

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення технічних параметрів газового двигуна потужністю
410 кВт за рахунок використання альтернативного газового палива.
Прототип - 6ГЧН25/34

Виконав: студент групи 41-ЕМ-20з

_____ **Гаєвський В.С**

Керівник роботи:

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

_____ **Галинкін Ю. М.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___»_____ 2024 р.

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

Студенту Гаєвський Вадим Сергійович

1. Тема роботи: Покращення технічних параметрів газового двигуна потужністю 410 кВт за рахунок використання альтернативного газового палива.

Прототип - 6ГЧН25/34

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 05.06.2024 року.

3. Вихідні дані по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН25/34, номінальною потужністю 410кВт.

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

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

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції заслінки

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ГЧН25/34 (СК). 2. Схема подачі газу до двигуна 3. Заслінка (СК), 4.Схема газогенераторної установки (СК), 5.Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД.

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «15» березня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	18.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	25.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	29.03.2024	
4.	Проектування системи подачі газу	05.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна	12.04.2024	
6.	Розробка схеми газогенераторної установки	10.05.2024	
7.	Розробка креслення складального заслінки	26.04.2024	
8.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	17.05.2024	
9.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	27.05.2024	
10.	Оформлення кваліфікаційної роботи	03.06.2024	

Студент _____ Гаєвський В.С.
(підпис)

Керівник роботи _____ Галинкін Ю.М.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до бакалаврської роботи на тему «Покращення технічних параметрів газового двигуна потужністю 410 кВт за рахунок використання альтернативного газового палива.» складається із вступу, чотирьох розділів та шести додатків - трьох специфікацій та шести листів креслень.

Текстова частина пояснювальної записки складається з опису конструкції двигуна-прототипу 6ЧН25/34, виконані розрахунки робочого процесу проектного двигуна з визначенням його основних параметрів. Розрахований тепловий баланс двигуна, теоретична і дійсна індикаторна діаграми. Для можливості побудова діаграм сил, що діють на КШМ, виконано динамічний розрахунок двигуна. В третьому розділі зроблений опис системи газопостачання та газогенераторної установки, виконаний розрахунок елементів паливної системи двигуна. Також в бакалаврській роботі розроблені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища, зроблені загальні висновки по виконаній роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 6ГЧН25/34 (поперечний переріз), креслення складальне заслінки, а також діаграми сил, що діють на деталі КШМ, креслення загального виду електростанції, схема подачі газу в двигун та схема газогенераторної установки.

Abstract

Explanatory note to the bachelor's thesis on the topic "Improvement of technical parameters of a gas engine with a power of 410 kW for the use of alternative gas fuel." consists of an introduction, four sections and six appendices - three specifications and six sheets of paper. The text part of the explanatory note consists of a description of the design of the prototype engine 6ЧН25/34, a description of the power plant, and completed plans for the working process of the designed engine with the definition of its main parameters. Developed thermal balance of the engine, theoretical and actual indicator diagrams. To be able to create diagrams of forces acting on the crank mechanism, a dynamic engine development has been implemented. In the scientific section, a description of the gas supply system and a description of the gas generator unit were made. The designs of the engine fuel system elements have been developed. Also in the bachelor's thesis, approaches to labor protection and environmental protection are developed, and general recommendations for the implementation of the work are made. Appendix to the explanatory note include engine seat 6GChN25/34 (cross-section), seat folding flap, as well as diagrams of forces acting on the crank mechanism parts, seat general view of the power plant, diagram of gas supply to the engine and diagram of the gas generator unit.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис електростанції на базі газового двигуна 6ГЧН25/34.....	6
1.2 Опис конструкції базового двигуна 6ГЧН 25/34	7
1.3 Опис складальних частин двигуна.....	8
2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Вимоги до проєктованого двигуна та вибір вихідних даних робочого ц циклу.....	22
2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.....	24
2.3 Розрахунок індикаторної діаграми	33
2.4 Розрахунок теплового балансу газового двигуна.....	37
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	42
3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ	
3.1 Опис системи газопостачання	49
3.2 Опис газогенераторної установки.....	58
3.3 Розрахунки елементів паливної системи двигуна	64
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Заходи з охорони праці.....	67
4.2 Захист навколишнього середовища	69
4.3 Заходи зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.....	73
ВИСНОВКИ	76
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ	77

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Гаєвський				Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Галинкін						3	96
Н. Контр.	Галинкін							
Затверд.	Нестеренко					44-ЕМ-22з		

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Двигун 6ГЧН25/34, СК, А1.....	78
ДОДАТОК 2	Схема газогенераторної установки, СП., А1.....	79
ДОДАТОК 3	Схема подачі газу в двигун, СП., А1.....	80
ДОДАТОК 4	Заслінка ,СК., А2.....	81
ДОДАТОК 5	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ.....	82

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) широко застосовуються в усіх галузях народного господарства і в майбутньому вони являтимуться джерелом енергії для різних енергетичних установок. Постійно відбувається розширення їх вдосконалення. Тому перед двигунобудівниками стоїть задача вдосконалення ДВЗ стосовно їх призначення. Двигун внутрішнього згоряння – циклічний тепловий двигун, що, як відомо, є одним з його недоліків. Разом з цим циклічний принцип здійснення робочого процесу дозволяє реалізовувати в двигуні внутрішнього згоряння високу температуру та тиск газу, завдяки чому ДВЗ є більш економічними енергетичними установками в порівнянні з іншими тепловими двигунами.

Але розвиток конструкції ДВЗ в теперішній час відбувається в умовах інтенсивного виснаження світових запасів нафти і жорстоких вимог до екологічних характеристик двигуна: токсичності, рівня шуму і вібрацій. Це ускладнює вирішення задачі про вдосконалення технічних характеристик ДВЗ.

Сучасний двигун складається з великої кількості різноманітних деталей, систем та механізмів, від роботи яких в значній мірі залежать такі параметри: вага, технічні характеристики двигуна. Основним подальшим розвитком двигунобудування є переобладнання двигунів працюючих на дорогому бензиновому паливі на двигуни, які працюватимуть на більш дешевшому паливі – генераторному газу.

					ПІНІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

При розробці електростанції, на базі двигуна внутрішнього згоряння, що може забезпечити електроенергією споживачів загальною потужністю 390 кВт, в якості базового двигуна був обраний двигун 6ГЧН25/34.

Двигун-генератор призначений для установки на стаціонарних електростанціях як утилізатор рослинних відходів для живлення електроенергією змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з електричною мережею.

Автоматизований двигун-генератор ДвГА-390 призначений для використання на електростанціях в якості основного або допоміжного джерела електроенергії змінного трифазного струму в режимі автономної або паралельної роботи між собою чи з промисловою мережею.

Двигун-генератор складається з газового двигуна 6ГЧН25/34 і синхронного генератора перемінного струму, змонтованих на сумісній рамі.

В даній роботі пропонується використати в якості основного палива для 6-циліндрового газового двигуна серії ГЧН25/34 генераторний газ.

1.1 Опис електростанції на базі газового двигуна 6ГЧН25/34

Стаціонарна автоматизована електростанція потужністю 390 кВт на базі двигун-генератора ДвГА-410, розміщена в приміщенні на бетонному фундаменті, призначена для використовування як основне та резервне джерело електропостачання трифазним змінним струмом для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує двигун-генератор від +8 до +45°C;
- температура зовнішнього повітря від -22 до +47°C;
- відносна вологість не більш 88%;

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

1.2 Опис конструкції базового двигуна 6ГЧН 25/34

Дигун відноситься до складу середньо-обертових двигунів і призначений для використання в якості приводу генератора.

Газовий двигун 6ГЧН25/34 – чотирьохтактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний, з циліндровою потужністю $N_{e_{ц}} = 410$ кВт при 600 хв^{-1} .

Двигун 6ГЧН25/34 повністю закапотований. Рама двигуна зварної конструкції. Кришка циліндра – індивідуальна для кожного циліндра, відлита з високопробного чавуна, з'єднується з блоком чотирма силовими шпильками. Втулка циліндра відлита з чавуну, вставна. В нижній частині порожнина охолодження між блоком та втулкою ущільнюється двома резиновими кільцями круглого перетину.

