжній розріз), Ск, А1

Додаток В Кришка циліндру з форкамерою, Ск, А1

Додаток Г Клапан форкамери, корпус клапана форкамери, сопло форкамери,
РК, А1

Додаток Д Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,ІД, А1

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції. Мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань
4. Економічна витрата палива та мастила.
5. Удобство та безпека обслуговування під час роботи. Автоматизація управління.
6. Надійний запуск.
7. Можливо повне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		5

9. Наявність регулятора, що автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.

10. Можлива рівномірність ходу, що забезпечує задану ступінь рівномірності обертання валу.

11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

12. технологічність конструкції деталей, застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів.

13. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

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

Запроектований газовий двигун призначений для приводу електричного генератора змінного струму і встановлюється в машинній залі стаціонарної електростанції. Для забезпечення надійної та тривалої роботи газового двигуна 6ГЧН25/34 розроблена конструкція форкамери, яка розташована в кришці робочого циліндру. Застосування форкамерного запалювання замість штатного запалювання за допомогою свічки забезпечує зменшення температури випускних газів, зменшує шкідливі викиди у атмосферу та покращує паливну економічність двигуна.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		5

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА – ПРОТОТИПУ

6ГЧН25/34

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

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 розподільувач 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.

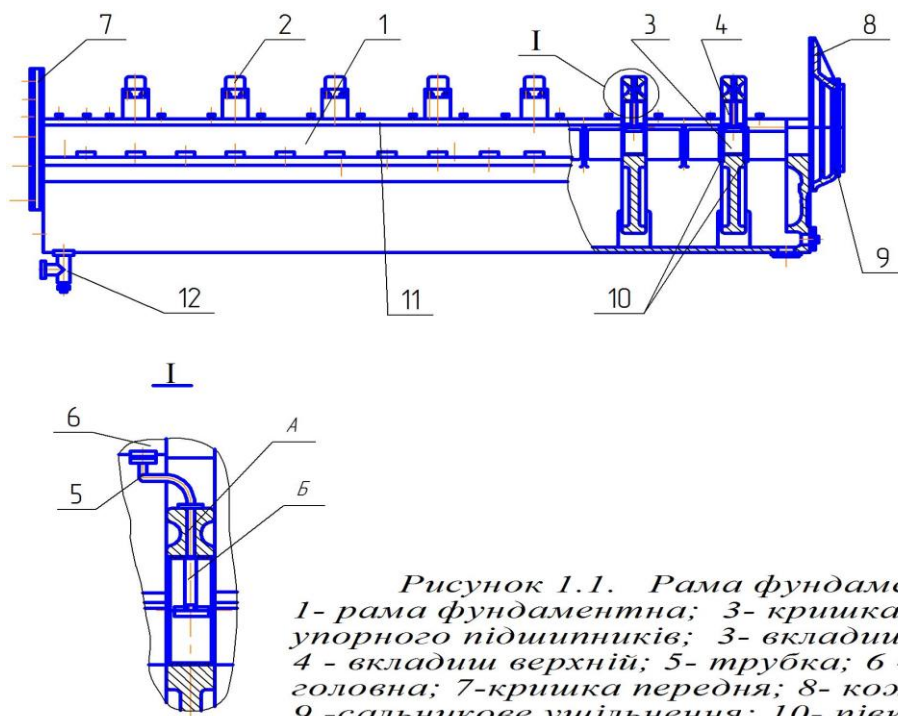
На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в зарубашечний простір втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами. Нижче приводиться опис головних вузлів газового двигуна – прототипу.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

1.1.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.1) відлита із чавуну, цільна, коритоподібної форми, має поперечні перегородки, посилені ребрами.

Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя двигуна та охолодження поршнів.



*Рисунок 1.1. Рама фундаментна
1- рама фундаментна; 3- кришка рамового і
упорного підшипників; 3- вкладиш нижній;
4 - вкладиш верхній; 5- трубка; 6 - мережа
головна; 7-кришка передня; 8- кожух;
9 -сальникове ущільнення; 10- півкільце;
11-шнур гумовий; 12- труба зливна.*

В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках 2, встановлюються вкладиші 3 і 4 рамових підшипників колінчастого вала.

Двигун 6ЧН 25/34 має сім рамових підшипників. Останній підшипник, при рахуванні із сторони маховика, опорно-упорний.

З обох сторін по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами.

Із сторони вільного кінця вала двигуна до рами кріпиться кришка 5, на яку встановлюються два водяних та один масляний насоси, а із сторони маховика – кожух 6 фланця колінчатого вала з масло відбивним кільцем та сальниковим ущільненням 7.

В днищі фундаментної рами по краям є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим фланцем. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони виконані приливи, на які встановлено масло забірний фільтр.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладено ущільнюючий гумовий шнур 11.

Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається із верхнього та нижнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші 3 і 4 (рис.1.1) сталі - алюмінієві. Від повороту та осового переміщення вкладиші утримуються вусами.

Другий від маховика підшипник опорно-упорний і має упорні бронзові півкільця, розташовані у кільцевих виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть бути зняті без підймання колінчастого валу.

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці та рамі, завдяки чому після затяжки підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточок в рамі і кришці. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань.

Масло в підшипник поступає із головної мережі 6 по трубці 5 та отвору А в кришці 2. Із рамового підшипника масло по каналам в шийках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Відкіля масло по каналам в стержнях шатунів поступає до головних підшипників та на охолодження верхньої частини поршнів.

Кільцева канавка Б на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження масла до шатунних підшипників.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.2 Кривошипно-шатунний механізм: колінчастий вал, шатун, поршень.

Вал колінчастий – (рис.1.2) сталевий, цільнокований, має 8 рамових і 6 шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

В тілі колінчастого вала виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників. Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4.

Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27).

Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертового моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осевого зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук. Із сторони заднього торця на фланці колінчастого вала на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осевого переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

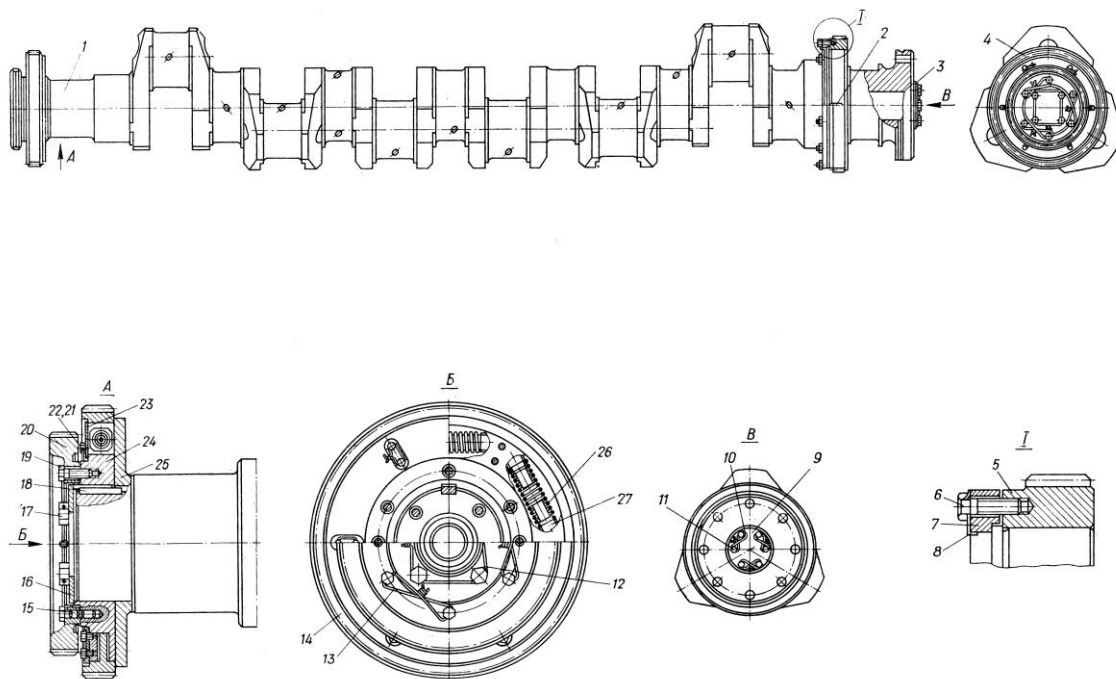


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – прижим; 8 – шайба стопорна; 9 – заглушка; 10, 13 – дріт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дріт 03; 14 – шестерня привода водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом $\varnothing 10$; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня привода масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дріт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

Шатун - (рис.1.3) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований.

Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осьовий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

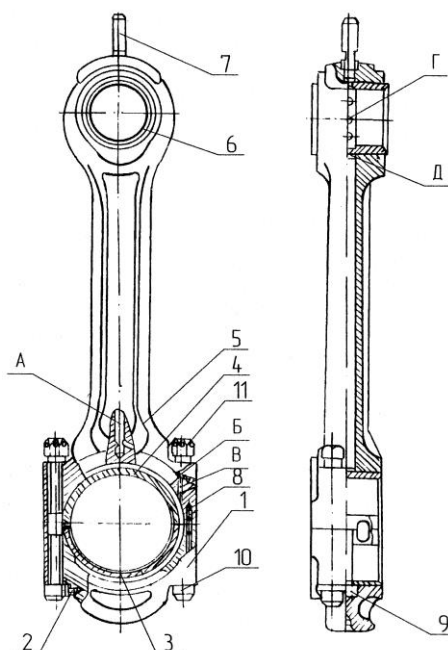


Рисунок.1.3 Шатун

1-крышка шатунного подшипника; 2,8-штифт; 3-вкладыш нижний; 4-вкладыш верхний; 5-стержень шатуна; 6-втулка; 7-распылитель; 9-штифт; 10-болт шатунный; 11-гайка шатунного болта.

В розточку верхньої

головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка являється головним

Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ

Аркуш

13

підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходу масла.

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.1.4).

В нижній головці шатуна розташовані сталеалюмінієві вкладиші 3 і 4 шатунного підшипника. Від осевого переміщення та повороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10.

Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму в кришці 1 та стержні шатуна, завдяки чого після обтискування підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхностей вкладишів до поверхні розточки (натяг).

На внутрішній поверхні нижнього вкладиша є кільцева проточка, а на верхньому вкладиші - свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна за допомогою чотирьох шатунних болтів . Взаємне положення стержня і кришки фіксується штифтами 8.

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта виконані площадки, відстань між якими, заміряна з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта та служить для контролю залишкового подовження болта в експлуатації двигуна. Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,3 мм. При більшому подовженні шатунний болт слід замінити. На гайках нанесені поділки для контролю затяжки шатунних болтів.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						13
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Шатуни для одного двигуна підбираються або підганяються по масі з допустимою різницею мас не більше 0,5 кг.

Поршень (рис.1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані сталевим пустотілим поршневим пальцем 9.

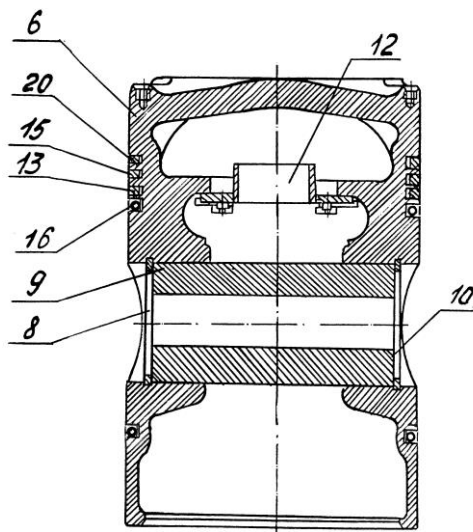


Рисунок 1.4 Поршень

6 – поршень; 8, 10 – стопорне кільце; 9 – палець; 12 – діафрагма;
13, 15, 20 – кільце компресійне; 16 – кільце маслоз'ємне.

Зовнішня поверхня пальця цементована та загартована. Від осьового переміщення палець утримується пружинними кільцями 8, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

На поршні є п'ять канавок, в яких розміщені поршневі кільця: в трьох верхніх - по одному компресійному 10, та в нижніх - два маслоз'ємних кільця 16.

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування).

Маслоз'ємні кільця 11 коробчастого типа з пружинним експандером, покриті хромом.

Поршні для одного двигуна підбираються або ж підганяються по масі з допустимою різницею мас поршнів не більше 1,0 кг (без поршневих кілець).

Таблиця 1.1 Основні параметри газового двигуна - прототипа 6ГЧН25/34

Найменування параметра	Од. виміру	Величина
Частота обертання колінчатого валу	хв. ⁻¹	600
Середній ефективний тиск	КПа	1050
Номінальна ефективна потужність	кВт	525
Ресурс до першої переборки	год	8000
Ресурс до капітального ремонту	год	60000
Питома витрата газового палива	м ³ /кВт·год	0,30
Питома витрата мастила	г/(кВт·год)	1,0

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна

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

В основі 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 знаходиться в межах $\varepsilon = 8...12$ 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] стор.154

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива складає $\alpha = 1,1...1,8$ [1] стор.32 і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. При $\alpha = 1,8...2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		16

- повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200 \text{ K}$.

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

д) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

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 $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

е) Підігрів заряду свіжого повітря, або газо - повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ \text{C}$ [3] стор.56 . 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 колінчатого валу $n = 500 \dots 750 \text{ об/хв}$ 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] стор.41.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		16

к) Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його конструкції, швидкості, наявності приводних механізмів на ньому і так і інше. По дослідним даним двигуна - прототипу приймаємо ККД запроєктованого двигуна $\eta_m = 0,90$.

л) Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40...60^\circ\text{C}$ [3] стор.207.

м) Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600...900\text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 750\text{ K}$. [3] стор.125.

н) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93...0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90...0,95$. [3] стор.107

о) Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із не охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45...1,8$. [3] стор.170. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		16

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Вихідні дані:

Ефективна потужність	$P_e =$	540	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	$\alpha =$	1,7	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_b =$	200	кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k =$	1,6	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	185	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,15	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,37	
розширення	$n_2 =$	1,25	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,82	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	34500	кДж/м ³
Природний газ			
Склад:	в %	В об'ємних долях	
метан	$CH_4 =$	95	$R_{CH_4} =$ 0,95
етан	$C_2H_6 =$	2	$R_{C_2H_6} =$ 0,02
пропан	$C_3H_8 =$	2	$R_{C_3H_8} =$ 0,02
бутан	$C_4H_{10} =$	1	$R_{C_4H_{10}} =$ 0,01
пентан	$C_5H_{12} =$	0	$R_{C_5H_{12}} =$ 0
вуглекислота	$CO_2 =$	0	$R_{CO_2} =$ 0
оксид вуглецю	$CO =$	0	$R_{CO} =$ 0
азот	$N_2 =$	0	$R_{N_2} =$ 0
кисень	$O_2 =$	0	$R_{O_2} =$ 0
водень	$H_2 =$	0	$R_{H_2} =$ 0

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 10,17 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 18,28 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{CO_2} = 1,09 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{H_2O} = 2,09 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{O_2} = 1,4945 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{N_2} = 13,654 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 18,328 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,045 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0025$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_e = T_a \times \left(\frac{P_e}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K$$

$$T_b = 380,0 K$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

число з інтервалу = 60

$$\Delta T_{\text{int}} = 320,0 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{\text{cm}} = 320,0 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

$$P_d = 190,0 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,045$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\varphi_c = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 348,1 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ кПа}$$

$$P_c = 4761,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 830,8 \text{ K}$$

$$t_c = 557,8^\circ \text{C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0024$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 224 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp m_Z \cdot t_Z - (mCv m_{cm} + 8.314 \lambda) \cdot t_C$$

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{\widetilde{MCO}_2}{M_2}$$

$$R_{CO_2} = 0,0595$$

$$R_{CO_2} = \frac{MH_2O}{M_2}$$

$$R_{H_2O} = 0,1140$$

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

$$R_{O_2} = 0,0815$$

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

$$R_{N_2} = 0,7450$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{me} = a + b \times 10^{-5} x_{t_Z}$$

де:

$$a = 22,36$$

$$b = 603,73$$

теплоємність газового палива.

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

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

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

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 12,99$$

$$b = 5501,79$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 503,47$$

де $mCv_{пов} = 20,38 + 209,5 \times 10^{-5} t_c$ - мольна теплоємність повітря.
середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску.

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 20,08$$

$$b = 251,73$$

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mCv_{см} = a + b \times 10^{-5} t_z$$

де:

$$a = 29,162$$

$$b = 535,827$$

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

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

$$a = 29,162$$

$$b = 267,914$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 268,545$$

$$B = 29,231$$

$$C = 54907,32 \quad 81263,2$$

Звідки:

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

$$t_z = 1633,3 \text{ C} \quad T_z = 1906,3 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$P_{\max} = 10951,9 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,30$$

$$Dl = 6,97$$

Dl 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.