Кількість клапанів на один циліндр дорівнює 2, з каналами розташованими в різні сторони.

Розміщення свічки запалювання в кришці циліндра – центральне з ущільненням у вогневому днищі.

Поршень – суцільний, чавунний, охолоджуємий маслом.

Шатун – виготовлений з прямим роз'ємом нижньої головки. Стержень шатуна і кришка нижньої головки виготовлені зі сталі.

В стержні шатуна є центральний отвір для підвода мастила до підшипника верхньої головки шатуна та для охолодження поршня.

Колінчастий вал – виконується цільнокованим зі сталі. На ведучому кінці вала розміщена шестерня приводу розподільчого валу. На вільному кінці валу встановлюється шестерня приводу масляного насоса, водяних насосів.

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основним видом палива що, застосовується в даному двигуні є генераторний газ.

Технічні характеристики двигуна

1. Діаметр циліндра, D.....0,25 м.
2. Хід поршня, S.....0,34 м.
3. Ефективна потужність двигуна, P_e410 кВт.
4. Частота обертання, n.....600 хв⁻¹
5. Питома витрата палива, g_e 1,98 м³/кВт·год.

1,3 Опис складальних частин двигуна

Фундаментна рама

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна або зварно-складова, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами.

Внутрішня порожнина рами служить для збору мастила, яке стікає з деталей двигуна що підлягають тертю, і мастила після охолодження поршня

В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

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

З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюється один масляний насос, а з боку маховика – кожух фланця колінчастого валу з масло відбивним кільцем і сальниковим ущільненням.

У днищі фундаментної рами двигуна 6ГЧН25/34 з цільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку укладається гумовий шнур ущільнювача.

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Блок-картер

Блок-картер (рис.1.1) чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів.

Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води.

Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній бурт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільного валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами.

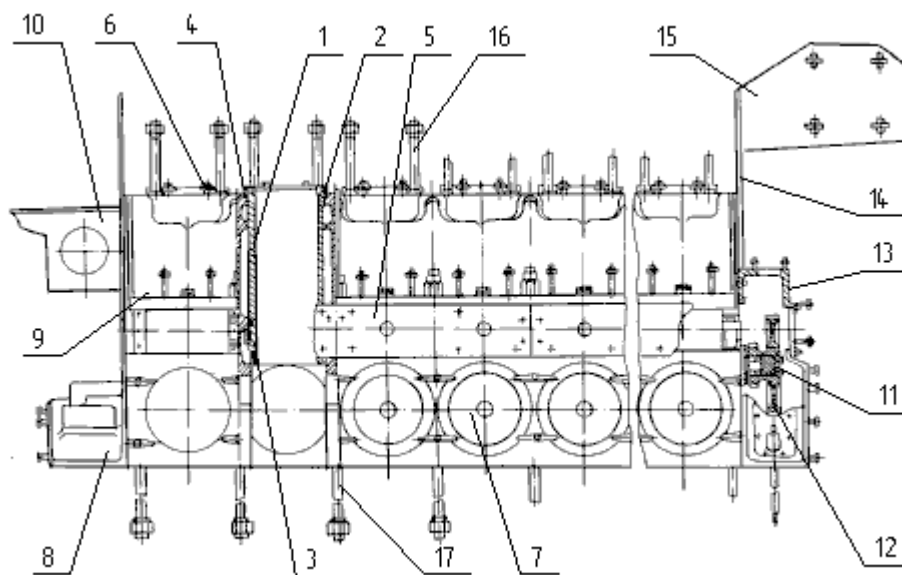


Рисунок 1.1 Блок-картер

1- втулка робочого циліндра; 2,4-прокладка; 3-кільце ущільнююче; 5,7-щит закриття; 6-переливний патрубок; 8-кожух передній; 9,14-щит; 10,15- кронштейн; 11-валик; 12-комплект проміжних шестерень; 13-кожух привода розподільного валу; 16-шпилька; 17-анкерна шпилька

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ

Арк.

9

Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін передбачені люки зачинені кришками.

На кришках люків зі сторони випуску встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блока кріпиться щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень привода розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами.

У верхню полицю блоку укручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів.

Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення. Вкладиші сталєво-бабітові.

Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

Упорний вкладиш від маховика має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу.

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

Масило в підшипники надходить з головної магістралі по трубі і отвору в кришці. З рамового підшипника, масло по каналам в колінчастому валі подається до шатунних підшипників.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Звідти масло по каналам в стрижнях шатуна подається до головних підшипників і на охолодження головки поршня.

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

Втулка робочого циліндра

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна.

У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки для ущільнення камери згоряння.

Під час роботи двигуна, втулки змащуються мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна.

Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кришка робочого циліндру

Кришка робочого циліндру (рис.1.2) виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. Величина витяжки шпильок повинна бути в межах 0,3-0,33 мм. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів. Змащення їх підшипників відбувається мастилом з системи мащення двигуна.

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

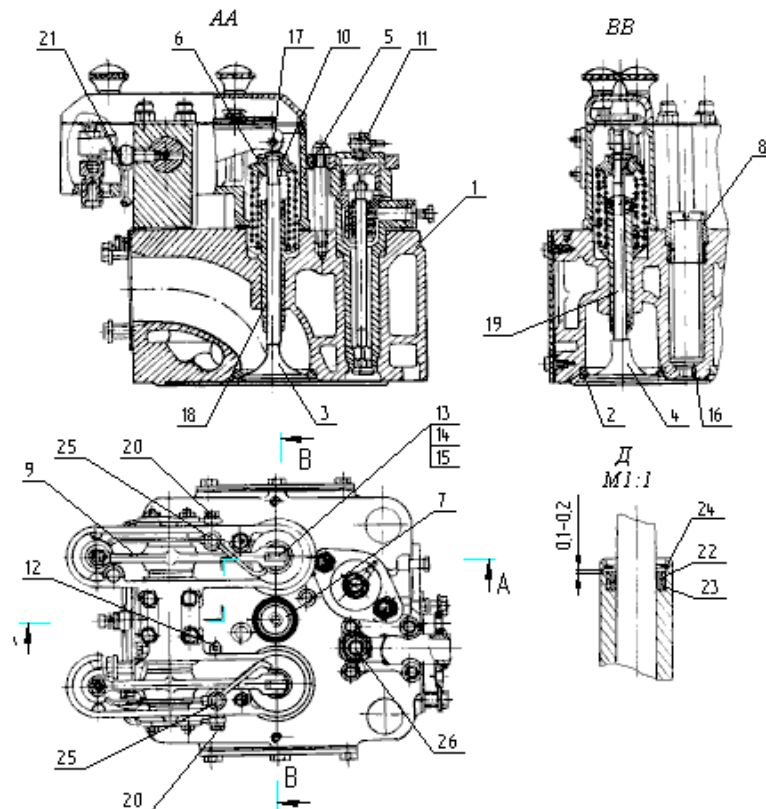


Рисунок 1.2 Кришка робочого циліндра.

1-кришка; 2-сідло клапана; клапан 3-впускання; 4-випускний клапан; 5-зовнішня пружина; 6-внутрення пружина; 7-свічка; 8-втулка різьбова; 9-коромисло; 10-тарілка верхня; 11-пусковий клапан; 12-шпіндель; 13-ролик коромисла; 14-вісь коромисла; 15-пружина; 16-мідна прокладка; 17-сухар замку клапана; 18-втулка клапана впускання; 19-втулка випускного клапана; 20-ніпель; 21-штуцер; 22-прокладки; 23-фторопластове кільце; 24-стопорне кільце; 25-дросель; 26-стійка.

На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача.

Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються на пресовій посадці сідла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

Організоване охолодження забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки

Закриття кришки циліндра складається з корпусу закриття і легкоз'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.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

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.