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_e = 579,4 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_B = 1059,0 \text{ K}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 841,0 \text{ K}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}$$

$$T_r = 723,8 \text{ K}$$

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

Перевірка:

3,49

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1199,32 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,43$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$g_i = 0,24 \text{ м}^3 / (\text{квт} \cdot \text{год})$$

9 Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times V_{\text{п.ср}}, \text{кПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30}, M/c$$

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

$$V_{п.ср.} = 6,8 \quad \text{м/с}$$

$$P_m = 117,8 \quad \text{кПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1081,55 \quad \text{кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,90$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,388$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$g_e = 0,27 \quad \text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 145,4 \quad \text{м}^3 / \text{год}$$

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.

$$V_{st} = 99,86 \quad \text{Л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$$

$$V_s = 16,64 \quad \text{Л}$$

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{пп}}{d_{пп}}$$

$$d_{пп} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 249,8 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339,7 \text{ мм}$$

11 Уточнені розміри циліндра 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.

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

$$P_{ep} = 541,2 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 540,6 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,23 \%$$

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

2.3 Розрахунок та побудова 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	1,199
2. Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,76
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ε	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	10,95
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7. Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8. Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$P_{ст} = P_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.1)$$

де P_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

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

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

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	4,76	95,2	10,95	219,0
1,25	3,506	70,1	8,285	165,7
1,75	2,211	44,2	5,44	108,8
2,0	1,842	36,8	4,604	92,1
2,5	1,357	27,1	3,483	69,7
3,0	1,057	21,1	2,773	55,5
4,0	0,712	14,2	1,936	38,7
5,5	0,461	10,2	1,3	26,0
7,0	0,331	6,6	0,962	19,2
9,2	0,254	5,1	0,754	15,1
9,5	0,218	4,4	0,657	13,1
10,5	0,2	4,0	0,579	11,6

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

Дійсну індикаторну діаграму будуємо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри (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.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - 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

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 $p_r = 0,185$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,34$ м
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,76$ МПа
8. Максимальний тиск $p_{\max} = 10,95$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 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
c, до ВМТ	30	0,1647	19,6
f, до ВМТ	20	0,073	8,6
b, після ВМТ	130	1,897	225,2
г', до ВМТ	20	0,073	8,6
г'', після ВМТ	30	0,1647	19,6
d, до ВМТ	150	1,8968	225,2

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,185/0,05 = 3,70$ мм

Тиск газів у ВМТ $p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,76 = 5,71$ МПа;
 $p_c'/m_p = 5,71/0,05 = 114,2$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = 0,85 \cdot p_{max} = 0,85 \cdot 10,95 = 9,31$ МПа
 $p_{zd}/m_p = 9,31/0,05 = 186,2$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 170 \cdot 0,246 / 2 = 20,9$ мм

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

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO_1/m_s = 20,9/1,43 = 14,6$ мм.

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

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						29
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	541,2 кВт
частота обертання колінвалу	$n =$	600 хв-1
діаметр циліндру	$D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	34500 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	145,4 м ³ /год
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,43
ефективний к.к.д.:	$\eta_{ei} =$	0,39
кількість свіжого заряду	$M_1 =$	18,283 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	18,328 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{cp.g.} =$	841,0 К
температура на початку стиску	$T_d =$	348,1 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	25,61 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,84 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	1199,32 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:

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

$$Q_{II} = 1393,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 541,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 38,9 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 540 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 0,23 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{Г.р.} = 0,09-0,16 \quad 0,1$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,02$$

$$Q_w = 167,2 \text{ кВт}$$

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 $= 0,0118$ - 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:

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

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:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 217,7 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0078 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,17 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 1,17 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_e = 218,9 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_g = Q_g / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_g = 15,71 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_T = \frac{B_r}{36 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

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

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

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

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_T = 557,3 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_T = Q_T / Q_{II} \cdot 100\%$$

$$q_T = 40,01 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{MD} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_g$$

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

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

$$\Delta_{MD} = 0,0603$$

тоді

$$Q_{MD} = 84,0 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 32,3 \text{ кВт}$$

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

$$K = 1,5$$

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

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

$T_M = 6 - 15 \text{ К}$ - 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:

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

$$Q_M = 33,9 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 2,43 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 41,7 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 2,99 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	541,2	38,9
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	218,9	15,7
теплота, яка виноситься випускними газами	557,3	40,0
теплота, яка відводиться маслом	33,9	2,4
невраховані теплові втрати	41,7	3,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1393,0	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34.

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

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

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

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

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		36

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	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
в) Ордината прийнята для p_{max}	$h_{\text{max}} = 219,0 \text{ мм}$
г) Максимальний тиск згоряння	$p_{\text{max}} = 10,95 \text{ МПа}$
д) кривошипно- шатунне відношення	$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
э) масштаб індикаторної діаграми	$m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально	
$m_s = 80,6 \text{ кг}$	
з) радіус кривошипу	$R = 0,17\text{м}$
л) кут максимального тиску	$\Delta\varphi = 10^\circ$
к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 =$	
$= 3,14 \cdot 600/30 = 62,8 \text{ рад/с.}$	

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

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		36

2.6 Аналіз індикаторних та ефективних показників газового двигуна 6ГЧН25/34

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

Таблиця 2.6 Основні параметри двигуна - прототипу 6ГЧН25/34 та запроектованого

Найменування параметра	Значення	
Тип двигуна	6ГЧН25/34 (двигун-прототип)	6ГЧН25/34
Номінальна ефективна потужність, P_e , кВт	527	540
Номінальна частота обертання колінчастого валу, n , хв. ⁻¹	600	600
Ступінь стиску, ϵ	10,5	10,5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,7	1,7
Тиск наддуву, p_b , МПа	0,18	0,20
Паливо, що споживається для роботи дизеля	Природний газ	Природний газ
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/м ³	34500	34500
Максимальна температура циклу, T_z , К	1900	1906
Максимальний тиск згоряння, p_{max} , МПа	10	10,95
Середній індикаторний тиск, p_i , МПа	1,15	1,20
Індикаторний ККД циклу, η_i	0,42	0,43
Питома індикаторна витрата палива, b_i , м ³ /(кВт·год)	0,25	0,24
Механічний ККД двигуна, η_m	0,89	0,90
Ефективний ККД циклу, η_e	0,374	0,388
Середній ефективний тиск, p_{me} , МПа	1,05	1,08
Питома витрата палива, b_e , м ³ /кВт·год	0,28	0,27

Із аналізу індикаторних та ефективних параметрів робочого циклу газового двигуна – прототипу та запроєктованого двигуна 6ГЧН25/34, приведених таблиці 2.6, можна зробити висновок, що збільшення потужності запроєктованого дизеля 6ГЧН25/34 до 540 кВт стало можливим завдяки підвищенню тиску наддуву з 0,18 МПа до 0,20 МПа. Завдяки більш високим параметрам робочого циклу у запроєктованого двигуна ($p_{\max}$ і p_{me}) ефективний ККД циклу η_e у нього вищий, а ефективна питома витрата палива $b_e=0,27 \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$ нижча ніж у двигуна – прототипу $b_e=0,30 \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{год}$.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		40

3 ПРОЕКТУВАННЯ КРИШКИ ЦИЛІНДРУ З ФОРКАМЕРОЮ

3.1 Опис та аналіз конструкцій кришок циліндрів ДВЗ

На кришку циліндру діють значні газові сили та високі термічні навантаження, тому при проектуванні кришки необхідно забезпечити рівномірний розподіл температур по її вогневому днищі, зниженню їх загального рівня, а також по можливості уникати різких переходів в елементах кришки для зменшення концентрації напруги в цих місцях.

Конструкція кришки циліндру (головки блоку циліндрів) в основному визначається типом двигуна, способом виконання робочого процесу, формою камери згоряння, прийнятою схемою газорозподілу, розташуванням та конфігурацією впускних та випускних каналів. В багатооборотних двигунах звичайно виконують спільні на декілька циліндрів або на весь блок кришки, які в цьому випадку називаються головками блоків циліндрів. Потужні мало - та середньо оборотні двигуни мають індивідуальні кришки.

Найбільш просту конструкцію мають кришки циліндрів двотактних двигунів з петлевою продувкою, так як в цьому випадку відсутні канали та клапани випуску. Днище кришки часто має вгнуту форму, яка забезпечує кращу продувку камери згоряння та добру якість сумішоутворення при помірних термічних напругах в матеріалі кришки. У крупних мало оборотних двигунах кришки можуть складатися із двох частин; зовнішню несучу частину виконують із литої сталі, а внутрішня центральна частина уявляє собою вставку із спеціального чавуну, на якій розміщують форсунку, пусковий та запобіжний клапани, індикаторний кран. Можливе інше конструктивне рішення кришки складеної конструкції: нижня частина кришки, що обернена до камери згоряння, - із жаростійкої сталі, а верхня (несуча) частина – із чавуну.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

Більш складну конструкцію та більше термічне навантаження мають кришки циліндрів двотактних двигунів з прямоточно – клапанною продувкою та чотиритактних двигунів. Випускні канали в цьому випадку вносять суттєве погіршення розподілу температур по елементам кришки, що може бути причиною підвищених термічних напруг. До цього приводить і установка в кришці елементів розділених камер згоряння. Зрозуміло, що симетрична форма кришки, особливо її вогневого днища, забезпечує більш рівномірний розподіл температур і відповідних термічних напруг. Така форма може бути порівняно легко отримана при одно клапанній для двотактних та чотири клапанної для чотиритактних двигунів схемі газорозподілу. Якщо використовується механізм газорозподілу з двома клапанами, то часто кришки циліндрів виконують асиметричними по причині необхідності зміщувати форсунку від осі циліндру для розміщення в днищі клапанів необхідного прохідного перерізу.

При проектуванні кришок двигунів слід стримитися отримувати по можливості рівномірний розподіл температур, особливо у вогневому днищі, так як найбільш часто в ньому утворюються тріщини, що виводять кришку із ладу. Важливо також забезпечувати при роботі двигуна мінімальні деформації кришок в зоні, що прилягає до сідел клапанів; в іншому випадку можливі порушення щільності посадки клапана на сідло, що дуже швидко приводить до прогоряння клапану. У деяких середньо оборотних чотиритактних двигунах для підвищення надійності цього вузла сідла випускних клапанів виконують охолоджуваними. Випускні клапани крупних мало оборотних двигунів встановлюють, як правило, в спеціальні охолоджувані корпуси, що не тільки полегшує організацію раціонального охолодження сідла клапану та отримання більш рівномірного поля температур в кришці, але і дає деякі зручності в експлуатації.

З метою захисту опорного бурта втулки циліндру від дії високих температур кришки виконують інколи утопленими у втулку або

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

передбачають перекриття цього бурта поршнем при знаходженні його у ВМТ; останнє можливе, якщо днище кришки має напівковпачкову форму.

3.2 Опис конструкції кришки двигуна - прототипу

Кришка робочого циліндру 1 (рис.3.1) чавунна, дво - клапана, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру 4-мя шпильками. На днищі кришки є ущільнюючий борт, який входить в проточку на втулці циліндру.

Під борт для ущільнення камери згоряння ставляться прокладки із відпаленої червоної міді. Підбором прокладок встановлюється висота камери стиску. Товщина прокладок – 1,0 мм и 1,5 мм.

Коромисла приводів клапанів встановлені в окремому корпусі, який забезпечує герметичне ущільнення порожнин. Корпус з коромислами кріпиться до кришки за допомогою чотирьох шпильок М16 та додатковими шпильками М12.

Коромисла встановлені на бронзових втулках або на голчастих підшипниках. На одному кінці коромисла є натискний болт з кульовою головкою (опора коромисла), що входить в сферичне поглиблення верхнього кінця штанги. Натискний болт стопориться контргайкою. На другому кінці коромисла на осі 14 встановлено ролик 13, який контактує з загартованим ковпачком, надітим на шток клапану.

Установочний зазор поміж роликом та ковпачком повинен бути рівним 0,35 мм (на холодному двигуні). Ковпачок запобігає розклепуванню штока.

Змазка до втулок коромисел, роликів та опор коромисел підводиться від масляної системи двигуна. Від головної магістралі масло поступає до штуцера 21 и через дросельні отвори в ньому по свердленням в осях на змащування втулок коромисел, а через ніпеля 20 та дроселя 25 по трубкам до роликів та опор коромисел. Змазка елементів кришки з

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

коромислами на голчастих підшипниках аналогічна, за виключенням ручного змащування голчастих підшипників через масльонку, яка встановлюється замість штуцера 21. Масло, що надійшло до опорів стікає безпосередньо в кожух штанги штовхача, а масло, що надійшло на змащування втулок та роликів коромисел, стікає в стаканоподібну виїмку кришки циліндра и по відповідним канавам, також стікає в кожух штанги.

В центрі кришки різьбовим кріпленням встановлені свічки запалювання 7. Для ущільнення торцевих поверхнів поміж свічкою та кришкою вставляються мідні відпалені прокладки 16.

Впускний 3 та випускний 4 клапани притерті до сідел 2 і притискаються до них пружинами 5 і 6. Верхнім кінцем пружини впираються в тарілку 10, яка з'єднується із штоком клапану за допомогою сухариків замка 17. Штоки обох клапанів хромовані, а фаска випускного клапану наплавлена твердим сплавом, і, крім того, перехід від тарілки до штоку виконаний ступінчастим. Впускні та випускні клапани відрізняються по конструкції. У впускного клапану перехід від тарілки до штоку виконаний плавним, к випускного – ступінчастим. При установці клапанів необхідно звернути на це увагу та ставити клапани у відповідні гнізда. Впускні та випускні клапана виготовлені із жаростійкої сталі.

Сідла клапанів, що виготовлені із спеціального сплаву на нікелевій основі, запресовані в гнізда на днищі кришки циліндру. При заміні сідел необхідно старі сідла видаляти механічним способом, без пошкодження їх посадочних поверхонь.

Клапана переміщаються в направляючих втулках 18, 19, які запресовані в кришку. В направляючих втулках встановлені фторопластові ущільнення 23, які одночасно забезпечують змазку штоків клапанів (ефект насосного ходу ущільнення).

Набором прокладок 22, забезпечується зазор вказаний на рис. 3.1 поміж стопорним кільцем 24 та фторопластовим ущільненням 23.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

Сідла клапанів виготовлені із високої міцності спеціального чавуну та запресовані в днище кришки. При заміні сідел необхідно старі сідла видаляти механічним способом, без пошкодження їх посадочних поверхонь.

На кришці із сторони випуску розміщений пусковий клапан 15, із сторони впуску – запобіжний клапан 23. На кришці розміщений також декомпресійний клапан 27, на вільному кінці якого є різьба для встановлення клапанного пристрою, що заміряє максимальний тиск в циліндрі.

Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Охолоджуюча вода надходить із блок – картера по переливним патрубкам в нижню порожнину охолодження кришки, омиває днище та через два отвори в перегородці, розташованих в зоні канави для форсунки, поступає у верхню порожнину, відкіля по переливним раковинам – у відповідну трубу. Раковина до відповідної труби кріпиться фланцем та ущільнюється гумовим кільцем.

Для очищення водяної порожнини кришки передбачені люки, що закриті кришками 24. На верхній площині кришки є канавки, по яким масло та паливо, що попадає на кришку відводиться в дренажний трубопровід. Організоване охолодження забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки.

Закриття кришки циліндра складається з корпусу закриття і легко з'ємної кришки. На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці.

Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра до блоку передбачено затягувати за допомогою гідродомкратів.

Зі сторони випуску розміщений пусковий клапан, зі сторони впуску запобіжний клапан.

Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

На корпусі є з одного боку різьблення для укручування крана в перехідник, з іншого – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається вручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту на кришку, відводяться в дренажну систему.

3.3 Розробка конструкції форкамери для газового двигуна 6ГЧН25/34

Газовий двигун 6ГЧН25/34 застосовується в якості приводного двигуна в газовому двигун-генераторі ДвГА-500, який експлуатується в когенераційних установках. Здебільшого когенераційні установки установлені на котельних, які розташовані в межах великих міст і в безпосередній близькості від житлових масивів. Тому питанням економічних та екологічних показників роботи газових двигунів приділяється все більше уваги. На сьогодні ці показники не відповідають наявним європейським нормам. Аналіз останніх публікацій показує, що одним із оптимальних шляхів покращення техніко-економічних та екологічних показників газових двигунів, що працюють на різних видах газового палива (природному, біогазу, генераторному, попутному та інших) являється реалізація циклу з форкамеро-факельним запалюванням.

При цьому передбачається наявність форкамери, яка виконується окремим вузлом, який обладнаний власним, примусово керованим, газовим впускним клапаном і іскровою свічкою запалювання. Форкамера встановлюється в кришці робочого циліндру в місці, яке визначається її конструкцією (рис.3.1).