На корпусі є з одного боку різьблення для укручування крана в переходник, з іншою – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається вручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту.

Кривошипно-шатунний механізм

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ), до якого входять: колінчастий вал, шатуни та поршні, призначений для перетворення поступального руху поршня у обертальний рух колінчастого валу.

Колінчастий вал

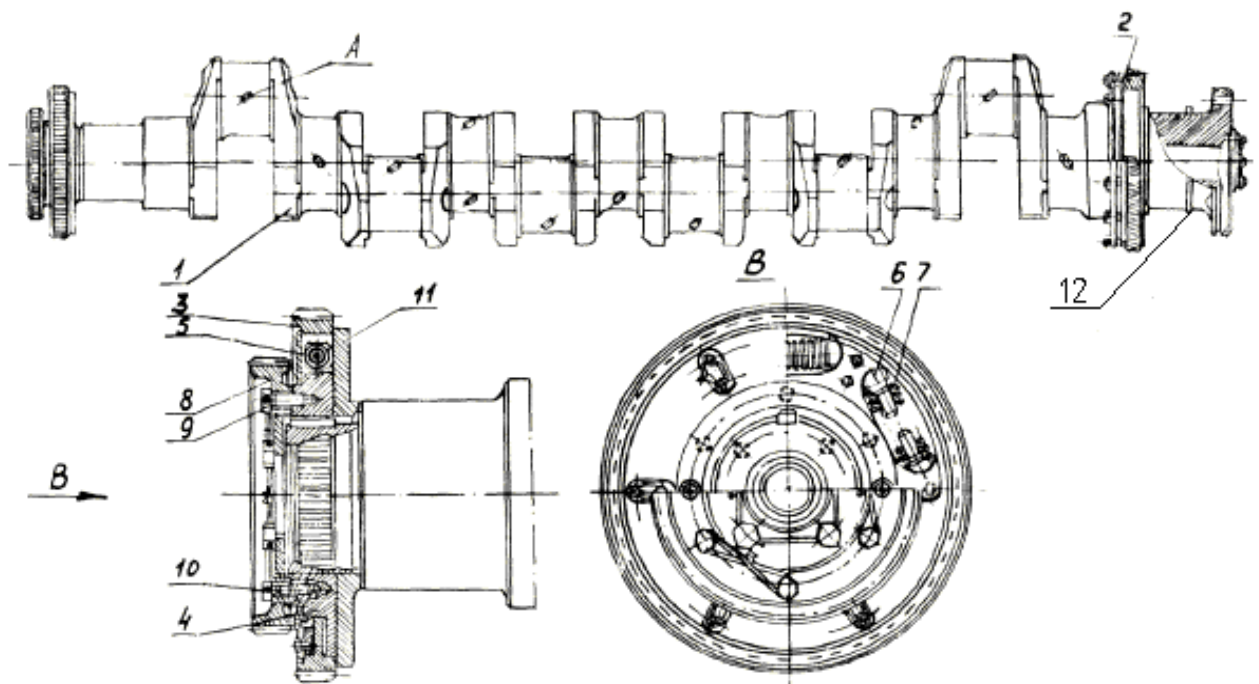


Рисунок 1.3 Колінчастий вал

1- колінчастий вал; 2-шестерня колінчастого валу; 3-шестерня приводу водяного насоса;
4-ступиця; 5-диск; 6-грибок; 7-пружина; 8-шестерня приводу масляного насоса; 9,10-болти;
11-кільце упорне; 12-масловідбивач

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІНІ НУК 142.44.24.05 ПЗ

Арк.

13

Колінчастий вал (рис.1.3) сталевий, суцільно кований, має вісім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується.

Кривошипи двигуна 6ГЧН25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 120°.

Масило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, оминаючи внутрішні порожнини шийок.

Для викочування вкладишів рамових підшипників використовуються свердлення для проходу масла.

На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного насосу.

Шестерня приводу масляного насоса болтами і штифтами жорстко сполучена з маточиною демпфуючої шестерні, пружними елементами якої є шість пружин з грибками. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем з одного боку і кільцем опорним та чотирма болтами з другого боку.

Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осьового зміщення упорним кільцем з одного боку і буртом колінчастого валу з іншого.

На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого вала, яка призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Від осьового переміщення утримується шістьма притисками, які кріпляться болтами. За останньою рамовою шийкою валу є масло відбивач, який перешкоджає потраплянню мастила на фланець кріплення маховика, що під тиском виходить з останнього рамового підшипника.

Шатун

Шатун (рис1.4) виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній головці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній головці – канали, по яких мастило з шатунного підшипника потрапляє в головний.

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка і вісім отворів.

Мастило з каналу поступає в кільцеву канавку у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач на охолодження поршня і одночасно через отвори втулки – в кільцеву канавку на змащування поршневого пальця.

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються штифтом і шатунними болтами.

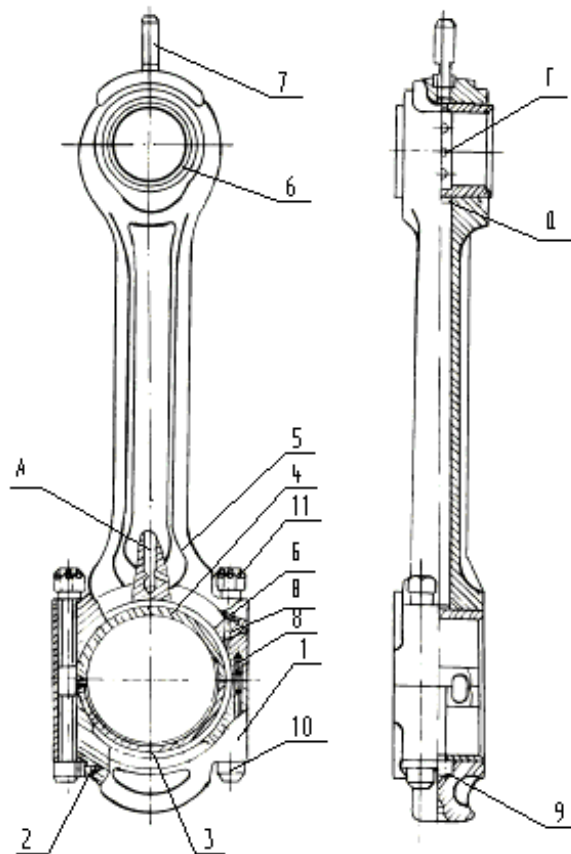


Рисунок 1.4 Шатун

1- кришка шатунного підшипника; 2,8-штифт; 3-вкладиш нижній; 4-вкладиш верхній; 5-стержень шатуна; 6-втулка; 7-розпилювач; 9-штифт; 10-болт шатунний; 11-гайка шатунного болта

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтом.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування. На обох кінцях шатунного болта виконані лиск, відстані між якими, заміряне з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта і служить для контролю залишкового подовження болта при експлуатації двигуна.

Гайки повинні затягуватися по черзі, в перехресному порядку, в два прийоми, рівномірно.

Різниця шатунів по вазі на одному двигуні не повинна бути більше 0,5 кг.

Маховик

Маховик призначений для забезпечення заданого ступеня нерівномірності обертання колінчастого валу.

Маховик 1 (рис.1.5) виготовлений із сталі, жорстко кріпиться до фланця колінчастого валу і генератора двигуна 6ГЧН25/34 за допомогою 4-х призонних болтів і 4-х «чорних» болтів.

На торці маховика з боку двигуна до маховика кріпляться два ударники 2 механізми безпеки.

Для установки і перевірки кута випередження запалення і фаз газорозподілу, на ободі нанесені відмітки мертвих крапок для кожного циліндра і відмітки кутів повороту валу з інтервалом 5, а також є отвори 3 для повертання колінчастого валу воротком і різьбові отвори для рим-болтів.

На торцевій поверхні обода маховика двигунів з боку кріплення його до фланця колінчастого валу є 180 отворів і встановлений штифт 6 (84° після ВМТ першого циліндра), які призначені для створення імпульсів датчиками системи запалення і регулятора швидкості при його обертанні, встановлених на кронштейні з боку всмоктування.