У двигуна внутрішнього згоряння з факельним процесом камера згоряння складається із основної камери і форкамери з об'ємом, приблизно рівним 2% об'єму основної камери згоряння. У форкамеру через впускний автоматичний клапан із окремого редуктора надходить газове паливо, яке збагачує газоповітряну суміш, яка попадає через канали у форкамеру при процесу стиску. Через впускний клапан основної камери надходить «бідна»

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

газоповітряна суміш із змішувальної камери двигуна. Впускні клапани основної камери і форкамери відкриваються неодноразово. Впускний клапан форкамери відкривається в той момент, коли тиск форкамерного газу перевищує тиск в циліндрі двигуна, що відповідає процесу випуску продуктів згоряння і наповнення циліндру свіжою робочою сумішшю. Для цього тиск форкамерного газу повинен бути більшим на 0,05...0,010 бара за тиск газоповітряної суміші. Для зменшення непродуктивних втрат форкамерного газу на такті випуску продуктів згоряння потрібно правильно підібрати розміри впускного клапана і пружини. Факельний процес забезпечує згоряння робочої суміші в основній камері з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha = 1,7-1,8$. Запалювання «бідних» робочих сумішей в основній камері згоряння здійснюється факелом горящих газів (звідси і назва процесу), що викидаються із невеликої форкамери, наповненої «багатою» робочою сумішшю, яка підпалюється електричною свічкою запалювання. Факел горящих газів в основній камері служить не тільки для підпалювання, але і для інтенсивної турбулізації «бідної» суміші, що збільшує швидкість і повноту згоряння. Тому форкамерно-факельні двигуни в порівнянні з двигунами з іскровим запалюванням більш економічні, характеризуються меншою токсичністю відпрацьованих газів і меншою схильністю до детонації, але більш складні по конструкції.

3.4 Розрахунок параметрів форкамери

Аналіз конструкції кришки робочого циліндру газового двигуна-прототипу показав, що найбільш доцільно розташувати форкамеру у центральному каналі кришки, в якому встановлена свічка запалювання. Діаметр і висота каналу є достатніми для забезпечення необхідного об'єму форкамери. Крім того, при такому розташуванні форкамери конструкція кришки циліндру практично не потребує доробки. При цьому в різьбовий отвір днища кришки циліндру замість свічки запалювання загвинчується сопло форкамери поз.23, а в верхню частину каналу загвинчується пробка

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш 49
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

поз.26 замість стакану свічки запалювання. В такій конструкції форкамери свічка запалювання поз.28 і газовий клапан форкамери поз.1 розташовані в пробці форкамери. Необхідний об'єм форкамери отримується за допомогою вставки поз 19. яка вільно вставляється в канал кришки і її оптимальна висота може бути визначена експериментальним шляхом при проведенні доводочних випробувань газового двигуна із форкамерно-факельним запалюванням.

При проведенні розрахунків форкамери повинні бути визначені такі параметри:

- концентрація метану CH_4 в газоповітряній суміші, о наповнює форкамеру перед запалюванням свічки;
- максимальна температура продуктів згоряння;
- максимальний тиск згоряння;
- середня швидкість витікання продуктів згоряння із форкамери в основну камеру згоряння.

Розрахунки параметрів форкамери виконані в підрозділі 3.4.1. Для спрощення конструкції газового клапана (рис.3.2) для подачі форкамерного газу в якості запірних органів використані кульки поз.3 однакового діаметра. При цьому нижня кулька клапана не дає робочим газам із основної камери згоряння і форкамери потрапити в трубопровід подачі форкамерного газу, а верхня кулька регулює кількість газу, що потрапляє у форкамеру. Нижня кулька притискується до сідла штуцера тиском газу із форкамери, а верхня, силою пружини поз. 4 притискається до сідла перехідника 2. Для надійної роботи та тривалої роботи клапана хід кульок прийнятий незначним – всього 0,4мм.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

3.5 Розрахунок на міцність кришки циліндру

Задачею розрахунку є знаходження сумарних напруг в кришці циліндру та перевірка її жорсткості.

Кришка робочого циліндру розглядається як монолітна конструкція, що навантажується силою затяжки шпильок, силою тиску газів в циліндрі двигуна та піддається дії високої температури. Небезпечним розрізом кришки слід вважати розріз, що має найменший момент інерції. Цей розріз проходить через осі робочих клапанів.

Вихідними даними для розрахунку кришки циліндру є:

- $P_{\max} = 10,76$ МПа – максимальний тиск згоряння;
- $D_f = 0,295$ м – середній діаметр ущільнюючого бурта;
- $L = 0,28$ м – відстань поміж шпильками;
- $\lambda = 1,5 \dots 2,0$ – коефіцієнт затяжки шпильок;
- механічні властивості матеріалу кришки:
- $\alpha = 1,07 \cdot 10^{-5}$ град⁻¹ – коефіцієнт лінійного розширення для чавуну;
- $E = 1,5 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності для чавуну;
- $\delta = 0,018$ м – товщина днища кришки;
- $\lambda = 52$ Ват/(м·град) – коефіцієнт теплопровідності чавуну;
- $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуансона для чавуну

Під час роботи двигуна в тілі кришки виникають механічні напруги від тиску газів та затяжки шпильок кріплення, а також температурні напруги від перепаду температур в нижній вогневій дошці кришки.

Розглядаючи кришку циліндру як вільно опертий по ущільнюючому бурту диск, що навантажений симетрично розподіленими силами, знаходимо найбільший згинальний момент в діаметральному перерізі по наступній формулі

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$M_H = \frac{P_d \cdot L}{4} - \frac{(P_d - P_f) \cdot D_f}{2\pi} - \frac{P_f \cdot D_f}{3\pi} = \frac{1470130 \cdot 0,28}{4} - \frac{(1470130 - 735065) \cdot 0,295}{2 \cdot 3,14} - \frac{735065 \cdot 0,295}{3 \cdot 3,14} = 45360 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$P_d = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot p_{\max} = 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,295^2}{4} \cdot 10,76 \cdot 10^6 = 1470130 \text{ Н} - \text{сила} \quad \text{затяжки}$$

шпильок кріплення кришки

$$P_f = \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot p_{\max} = \frac{3,14 \cdot 0,295^2}{4} \cdot 10,76 \cdot 10^6 = 735065 \text{ Н} - \text{сила, що діє на днище}$$

кришки циліндру від максимального тиску газів.

Від дії згинального моменту знаходимо:

- напругу розтягування у верхній дошці кришки

$$\sigma_p = \frac{M_u}{W_p} = \frac{45360}{7,90 \cdot 10^{-4}} = 57,4 \text{ МПа},$$

де $W_p = 7,90 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ – момент опору розтягнутих волокон небезпечного поперечного перерізу;

- напруга стиску у нижній дошці кришки

$$\sigma_{ст.} = \frac{M_u}{W_{ст.}} = \frac{45360}{5,45 \cdot 10^{-4}} = 83,2 \text{ МПа},$$

де $W_{ст.} = 5,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ – момент опору стиснутих волокон, м^3

Теплова напруга в нижній дошці від перепаду температур знаходиться по формулі

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2 \cdot (1 - \mu)} = \frac{1,07 \cdot 10^{-5} \cdot 1,5 \cdot 10^5 \cdot 58,5}{2 \cdot (1 - 0,3)} = 78,2 \text{ МПа}$$

$$\text{де } \Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda} = \frac{168 \cdot 0,018}{0,052} = 58,5^\circ \text{C} \quad - \text{ перепад температур в}$$

нижній дошці кришки циліндру.

Теплове навантаження днища

кришки визначається тепловою напруженістю, під якою мається на увазі

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		49

кількість теплоти q , що проходить через одиницю площі поверхні в одиницю часу

$$q = \frac{a \cdot B_e \cdot Q_H \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot i \cdot D_f^2} = \frac{0,05 \cdot 147,9 \cdot 33500 \cdot 4}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,295^2 \cdot 6} = 168 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

де $a = 0,05$ – доля тепла, що відводиться через днище кришки циліндру в охолоджуючу воду.

$B_r = 147,9 \text{ м}^3/\text{год}$ – витрата паливного газу двигуном за годину;

$Q_H = 33500 \text{ кДж/м}^3$ – теплота згоряння природного газу;

$i = 6$ – число циліндрів двигуна

Вважаючи одночасно діючими найбільші механічні та температурні напруги у вогневому днищі, знайдемо умовну сумарну напругу стиску

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{\text{ст}} + \sigma_t = 83,2 + 78,2 = 161,4 \text{ МПа}$$

Допустима сумарна напруга для чавунних кришок

$$[\sigma_\Sigma] = 120 \dots 180 \text{ МПа}$$

Отже працездатність кришки робочого циліндру при діючих на неї навантаженнях забезпечується.