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

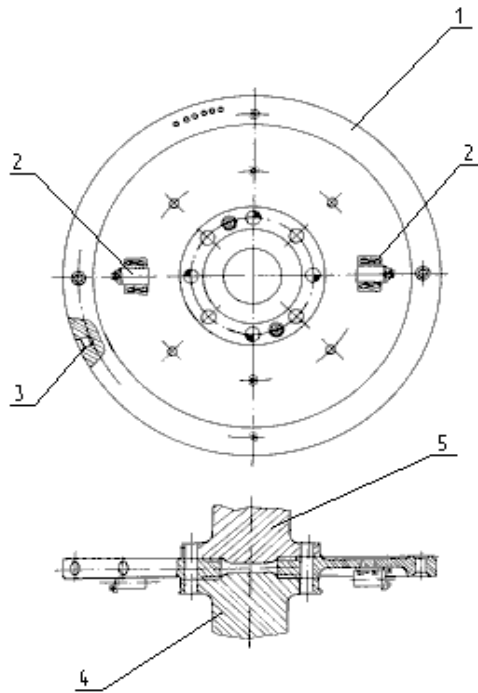


Рисунок 1.5 Маховик

1- маховик; 2-ударники; 3-отвори для повертання; 4-колінчастий вал; 5-вал генератора

Механізм газорозподілу

Механізм газорозподілу призначений для управління впусканням свіжого заряду газоповітряної суміші в циліндри двигуна і випуском відпрацьованих газів з них відповідно до встановлених фаз.

У механізм входять: розподільний вал з кулачковими шайбами, привід розподільного валу, привід випускних і впускних клапанів.

Розподільний вал

Розподільний вал 1 (рис.1.8) сталевий, цільний, змонтований на семи підшипниках для двигунів 6ГЧН25/34 розташованих в порожнині під горизонтальною полицею блок-картера. Крайній до маховика підшипник опорно-наполегливий.

На розподільний вал на шпонках насаджені сталеві із загартованою поверхнею випускні і впускні кулаки. Всі кулаки на розподільному валі розташовані в певній послідовності залежно від порядку роботи циліндрів. Фази газорозподілу для одного циліндра показані на рис. 10. На конусний кінець валу на шпонці насаджена приводна шестерня 7, яка складається з маточини і

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зубчатого вінця, жорстко сполучених між собою призонними болтами. Від осьового зсуву шестерня утримується гайкою 18. До заднього торця валу за допомогою шпонки і болта кріпиться пусковий кулак 4.

На нульовій шийці розподільчого валу встановлений упорний підшипник (рис.1.7). Він складається з двох бронзових кілець 20, втулки 21, 2-х сталевих напівкілець 22, що входять в проточку валу, упорної втулки 23 і набору регульованих прокладок 24, розташованих між сталевими півкільцями 22 і втулкою 21.

До переднього торця валу, після ущільнення манжета, кріпиться на шпонці диск датчика 14 з прапорцем 15, який при обертанні створює в зоні датчика імпульси, забезпечуючи цим роботу системи запалення.

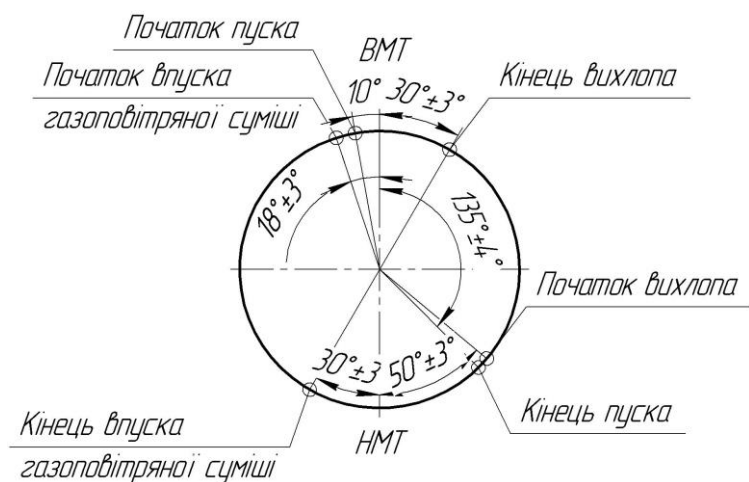


Рисунок 1.6 Діаграма фаз газорозподілу

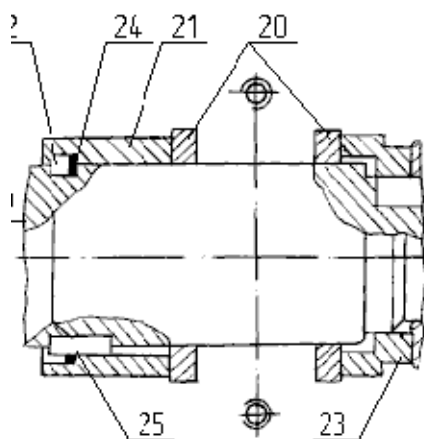


Рисунок 1.7 Упорний підшипник
20- кільце; 21-втулка; 22-напівкільце; 23-упорна втулка; 24-набір прокладок; 25-шпонка

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Привід клапанів

Привід впускних і випускних клапанів (рис. 1.8) складається з штовхачів, штанг і коромисел. У корпусі штовхача рухається повзун 10 з віссю 12, на якій обертається ролик 11. У повзун запресований упор із загартованою сферичною поверхнею, на яку спирається нижній кінець штанги 13. Верхній кінець штанги упирається в опору коромисла.

При роботі двигуна кулаки розподільного валу впливають на ролики штовхачів, які в свою чергу, перекочуючись за профілем кулачкових шайб, перетворюють обертальний рух розподільного валу в поступальну ходу повзуна штовхача і періодично впливають через упори, штанги, нажимні болти на коромисла. Коромисла повертаються навколо вісей, встановлених в корпусах на кришках циліндрів, відкриваючи впускні і випускні клапани. Закриття клапанів і поворотний рух механізму приводу відбувається під впливом пружин клапанів.

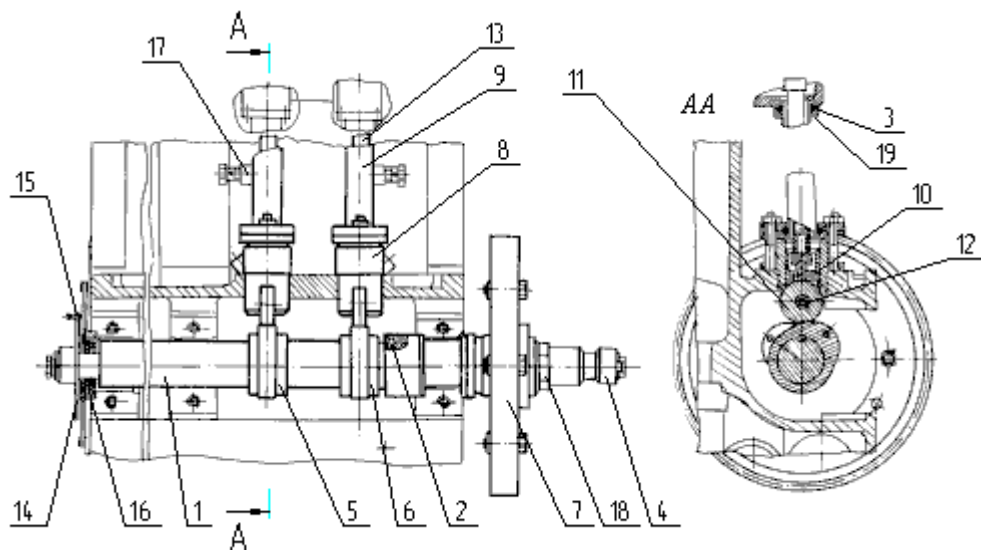


Рисунок 1.8 Привід клапанів

1-вал розподільний; 2-прокладка (набір); 3-кільце ущільнююче; 4-пусковий кулак; 5-кулак впускний; 6-кулак випускний; 7-шестерня розподільного валу; 8-штовхач; 9-кожух; 10-повзун; 11-ролик; 12-вісь; 13-штанга; 14-диск датчика; 15-штифт; 16-ущільнення; 17-бобишка; 18-гайка; 19-фланець

Штанга 13 приводу клапана поміщена в кожух 9, який ущільнюється фланцями і гумовими кільцями 3. Штанга спільно з корпусом приводу клапанів утворює герметичну систему, що виключає викид продуктів згорання в

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

приміщення і надійне мастило пар приводу клапанів, що труться. До кожухів 9 приварені бобишки 17 до яких приєднуються трубки відведення масла від кришок циліндрів.