3.4.2 Розрахунок клапана для подачі газу форкамеру газового двигуна

Найменування параметра	Позначення, формула	Розмірність	Величина
Вихідні дані			
1.Нормальний атмосферний тиск	p_0	Н/м ²	100000
2.Тиск форкамерного газу до клапана	p_1	Н/м ²	165000
3.Тиск газу за клапаном (в циліндрі двигуна)	p_2	Н/м ²	160000
4.Показник адіабати для природного газу	k	—	1,3
5.Температура газу	T_1	К	293
6.Газова постійна для метану	R	Дж/кг·Гр	519
7. Критичне відношення тисків газу до і після клапана	$(p_2/p_1)_{кр}$	—	0,523
8.Коефіцієнт витрати для клапана	a	—	0,8
9.Діаметр каналу в клапані	d_k	м	0,00634
10.Діаметр кульки в каналі клапана	$d_{ш}$	м	0,006
11.Мінімальна площа проходного перерізу клапана	$f_{min} = \frac{\pi \cdot (d_k^2 - d_{ш}^2)}{4}$	м ²	0,000003
12.Число оборотів двигуна	n	об/хв	600
13.Число циліндрів двигуна	z	—	6

14.Кут подачі газу за один робочий цикл	α	град	360
РОЗРАХУНОК			
1. Тривалість подачі газу у форкамеру за один робочий цикл	$t_u = \frac{60 \cdot \alpha}{360 \cdot n}$	с	0,1
2.Відношення тиску газу за клапаном і до клапана	p_2/p_1	—	0,970
3.Швидкість докритичного витікання газу через клапан	$c = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot (1 - (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}})}$	м/с	109,46
4.Густина газу на вході в клапан	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	кг/м ³	1,09
5. Секундна масова витрата газу через клапан	$G = a \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot \rho_1 \cdot ((\frac{p_2}{p_1})^{\frac{2}{k}} - (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{k+1}{k}})}$	кг/сек	0,002
6. Масова витрата газу через клапан за один робочий цикл	$G_{\text{ц}} = G \cdot t_{\text{ц}}$	кг/цикл	0,000160
7.Густина газу у форкамері	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_1}$	кг/м ³	1,052
8.Обємна витрата газу за цикл у форкамеру циліндру	$V_{\text{ц}} = G_{\text{ц}}/\rho_2$	м ³ /цикл	0,00015
	см ³ /цикл		152
9.Масова витрата газу у форкамері двигуна за годину	$G_{\text{ч}} = G_{\text{ц}} \cdot z \cdot 60 \cdot n/2$	кг/год	17,3
10.Густина газу при нормальних атмосферних умовах	$\rho_0 = \frac{P_0}{R \cdot T_1}$	кг/м ³	0,7

11. Об'ємна витрата газу у форкамери двигуна	$V_q = G_q / \rho_o$	м ³ /год	26,2
Расчет параметров пружины клапана			
1. Густина матеріалу кульки (сталь)	$\rho_{ш}$	кг/м ³	7800
2. Маса кульки	$m_{ш} = \frac{\pi \cdot d_{ш}^3}{6} \cdot \rho_{ш}$	кг	0,0009
3. Вага кулька	$G_{ш} = m_{ш} \cdot g$	Н	0,009
4. Перепад тиску форкамерного газу при якому кулька відкриє канал для витікання газу у форкамеру	Δp	Н/м ²	5000
	Δp	м.вод.ст	500
5. Середній діаметр площадки контакту кульки і корпусу	d_{cp}	м	0,0050
6. Сила, що діє на кульку при перепаді тиску Δp	$F_{ш} = \frac{\pi \cdot d_{cp}^2}{4} \cdot \Delta p$	Н	0,098
7. Установочна сила	$F_{уст.} = G_{ш} + F_{ш}$	Н	0,107
8. Середній діаметр пружини	D_{cp}	м	0,0052
9. Діаметр дроту пружини	δ	м	0,0003
10. Модуль Юнга для сталі	G	МПа	80000
11. Робоче число витків пружини	n_p		12
12. Жорсткість пружини	$c = \frac{G \cdot \delta^4}{8 \cdot n_p \cdot D_{np}^3}$	Н/м	48,006
13. Установочна деформація пружини	$f_{уст}$	м	0,0022
14. Установочна висота пружини	$H_{уст}$	м	0,0095
15. Висота пружини у вільному стані	$H_{св} = f_{уст} + H_{уст}$	м	0,0117

|

3.4.1 Розрахунок робочого процесу форкамери

Задачею розрахунку робочого процесу форкамери являється визначення її основних параметрів - максимальної температури процесу, максимального тиску згоряння, складу газоповітряної суміші в форкамері і продуктів згоряння на виході із неї. Також знаходиться очікувана теплова потужність форкамери, об'ємні та масові витрати газоповітряної суміші і випускного газу, діаметр трубопроводу для подачі паливного газу у форкамеру і діаметри каналів для подачі продуктів згоряння із форкамери в основну камеру стгорання циліндру двигуна

1. Вихідні дані для розрахунку

1. Потужність двигуна	$P =$	540	кВт
2. Питома витрата паливного газу	$b_e =$	0,28	м ³ /кВтгод
3. Діаметр циліндру	$D =$	0,25	м
4. Хід поршня	$S =$	0,34	м
5. Число циліндрів	$i =$	6	
6. Число оборотів двигуна	$n =$	600	об/хв
7. Ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
8. Показник політропи стиску	$n_1 =$	1,35	
9. Температура газоповітряної суміші (ГПС) в циліндрі двигуна на початку процесу стиску	$T_{ГПС} =$	325	К
10. Тиск атмосферний	$p_0 =$	100000	Па
11. Тиск ГПС в циліндрі двигуна	$p_{ГПС} =$	160000	Па
12. Тиск форкамерного газу	$p_\phi =$	170000	Па
13. Коефіцієнт наповнення циліндру ГПС	$\eta_H =$	0,95	
14. Вміст кисню в повітрі	$a_{O_2} =$	0,21	
15. Вміст азоту в повітрі	$a_{N_2} =$	0,79	
16. Кількість повітря, теоретично необхідного для повного згоряння:			
- метану CH_4	$L_{CH_4} =$	9,52	м ³ /м ³
- водню H_2	$L_{H_2} =$	2,38	м ³ /м ³
- оксиду вуглецю CO	$L_{CO} =$	2,38	м ³ /м ³
17. Температура самозаймання:			
- метану CH_4	$t_{CH_4} =$	590-690	°C
- водню H_2	$t_{H_2} =$	550-600	°C
- оксиду вуглецю CO	$t_{CO} =$	625-675	°C
18. Нижча теплота згоряння			
- метану CH_4	$Q_{CH_4} =$	33852	кДж/м ³
- водню H_2	$Q_{H_2} =$	10226	кДж/м ³

- оксиду вуглецю CO	$Q_{CO} =$	12035	кДж/м ³
19. Універсальна газова постійна			
- метану CH ₄	$R_{CH_4} =$	520	Дж/кг·град
- водню H ₂	$R_{H_2} =$	4157	Дж/кг·град
- оксиду вуглецю CO	$R_{CO} =$	297	Дж/кг·град
- повітря	$R_{BO_3} =$	287	Дж/кг·град
- азоту N ₂	$R_{N_2} =$	297	Дж/кг·град
- вуглекислого газу CO ₂	$R_{CO_2} =$	189	Дж/кг·град
20. Максимальна величина нормальної швидкості поширення полум'я:			
- метану CH ₄	$v_{CH_4} =$	0,35	м/с
- водню H ₂	$v_{H_2} =$	3,2	м/с
- оксиду вуглецю CO	$v_{CO} =$	0,42	м/с
21. Коефіцієнт надлишку повітря, що відповідає нижній концентраційній межі			
- метану CH ₄	$\alpha_{CH_4} =$	2	
- водню H ₂	$\alpha_{H_2} =$	10	
- оксиду вуглецю CO	$\alpha_{CO} =$	2,95	
22. Коефіцієнт надлишку повітря, що відповідає верхній концентраційній межі			
- метану CH ₄	$\alpha_{CH_4} =$	0,65	
- оксиду вуглецю CO	$\alpha_{CO} =$	0,15	
23. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння паливного газу-метану CH ₄			
	$\alpha_{CH_4} =$	1,70	
24. Коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння ГПС до стінок форкамери			
	$\alpha_T =$	1500	Ват/м ² град
25. Температура поверхні стінок форкамери			
	$t_{CT} =$	350	°C
26. Максимальний тиск згоряння у камері згоряння			
	$p_{max} =$	8500000	Па
27. Показник адіабати для природного газу			
	$k =$	1,30	

2. Розрахунок параметрів форкамери

1.Об'єм ходу поршня

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad V_h = 0,01668 \quad \text{м}^3$$