Масло для мастила повзуна, ролика і упору підводиться автономно від масляної магістралі по каналу в корпусі штовхача, крім того, масло, що зливається з кришки циліндра, додатково мастить штовхач і ролик.

Поршень

Поршень (рис.1.9) суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслороз'ємні кільця.

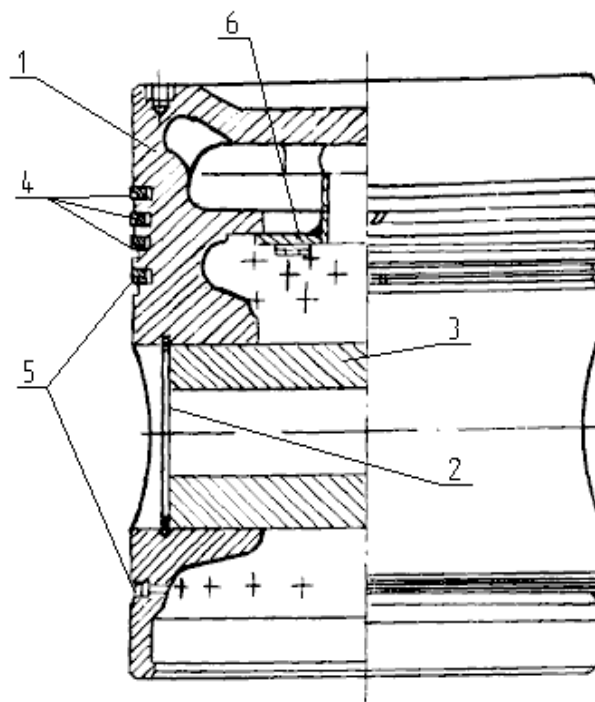


Рисунок 1.9 Поршень

1- поршень; 2-стопорне кільце; 3-палець; 4-кільце компресійне; 5-кільце маслороз'ємне; 6-діафрагма

У днищі поршня виконане трапецієвидне поглиблення – камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном.

Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осьового переміщення

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

палець утримується стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну.

Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслоз'ємних кілець (конструктивно відмінних). Компресійні і маслоз'ємні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок. Верхнє і середнє кільце з зносостійким покриттям (хромоване), нижнє – без напилення, фосфатовані. Маслоз'ємні кільця мають гострі кромки, які при установці в канавки повинні бути направлені вниз. Цими кромками при ході поршня вниз з дзеркала циліндра знімається мастило, яке через отвори в поршні стікає в картер.

Поршневі кільця не зафіксуються від провертання в канавках. При установці поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені щодо один одного на кут 90° і розташовані по гвинтовій лінії.

Різниця поршнів по вазі на одному двигуні не повинна бути більше 0,5 кг.

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна та вибір вихідних даних робочого циклу.

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

Крім відпрацьовування параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий ефективний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження і т.д.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією. Розрахунки на міцність основних деталей корпусу та деталей руху повинні бути розраховані виключно в межах допустимих значень сил та напружень, що будуть діяти на них під час роботи двигуна. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

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

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити двигун, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

Застосування двигуна в складі електростанції обумовлює такі параметри як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити усталену роботу на

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

всіх режимах при навантажувальній характеристиці для забезпечення частоти струму 50 Гц.

Вихідні дані для розрахунку двигуна, що розраховується в кваліфікаційній роботі проєкті:

- потужність двигун-генератора – 410 кВт;
- паливо – генераторний газ
- призначення – стаціонарна електростанція.

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна.

1. Начальні дані

Номинальна потужність двигуна	$P_e =$	410	кВт
Номинальна частота обертання колінчастого валу.	$n =$	600	хв^{-1}
Діаметр циліндру	$D =$	250	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Номинальна ступінь стиску	$\varepsilon =$	10,5	
Коефіцієнт надлишку повітря для згорання палива	$\alpha =$	1,42	
Число циліндрів двигуна	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$z =$	4	

2. Вихідні дані для теплового розрахунку

Тиск наддуву	$p_b =$	150	кПа
Тиск навколишнього середовища	$p_a =$	101	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	$p_r =$	140	кПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	750	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,7	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,34	
розширення	$n_2 =$	1,28	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,96	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	4940	кДж/м ³

Вид палива- природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 =$	2,2 $R_{\text{CH}_4} =$ 0,022
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 =$	0 $R_{\text{C}_2\text{H}_6} =$ 0
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 =$	0 $R_{\text{C}_3\text{H}_8} =$ 0
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} =$	0 $R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} =$ 0
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} =$	0,3 $R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} =$ 0,003
вуглекислота	$\text{CO}_2 =$	11,6 $R_{\text{CO}_2} =$ 0,116
оксид вуглецю	$\text{CO} =$	18,5 $R_{\text{CO}} =$ 0,185
азот	$\text{N}_2 =$	51,9 $R_{\text{N}_2} =$ 0,519
кисень	$\text{O}_2 =$	0 $R_{\text{O}_2} =$ 0

$$\text{водень} \quad H_2 = 15 \quad R_{H_2} = 0,15$$

3. Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу.

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

$$L_0 = 1,12 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 2,59 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

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

$$M_{CO_2} = 0,802 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{H_2O} = 0,062 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{O_2} = 0,0989 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{N_2} = 1,777 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 2,740 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ кмоль} \quad \Delta M = 0,1475 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0569$$

4. Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 339,8 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача.

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

$$\text{число з інтервалу} = 60 \text{ K}$$

$$\Delta T_{\text{int}} = 279,8 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

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

$$T_{cm} = 304,5 \text{ K}$$

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

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

$$P_d = 142,5 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,043$$

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\eta_H = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 332,6 \text{ K}$$

5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 3328,2 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 739,8 \text{ K}$$

$$t_c = 466,8^0 \text{ C}$$

6. Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0545$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_Z \cdot mCp m_Z \cdot t_Z - (mCv m_m + 8.314 \lambda) \cdot t_C$$

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

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = 0,2927$$

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

$$R_{H_2O} = 0,0226$$

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

$$R_{O_2} = 0,0361$$

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

$$R_{N_2} = 0,6486$$

Мольна теплоємність продуктів згорання:

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

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

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

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

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

Після підстановки одержимо рівняння.

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

де:

$$a = 14,76$$

$$b = 337,75$$

теплоємність газового палива.

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

$$mC_{v_{CH_4}} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{v_{C_2H_6}} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{v_{C_3H_8}} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{v_{C_4H_{10}}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{v_{C_5H_{12}}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{v_{N_2}} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mC_{v_{CO_2}} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{v_{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 14,39$$

$$b = 515,8302$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{v_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 17,93$$

$$b = 328,08$$

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

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

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

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC_{vm_{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

де:

$$a = 17,93$$

$$b = 164,04$$

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

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

$$mC_{\text{всм}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де:

$$a = 29,357$$

$$b = 557,211$$

середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці "z"

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

$$a = 29,357$$

$$b = 278,605$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де:

$$A = 293,799$$

$$B = 30,958$$

$$C = 53755,95$$

Звідки:

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

$$t_z = 1517,8 \text{ C} \quad T_z = 1790,8 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння.

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

$$p_{\text{max}} = 8496,0 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 2,55$$

$$\Delta \lambda = 5,45 \%$$

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

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1$$

7. Параметри процесу розширення.

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

озширення.

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

$$P_{\text{в}} = 418,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\text{в}} = 927,1 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів.

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 739,7 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\text{в}}}{\sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{P_r}}}$$

$$T_r = 643,4 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^{\text{з}} - T_r|}{T_r^{\text{з}}} \times 100 \% = 14,22 \%$$

8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 934,40 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

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

$$\eta_i = 0,42$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

Середній тиск механічних втрат.

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

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30}, \text{ м/с}$$

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

$$V_{П.СР.} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_M = 117,8 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск.

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

$$P_{me} = 816,63 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,87$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,369$$

Питома ефективна витрата газу.

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

$$b_e = 1,977 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$$

Годинна витрата газу.

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

$$B = 810,49 \text{ м}^3 / \text{год}$$

10 Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

$Z = 4$ - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 100,41 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,74 \text{ л}$$

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

$$m = \frac{S_{\text{пп}}}{d_{\text{пп}}}$$

$$d_{\text{пп}} = 0,25 \text{ м}$$

$$m = 1,36$$

$$d = 250,3 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 340,4 \text{ мм}$$

11 Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 100,09 \text{ л}$$

Робочий об'єм ходу поршня.

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

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 408,7 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{esp} = 409,3 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,32 \%$$

Так як значення $\Delta P_e = 0,25\% < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний правильно.

2.3 Побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

Середній індикаторний тиск	$P_{mi} = 0,971 \text{ МПа}$
Тиск в кінці впуску	$P_d = 0,1380 \text{ МПа}$
Показник політропи стиску	$n_1 = 1,34$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 9$
Максимальний тиск в циліндрі	$P_{max} = 7,353 \text{ МПа}$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,28$
Ступінь попереднього розширення	$\rho = 1$
Маштаб по осі тиску	$m_p = 0,03 \text{ МПа/мм}$

Розрахунок лінії стиску.

$$P_{ст} = \frac{P_d \times \varepsilon^{n_1}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}, \text{ МПа}$$

де V/V_c – змінний об'єм.

$$P_{ст_1} = \frac{0,138 \times 9^{1,34}}{1^{1,34}} = 2,62 \text{ МПа}$$

$$P_{ст_9} = \frac{0,138 \times 9^{1,38}}{9^{1,38}} = 0,138 \text{ МПа}$$

Розрахунок лінії розширення.

$$P_{роз} = \frac{P_{max} \times \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}, \text{ МПа}$$

$$P_{роз_1} = \frac{7,353 \times 1^{1,28}}{1^{1,28}} = 7,353 \text{ МПа}$$

$$P_{роз_9} = \frac{7,353 \times 1^{1,28}}{9^{1,28}} = 0,442 \text{ МПа}$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.1.

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 Результати розрахунків теоретичної індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	2,62	87,4	7,353	245,1
2	1,036	34,5	3,028	100,9
3	0,601	20,0	1,802	60,1
4	0,409	13,6	1,247	41,6
5	0,303	10,1	0,937	31,2
6	0,238	7,9	0,742	24,7
7	0,193	6,4	0,609	20,3
8	0,162	5,4	0,513	17,1
9	0,138	4,6	0,442	14,7
$P_{mi}^{\Delta} = 0,942$				

Об'єм камери згорання

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, \text{мм}$$

де $V_s = [AB] = 150 \text{ мм}$ – приведений робочий об'єм

$$V_c = \frac{150}{8,5-1} = 20 \text{ мм}$$

Похибка середнього індикаторного тиску.

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\Delta}|}{P_{mi_{cp}}} \times 100\%$$

$$P_{mi_{cp}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\Delta}}{2}, \text{МПа}$$

$$P_{mi_{cp}} = \frac{0,917 + 0,865}{2} = 0,891 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = \frac{|0,917 - 0,865|}{0,891} \times 100\% = 2,91\%$$

Похибка не перевищує 5%

Розрахунок дійсної індикаторної діаграми

Кут випередження.

$$\alpha' = 20^\circ$$

Кут затримки згоряння

$$\Delta\phi_1 = 0^\circ$$

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

$$P_{c''} = 1,2 \times P_c = 1,2 \times 2,622 = 3,146 \text{ МПа}$$

$$P_{c''} = 104,8 \text{ мм}$$

Максимальний тиск газів.

$$P_{zd} = 0,85 \times P_{\max} = 0,85 \times 7,353 = 6,25 \text{ МПа}$$

$$P_{zd} = 208,3,2 \text{ мм}$$

Кут після ВМТ де тиск максимальний

$$\Delta\phi_2 = 10^\circ$$

Точка відкриття випускного клапану

$$\alpha' = 130^\circ$$

Точка тиску газів в НМТ в кінці такту розширення – α'' , відкладається посередині лінії між точками α і d

Точка відкриття впускного клапану

$$\alpha' = 10^\circ$$

Точка закриття випускного клапану

$$\alpha'' = 30^\circ$$

Точка закриття впускного клапану

$$\alpha' = 150^\circ$$

Швидкість наростання тиску

$$\frac{\Delta P}{\Delta\phi_2} = \frac{P_{\max} - P_{c''}}{\Delta\phi_2}, \text{ МПа/град}$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta\phi_2} = \frac{7,353 - 3,146}{10} = 0,234 \text{ МПа/град}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначки точки φ° пкв	Положення точки відносно ВМТ, φ° пкв	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
С', до ВМТ	20	0,075	8,2
f, до ВМТ	10	0,019	2,1
$\Delta\varphi_2$, після ВМТ	10	0,019	2,1
e' , після ВМТ	130	1,716	188,8
r' , до ВМТ	10	0,048	5,3
r'' , після ВМТ	30	0,165	18,2
d' , до ВМТ	150	1,897	208,7

Побудова розгорнутої індикаторної діаграми

Радіус кривошипа

$$R = \frac{S}{2} = \frac{340}{2} = 170 \text{ мм}$$

Знаходимо поправку Брікса

$$OO' = \frac{R \times \lambda_L}{2}$$

$$OO' = \frac{170 \times 0,250}{2} = 21,25$$

Розраховуємо масштаб

$$M_s = \frac{S}{AB}$$

$$M_s = \frac{340}{220} = 1,55$$

Знаходимо поправку Брікса в масштабі переміщення

$$OO' = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}$$

$$OO' = \frac{21,25}{1,55} = 13,7 \text{ мм}$$

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані:

ефективна потужність двигуна	$P_e =$	408,7 кВт
частота обертання колінвалу	$n = n =$	600 хв-1
діаметр циліндру	$d = D =$	250 мм
хід поршня:	$S =$	340 мм
число циліндрів:	$i =$	6
коефіцієнт тактності:	$Z =$	4
нижча теплота згорання газу:	$Q_H =$	4940 кДж/кг
годинна витрата газу:	$B_r =$	810,5 $m^3 / год$
Індикаторний к.к.д.:	$\eta_i =$	0,42
ефективний к.к.д.:	$\eta_{ei} =$	0,37
кількість свіжого заряду	$M_l =$	2,592 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	2,740 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.} =$	739,7 К
температура на початку стиску	$T_d =$	332,6 К
мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC''_v =$	25,05 кДж/(кмоль*К)
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC'_v =$	21,76 кДж/(кмоль*К)
середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	934,40 кПа

Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

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:

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

$$Q_{\Pi} = 1112,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 408,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 36,7 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 410 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = -0,32 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_w = Q_w + Q_{T.P.} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{T.P.}$ - 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.

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

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

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,16 \quad 0,12$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,03$$

$$Q_w = 166,8 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

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

$$C_m = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршнів двигуна:

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

де V_s - робочий об'єм циліндру.