2.Об'єм камери стиску

$$V_C = V_h / (\epsilon - 1) \quad V_C = 0,00176 \quad \text{м}^3$$

3.Об'єм форкамери

$$V_\Phi = (0,02 \dots 0,05) V_C \quad V_\Phi = 0,000088 \quad \text{м}^3$$

	$V_{\phi} =$	87,8	см ³
4. Діаметр форкамери, що має форму циліндру	$d_{\phi} =$	0,045	м
5. Висота форкамери, що має форму циліндру	$h_{\phi} =$	0,055	м
$h_{\phi} = \frac{4 \cdot V_{\phi}}{\pi \cdot d_{\phi}^2}$			
6. Площа охолоджуваної поверхні форкамери	$S_{\phi} =$	0,011	м ²
$S_{\phi} = \pi \cdot d_{\phi} \cdot h_{\phi} + \pi \cdot d_{\phi}^2 / 2$	$S_{\phi} =$	109,8	см ²
7. Циклова подача форкамерного газу при нормальних умовах	$V_{ЦФ} =$	0,00015	нм ³
$V_{ЦФ} = V_{\phi} \cdot p_{\phi} / p_0$	$V_{ЦФ} =$	149,3	нсм ³
8. Витрата форкамерного газу при нормальних умовах за годину	$V_{ФГ} =$	16,1	нм ³ /год
$V_{ФГ} = V_{ЦФ} \cdot 0,5 \cdot n \cdot i \cdot 60$			
9. Тиск ГПС і форкамерного газу в кінці процесу стиску	$p_C =$	3825829	Па
$p_C = p_{ГПС} \cdot \epsilon^{n1}$			
10. Об'єм форкамерного газу в кінці стиску	$V_{ФС} =$	0,0000039	м ³
$V_{ФС} = p_0 \cdot V_{ЦФ} / p_C$	$V_{ФС} =$	3,9	см ³
11. Об'єм ГПС, що потрапляє у форкамеру в кінці стиску	$V_{ГПС1} =$	0,000084	м ³
$V_{ГПС1} = V_{\phi} - V_{ФС}$	$V_{ГПС1} =$	83,9	см ³
12. Об'єм ГПС, що потрапляє у форкамеру, при нормальних умовах	$V_{ГПС0} =$	0,0032	м ³
$V_{ГПС0} = V_{ГПС1} \cdot p_C / p_0$			
13. Витрата паливного газу (метану CH ₄) за годину	$V_{CH4} =$	151,2	м ³ /год
$V_{CH4} = b_e \cdot P$			
14. Витрата повітря для згоряння метану в циліндрі двигуна	$V_{П} =$	2447,0	м ³ /год
$V_{П} = L_{CH4} \cdot \alpha_{CH4} \cdot V_{CH4}$			

15. Витрата ГПС на двигун за годину

$$V_{\text{ГПС}} = V_{\text{CH}_4} + V_{\text{П}}$$

$$V_{\text{ГПС}} = 2598,2 \quad \text{м}^3/\text{год}$$

16. Процентний вміст метану в ГПС в циліндрі двигуна

$$\delta_{\text{CH}_4} = \frac{V_{\text{CH}_4}}{V_{\text{ГПС}}} \cdot 100\%$$

$$\delta_{\text{CH}_4} = 5,8 \quad \%$$

17. Об'єм метану у форкамері при нормальних умовах перед запалюванням свічки

$$V_{\text{ФCH}_4} = V_{\text{ЦФ}} + V_{\text{ГПС0}} \cdot \delta_{\text{CH}_4}$$

$$V_{\text{ФCH}_4} = 0,00034 \quad \text{нм}^3$$

$$V_{\text{ФCH}_4} = 336,0 \quad \text{нсм}^3$$

18. Тривалість горіння ГПС у форкамері

$$t_{\text{Ф}} = 0,5 d_{\text{Ф}} / v_{\text{CH}_4}$$

$$t_{\text{Ф}} = 0,06 \quad \text{сек}$$

18. Кількість тепла, що виділяється при згорянні форкамерного газу за цикл $Q_{\text{Ц}} = V_{\text{ФCH}_4} \cdot Q_{\text{CH}_4}$

$$Q_{\text{Ц}} = 11,4 \quad \text{кДж/цикл}$$

18. Кількість тепла, що передається від газу до стінок форкамери за цикл

$$Q_{\text{ЦФ}} = \alpha_{\text{Ф}} \cdot S_{\text{Ф}} \cdot (t_{\text{max}} - t_{\text{СТ}}) \cdot t_{\text{Ф}} / 1000$$

$$Q_{\text{ЦФ}} = 2,1 \quad \text{кДж/цикл}$$

19. Загальний об'єм ГПС при нормальних умовах у форкамері за цикл $V_{\text{ГПС}} = V_{\text{ГПС0}} + V_{\text{ЦФ}}$

$$V_{\text{ГПС}} = 0,00336 \quad \text{нм}^3$$

19. Процентний вміст метану в ГПС форкамери

$$\delta_{\text{ФCH}_4} = \frac{V_{\text{ФCH}_4}}{V_{\text{ГПС}}} \cdot 100\%$$

$$\delta_{\text{ФCH}_4} = 10,00 \quad \%$$

20. Загальна витрата паливного та форкамерного газу через форкамери двигуна $V_{\text{ГЗ}} = V_{\text{ФCH}_4} \cdot 0,5 \cdot n \cdot i \cdot 60$

$$V_{\text{ГЗ}} = 36,29 \quad \text{м}^3/\text{год}$$

21. Теплова потужність форкамерного газу

$$P_{\text{ГЗ}} = V_{\text{ГЗ}} \cdot Q_{\text{CH}_4} / 3600$$

$$P_{\text{ГЗ}} = 341 \quad \text{кВт}$$

22. Густина повітря у форкамері при нормальних умовах

$$\rho_{\text{П}} = P_0 / (R_{\text{П}} \cdot T_{\text{ГПС}})$$

$$\rho_{\text{П}} = 1,07 \quad \text{кг/м}^3$$

23. Густина метану CH_4 у форкамері при нормальних умовах

$$\rho_{\text{CH}_4} = P_0 / (R_{\text{CH}_4} \cdot T_{\text{ГПС}})$$

$$\rho_{\text{CH}_4} = 0,59 \quad \text{кг/м}^3$$

24. Маса повітря у форкамері

$$m_{\text{П}} = \rho_{\text{П}} \cdot (V_{\text{ГПС}} - V_{\text{ФCH}_4})$$

$$m_{\text{П}} = 0,00324 \quad \text{кг}$$

25. Маса метану CH_4 у форкамері

$$m_{\text{CH}_4} = \rho_{\text{CH}_4} \cdot V_{\text{ФCH}_4}$$

$$m_{\text{CH}_4} = 0,00020 \quad \text{кг}$$

26. Маса ГПС у форкамері двигуна

$$m_{\text{ГПС}} = m_{\text{П}} + m_{\text{CH}_4}$$

$$m_{\text{ГПС}} = 0,00344 \quad \text{кг}$$

27. Масова витрата ГПС через форкамери двигуна за годину

$$M_{\text{ГПС}} = m_{\text{ГПС}} \cdot 30 \cdot n \cdot i$$

$$M_{\text{ГПС}} = 372 \quad \text{кг/год}$$

28. Максимальна температура робочого циклу форкамери, приймається

$$t_{\text{max}} = 2350 \quad ^\circ\text{C}$$

29. Масові теплоємності газів при постійному тиску і температурі t_{max} :

$$\text{повітря } c_{\text{П.}} = 0,9201 + 0,000106 \cdot t_{\text{max}}$$

$$c_{\text{П.}} = 1,169 \quad \text{кДж/кг} \cdot \text{град}$$

$$\text{азоту } c_{\text{N}_2} = 1,0239 + 0,000089 \cdot t_{\text{max}}$$

$$c_{\text{N}_2} = 1,233 \quad \text{кДж/кг} \cdot \text{град}$$

$$\text{оксиду вуглецю } c_{\text{CO}} = 1,0302 + 0,00009 \cdot t_{\text{max}}$$

$$c_{\text{CO}} = 1,242 \quad \text{кДж/кг} \cdot \text{град}$$

$$\text{вуглекислого газу } c_{\text{CO}_2} = 0,8724 + 0,00024 \cdot t_{\text{max}}$$

$$c_{\text{CO}_2} = 1,436 \quad \text{кДж/кг} \cdot \text{град}$$

$$\text{метану } \text{CH}_4 \quad c_{\text{CH}_4} = 1,3136 + 0,000169 \cdot t_{\text{max}}$$

$$c_{\text{CH}_4} = 1,711 \quad \text{кДж/кг} \cdot \text{град}$$

30. Максимальна температура газів у форкамері двигуна

$$t_{\text{max}} = (T_{\text{ГПС}} - 273) + (Q_{\text{Ц}} - Q_{\text{ЦФ}}) / (c_{\text{П}} \cdot m_{\text{П}} + c_{\text{CH}_4} \cdot m_{\text{CH}_4})$$

$$t_{\text{max}} = 2292 \quad ^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{max}} = 2565 \quad \text{К}$$