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

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_n = 50,5 \text{ кВт}$$

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:

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 217,3 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

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

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

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

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

$$\Delta T_e = 10 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0078 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

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

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

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

$$\eta_{в.н.} = 0,65$$

$$P_{в.н.} = 1,17 \text{ кВт}$$

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

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_e = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

$$Q_B = 218,5 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_e = Q_e / Q_{П.} \cdot 100\%$$

$$q_B = 19,65 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

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

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

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

$$mC_p'' = 31,51 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$mC_p' = 30,07 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$Q_{\Gamma} = 381,2 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 34,28 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

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

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

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

$$\Delta_{\text{МД}} = 0,0759$$

тоді

$$Q_{\text{МД}} = 84,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{М1}} = 32,8 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{\text{М1}}}{\rho_M \cdot C_{\text{mm}} \cdot \Delta T_M}$$

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

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

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

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

$$\Delta T_M = 8 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0033 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

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.

$$\eta_M = 0,7$$

$$P_{M.H.} = 1,63 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 1,6 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 34,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 3,09 \%$$

Невраховані теплові втрати

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

$$Q_{H.B.} = 69,3 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 6,23 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	408,7	36,7
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	218,5	19,6
теплота, яка виноситься випускними газами	381,2	34,3
теплота, яка відводиться маслом	34,4	3,1
невраховані теплові втрати	69,3	6,2
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1112,2	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.

$$m_s = m_{\text{пк}} + \frac{1}{3} \times m_{\text{ш}}, \text{ кг}$$

де $m_{\text{пк}} = 20$ – маса поршневого комплекту, кг

$m_{\text{ш}} = 66$ – маса шатуна, кг

$$m_s = 20 + \frac{1}{3} \times 66 = 42 \text{ кг}$$

Маса деталей, що рухаються обертально.

$$m_R = \frac{2}{3} \times m_{\text{ш}}, \text{ кг}$$

$$m_R = \frac{2}{3} \times 66 = 44 \text{ кг}$$

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30}$$

$$\omega = \frac{3,14 \times 600}{30} = 62,8 \text{ с}^{-1}$$

Сила тиску газу

$$F_r = P_{\text{ц}} \times \frac{\pi \times d^2}{4}, \text{ кН}$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i = -m_s \times r \times \omega^2 \times (\cos \varphi + \lambda_L \times \cos 2 \times \varphi), \text{ кН}$$

Дійсна сила

$$F_d = F_r \pm F_i, \text{ кН}$$

Нормальна сила

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, \text{ кН}$$

Радіальна сила

$$F_r = F_d \times \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ кН}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дотична сила

$$F_k = F_d \times \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{кН}$$

Сила інерції обертаючихся мас

$$F_{iоб} = -m_R \times r \times \varpi^2, \text{кН}$$

$$F_{iоб} = -44 \times 0,170 \times 62,8^2 = -29,5 \text{ кН}$$

Дані розрахунків заносимо до таблиці 2.3 та будуємо графіки.

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 Результати динамічного розрахунку

φ ПКВ	R _ц , мм	F _Г , кН	F _i , кН	F _d , кН	F _N , кН	F _r , кН	F _k , кН	F _Г ,мм	F _i ,мм	F _d ,мм	F _N ,мм	F _r ,мм	F _k ,мм	β
0	4,6	9,028	-60,34	-51,3	0	-51,31	0	6,1	-41,0	-34,9	0,0	-34,9	0,0	0,00
15	4,6	9,028	-57,08	-48,1	-3,12	-45,61	-15,4	6,1	-38,8	-32,6	-2,1	-31,0	-10,5	3,71
30	4,6	9,028	-47,84	-38,8	-4,89	-31,17	-23,6	6,1	-32,5	-26,4	-3,3	-21,2	-16,1	7,18
45	4,6	9,028	-34,13	-25,1	-4,51	-14,56	-20,9	6,1	-23,2	-17,1	-3,1	-9,9	-14,2	10,18
60	4,6	9,028	-18,1	-9,07	-2,01	-2,795	-8,87	6,1	-12,3	-6,2	-1,4	-1,9	-6,0	12,50
75	4,6	9,028	-2,043	6,985	1,738	0,1289	7,197	6,1	-1,4	4,7	1,2	0,1	4,9	13,97
90	4,6	9,028	12,068	21,1	5,447	-5,447	21,1	6,1	8,2	14,3	3,7	-3,7	14,3	14,48
105	4,6	9,028	22,945	31,97	7,956	-15,96	28,82	6,1	15,6	21,7	5,4	-10,8	19,6	13,97
120	4,6	9,028	30,17	39,2	8,693	-27,13	29,6	6,1	20,5	26,6	5,9	-18,4	20,1	12,50
135	4,6	9,028	34,134	43,16	7,752	-36	25,04	6,1	23,2	29,3	5,3	-24,5	17,0	10,18
150	4,6	9,028	35,771	44,8	5,644	-41,62	17,51	6,1	24,3	30,4	3,8	-28,3	11,9	7,18
165	4,6	9,028	36,176	45,2	2,931	-44,42	8,868	6,1	24,6	30,7	2,0	-30,2	6,0	3,71
180	4,6	9,028	36,204	45,23	1E-15	-45,23	6E-15	6,1	24,6	30,7	0,0	-30,7	0,0	0,00
195	4,6	9,028	36,176	45,2	-2,93	-44,42	-8,87	6,1	24,6	30,7	-2,0	-30,2	-6,0	-3,71
210	4,6	9,028	35,771	44,8	-5,64	-41,62	-17,5	6,1	24,3	30,4	-3,8	-28,3	-11,9	-7,18
225	4,8	9,42	34,134	43,55	-7,82	-36,33	-25,3	6,4	23,2	29,6	-5,3	-24,7	-17,2	-10,18
240	5,9	11,58	30,17	41,75	-9,26	-28,89	-31,5	7,9	20,5	28,4	-6,3	-19,6	-21,4	-12,50
255	7,3	14,33	22,945	37,27	-9,27	-18,61	-33,6	9,7	15,6	25,3	-6,3	-12,6	-22,8	-13,97

Продовження таблиці 2.3

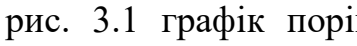
φ ПКВ	R _ц , мм	F _Г , кН	F _і , кН	F _д , кН	F _N , кН	Fr, кН	F _k , кН	F _Г ,мм	F _і ,мм	F _д ,мм	F _N ,мм	Fr,мм	F _k ,мм	β
270	9,1	17,86	12,07	30	-7,73	-7,7	-29,93	12,13	8	20,3	-5,2	-5,2	-0,33	-14,48
285	12,3	24,14	-2,043	22,1	-5,5	0,4077	-22,8	16,4	-1,4	15,0	-3,7	0,3	-15,5	-13,97
300	17,7	34,74	-18,10	16,6	-3,7	5	-16,2	23,60	-12,3	11,3	-2,51	3,5	-1,04	-12,50
315	27,6	54,17	-34,13	20,03	-3,6	11,62	-16,7	36,8	-23,2	13,6	-2,4	7,9	-11,4	-10,18
330	45,4	89,1	-47,84	41,26	-5,2	33,132	-25,1	60,5	-32,5	28,0	-3,5	22,5	-17,1	-7,18
345	71,5	140,3	-57,08	83,24	-5,4	79,006	-26,8	95,3	-38,8	56,6	-3,7	53,7	-18,2	-3,71
360	90,1	176,8	-60,34	116,5	-0	116,48	-0	120,1	-41,0	79,1	0,0	79,1	0,0	0,00
375	205,6	403,5	-57,08	346,4	22,46	328,79	111,4	274,1	-38,8	235,4	15,3	223,4	75,7	3,71
390	130,9	256,9	-47,84	209,1	26,34	167,88	127,3	174,5	-32,5	142,0	17,9	114,1	86,5	7,18
405	81,6	160,1	-34,13	126	22,63	73,097	105,1	108,8	-23,2	85,6	15,4	49,7	71,4	10,18
420	53,6	105,2	-18,1	87,09	19,31	26,818	85,08	71,5	-12,3	59,2	13,1	18,2	57,8	12,50
435	37,8	74,18	-2,043	72,14	17,95	1,3311	74,33	50,4	-1,4	49,0	12,2	0,9	50,5	13,97
450	28,5	55,93	12,068	68	17,56	-17,56	68	38,0	8,2	46,2	11,9	-11,9	46,2	14,48
465	22,9	44,94	22,945	67,89	16,89	-33,89	61,2	30,5	15,6	46,1	11,5	-23,0	41,6	13,97
480	19,2	37,68	30,17	67,85	15,05	-46,96	51,24	25,6	20,5	46,1	10,2	-31,9	34,8	12,50
495	16,5	32,38	34,134	66,52	11,95	-55,48	38,59	22,0	23,2	45,2	8,1	-37,7	26,2	10,18
510	13,9	27,28	35,771	63,05	7,944	-58,57	24,65	18,5	24,3	42,8	5,4	-39,8	16,7	7,18
525	10,2	20,02	36,176	56,19	3,644	-55,22	11,02	13,6	24,6	38,2	2,5	-37,5	7,5	3,71