31. Тиск ГПС в кінці такту стиску

$$p_{\text{C}} = p_{\text{ГПС}} \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$p_{\text{C}} = 3825829 \quad \text{Па}$$

$$p_{\text{C}} = 39 \quad \text{кг/см}^2$$

32. Температура ГПС в кінці такта стиску

$$T_{\text{C}} = T_{\text{ГПС}} \cdot \varepsilon^{n_1-1}$$

$$T_{\text{C}} = 740 \quad \text{К}$$

$$t_{\text{C}} = 467 \quad ^\circ\text{C}$$

33 Теоретичний максимальний тиск згоряння у форкамері

$$p_{\text{maxт}} = p_{\text{C}} \cdot T_{\text{max}} / T_{\text{C}}$$

$$p_{\text{maxт}} = 13256994 \quad \text{Па}$$

34. Дійсний максимальний тиск згоряння у форкамері

$$p_{\text{maxд}} = 0,85 \cdot p_{\text{maxт}}$$

$$p_{\text{maxд}} = 11268445 \quad \text{Па}$$

34. Середній тиск згоряння у форкамері

$$p_{\text{фср}} = 0,5 \cdot (p_{\text{maxд}} + p_{\text{C}})$$

$$p_{\text{фср}} = 7547137 \quad \text{Па}$$

34. Середній тиск згоряння у камері згоряння

$$p_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (p_{\text{max}} + p_{\text{C}})$$

$$p_{\text{ср}} = 6162914 \quad \text{Па}$$

35. Середня швидкість витікання продуктів згоряння паливної суміші із форкамери в основну камеру згоряння

$$c_{cp} = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_{CH_4} \cdot T_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{cp}}{p_{\phi cp}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)}$$

$$c_{cp} = 726 \text{ м/с}$$

4. Рорахунок розміру трубопроводу для подачі форкамерного газу від редуктора до двигуна

4.1 Швидкість форкамерного газу в трубопроводі до двигуна

$$v_{\phi} = 50 \text{ м/с}$$

4.2 Необхідна площа проходного перерізу трубопроводу для подачі форкамерного газу

$$F_{\phi} = V_{\phi \Gamma} \cdot p_0 / 3600 \cdot v_{\phi} \cdot p_{\phi}$$

$$F_{\phi} = 0,000053 \text{ м}^2$$

4.3 Внутрішній діаметр трубопроводу для подачі форкамерного газу до двигуна

$$d_{\phi m} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\phi}}{\pi}}$$

$$d_{\phi \Gamma} = 0,008 \text{ м}$$

4.3 Внутрішній діаметр трубопроводу для подачі форкамерного газу до форкамери одного циліндру

$$d_{\phi \Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\phi}}{\pi \cdot i}}$$

$$d_{\phi \Pi} = 0,003 \text{ м}$$

4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Охорона праці

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

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

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

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

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

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

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

а) Газ та пари мастила.

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

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

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) Освітлення.

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

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

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

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

г) Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

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

ж) Вібрація.

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

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

Таблиця.4.2. Санітарні норми вібрації

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

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

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

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 600$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 600$ об/хв;

$P_e = 540$ кВт – номінальна потужність двигуна.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(600 + 540^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{600}{600}\right) \right] = 85,6 \text{ дБ}$$

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

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

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

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

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

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

де $m = 10500$ кг – маса двигуна

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		65

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{600 \cdot 540^{0,55} \cdot \left(\frac{1+540}{10500} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{10500}{540}} \right) + 30 \lg \left(\frac{600}{600} \right) = 67,8 \text{ дБ}$$

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

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

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

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

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

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

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

Заходи безпеки при обслуговуванні двигуна

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

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

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

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

4. Паливна система непрацюючого двигун-генератора має бути перекритою від подачі газу і з'єднана з атмосферою через «свічку».

5. Перед пуском двигуна перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів та газової апаратури мильним розчином. Категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим вогнем.

6. Перед пуском двигуна провертання колінчастого валу вручну виконувати з відкритими декомпресійними кранами та виключеною системою запалювання не менше двох обертів, після чого зняти ричав та закрити декомпресійні крани.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Кожен день перевіряти розрідження в картері і у випадку відхилення від допустимих величин виявляти та усувати неполадки.

8. Люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше через 15 хвилин після зупинки двигуна – генератора.

9. Машинне приміщення має бути забезпечено природною або штучною вентиляцією. Вентиляційні канали не можна перекривати.

10. При виявленні неполадки необхідно зупинити працюючий двигун – генератор і усунути неполадки.

11. Перед шафами управління повинні бути покладені гумові килими, на яких обслуговуючий персонал має знаходитися при проведенні любых робіт по шафам.

12. При роботі в картері двигуна використовувати переносні електричні лампи напругою 6-36 В., які мають бути захищені металевою сіткою.

13. В машинному відділенні забороняється палити та користуватися відкритим вогнем.

14. В машинному відділенні допускається зберігання тільки таких горючих матеріалів, які необхідні при експлуатації двигуна - генератора.

15. Двигун – генератор та основні його частини: електрогенератор, дроти, кабелі та розподільчі пристрої (шафи) – регулярно (кожен тиждень), а двигун кожен день, очищати від горюче –змащувальних матеріалів, пилу.

16. В темну пору доби при ремонті повинно бути забезпечено хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує нагляд за показанням приладів під час відключення освітлювальної мережі.

17. При експлуатації двигуна в машинному приміщенні рекомендується носити притулену одіж.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Захист навколишнього середовища

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 джерлом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

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

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

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

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

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

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

зважаєними частками.

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 домагатися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень;

в) захист від джерел теплових випромінювань.

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

г) встановлення вентиляції та опалення;

д) застосування засобів індивідуального захисту.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						65
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО БАКАЛАВРСЬКІЙ РОБОТІ

Кваліфікаційна бакалаврська робота на тему "Розробка конструкції форкамери для 4 - тактного газового двигуна потужністю 540 кВт. Двигун-прототип: 6ГЧН25/34" містить розрахункові, пояснювальні матеріали ікреслення по газовому двигуну 6ГЧН25/34 з детальною розробкою конструкції кришки циліндру з форкамерою, що розміщена в порожнині, де встановлювалася форсунка у дизельному двигуні і свічка запалювання в газовому двигуні. Бакалаврська робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини загальною кількістю 5 листів формату А1.

Газовий двигун 6ГЧН 25/34 потужністю 540 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в місцях де потрібна постійно електрична та теплова енергія. Загальний вигляд детальна конструкція двигуна 6ГЧН 25/34 показані на листах 1,2 графічної частини роботи.

У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 540\text{кВт}$, $n = 600\text{об/хв}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки параметрів робочого циклу. Результати розрахунків показали, що задану потужність газового двигуна можна отримати при тиску наддуву $P_k = 0,20\text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 10,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,7$.

По результатам розрахунку робочого процесу в Додатку Д побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Важливе місце в роботі займають розрахунок і розробка конструкції форкамери, яка є складовою частиною кришки робочого циліндру газового двигуна. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої форкамери в кришці циліндру та розрахунок робочого процесу форкамери. В графічній частині роботи розроблені складальне

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		67

креслення кришки робочого циліндру з форкамерою та робочі креслення її деталей.

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

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						67
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник.- М.: Машиностроение, 1979.
2. Биргер И.А., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие.- М.: Машиностроение, 1966.
3. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы. Под ред. Н.Х. Дьяченко.- Л.: Машиностроение, 1974.
4. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей.- Л.: Судостроение, 1969
5. Генкин П.Н., Газовые двигатели.- М.: Машиностроение, 1977.
6. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
7. Грищенко А.И. и др. Газовое моторное топливо ВНИИгаз.- М., 1992.
8. Дизели. Справочник. Под ред. В.А.Ваншейдта Л.: Машиностроение, 1977.
9. Конструирование и расчет ДВС под общей редакцией Дьяченко Н.Х.- Л.: Машиностроение, 1979.
10. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000р.
11. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
12. Орлов П.И. . Основы конструирования , т 1.- М., 1977.
13. Орлин А.С., Алексеев В.П. и др. Системы поршневых и комбинированных двигателей.- М.: Машиностроение, 1973.
14. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин.- М.: Высшая школа, 1991.

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		68

					ПФ НУК 142.54.20.11 ПЗ	Аркуш
						68
Зм	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		