Продовження таблиці 2.3

φ ПКВ	$R_{ц}$, мм	$F_{Г}$, кН	F_{i} , кН	F_{d} , кН	F_{N} , кН	F_{r} , кН	F_{k} , кН	$F_{Г,мм}$	$F_{i,мм}$	$F_{d,мм}$	$F_{N,мм}$	$F_{r,мм}$	$F_{k,мм}$	β
540	8,4	16,49	36,204	52,69	0,00	-52,69	0,00	11,2	24,6	35,8	0,0	-35,8	0,0	0,00
555	6,8	13,35	36,176	49,52	-3,21	-48,67	-9,72	9,1	24,6	33,6	-2,2	-33,1	-6,6	-3,71
570	4,6	9,028	35,771	44,8	-5,64	-41,62	-17,5	6,1	24,3	30,4	-3,8	-28,3	-11,9	-7,18
585	4,6	9,028	34,134	43,16	-7,75	-36	-25	6,1	23,2	29,3	-5,3	-24,5	-17,0	-10,18
600	4,6	9,028	30,17	39,2	-8,69	-27,13	-29,6	6,1	20,5	26,6	-5,9	-18,4	-20,1	-12,50
615	4,6	9,028	22,945	31,97	-7,96	-15,96	-28,8	6,1	15,6	21,7	-5,4	-10,8	-19,6	-13,97
630	4,6	9,028	12,068	21,1	-5,45	-5,447	-21,1	6,1	8,2	14,3	-3,7	-3,7	-14,3	-14,48
645	4,6	9,028	-2,043	6,985	-1,74	0,1289	-7,2	6,1	-1,4	4,7	-1,2	0,1	-4,9	-13,97
660	4,6	9,028	-18,1	-9,07	2,012	-2,795	8,865	6,1	-12,3	-6,2	1,4	-1,9	6,0	-12,50
675	4,6	9,028	-34,13	-25,1	4,509	-14,56	20,94	6,1	-23,2	-17,1	3,1	-9,9	14,2	-10,18
690	4,6	9,028	-47,84	-38,8	4,89	-31,17	23,64	6,1	-32,5	-26,4	3,3	-21,2	16,1	-7,18
705	4,6	9,028	-57,08	-48,1	3,116	-45,61	15,45	6,1	-38,8	-32,6	2,1	-31,0	10,5	-3,71
720	4,6	9,028	-60,34	-51,3	6E-15	-51,31	3E-14	6,1	-41,0	-34,9	0,0	-34,9	0,0	0,00

3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ

3.1 Опис системи газопостачання

Ідея розвитку децентралізованої енергетики, що базується на місцевих відновлюваних енергоресурсах не нова. Наша країна має давні традиції в області енергетичного використання відходів біомаси, що йдуть з глибини століть. Біомаса - відновлюване місцеве екологічно чисте паливо, що є найдревнішим джерелом енергії, проблема ефективного спалювання якого дотепер залишається актуальною у всьому світі. Це пов'язано в основному з тим, що біомаса відноситься до низькосортних видів палива з високою вологістю (до 85%), малою енергетичною густиною, низькою теплотою згоряння і неоднорідністю фракційного складу. Установки для прямого спалювання біомаси мають низький КПД, що не дозволяє на їх основі побудувати стійку енергетичну систему. Приведений на  рис. 3.1 графік порівнювальної ефективності різних технологій виробництва електричної енергії наочно демонструє сучасний рівень розвитку теплоенергетики. З відомих технологій утилізації органічних відходів саме газифікація приваблива тим що дозволяє одержувати дешеві енергоносії і робить економічно доцільним ряд виробництв.

На початку 60-х років ХХ століття активний розвиток технологій і устаткування газифікації твердих палив в цілому припинився. Це було зв'язано, перш за все, з повсюдним розповсюдженням доступних і зручних в застосуванні палив, проведених з рідкої (нафта) і газоподібної (природний газ) викопної сировини.

Для енергетичного застосування генераторного газу (ГГ) зіграла свою роль і вибрана концепція централізованого виробництва і розвинених, в т.ч. міжрегіональних і міжнародних, мереж доставки електричної енергії споживачам. Аналогічна ситуація, хоч і в менших масштабах, склалася і у сфері теплової енергетики.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В світі в цілому в цей час спостерігався спад інтересу до газифікації твердих палив. Проте в країнах з ринковою економікою, багато в чому залежною від коливань цін на енергоносії, цей інтерес періодично (правда, в основному під час нафтових і енергетичних криз) знов оживав.

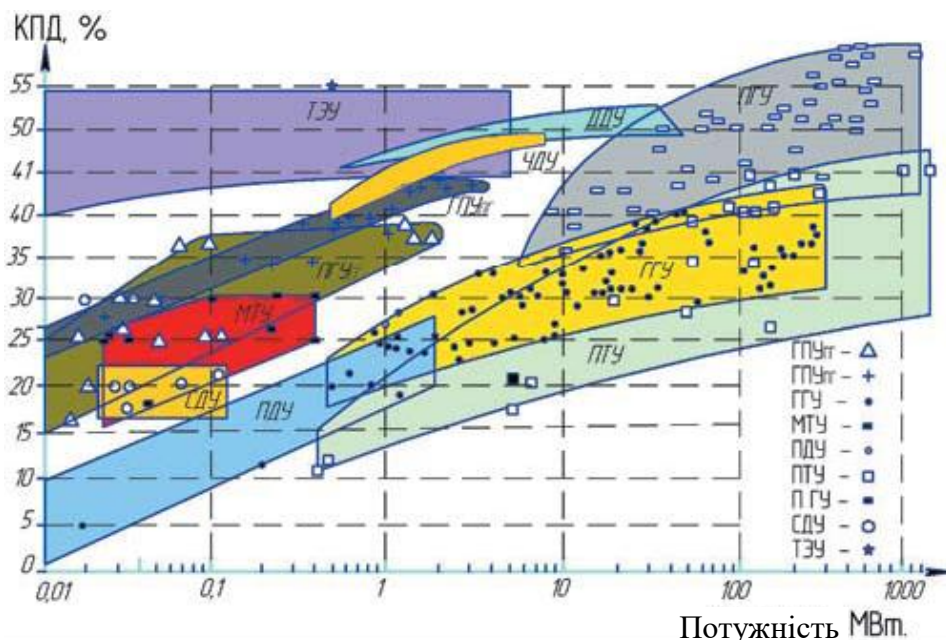


Рис. 3.1 Графік порівнювальної ефективності різних технологій виробництва електричної енергії

ГПУгт – міні-ТЕС – ДВЗ не генераторному газі; ПТУгт – міні-ТЕС – ДВЗ на природному газі (ПГ); ГТУ – установки; ПДУ – установки з паровими двигунами; ПТУ – паротурбінні установки на ПГ; ПТУ – елементом; ЧДУ – чотирьохтактні дизельні установки.

До кінця 80-х років ХХ століття частка генераторного газу, виробленого для даних цілей, досягала майже 50% від все-го об'єму цього газу в світі.

Надалі вона почала знижуватися у зв'язку із збільшенням використання газу для генерації теплової і електричної енергії.

З 1978 р. по 2003 р. було побудовано 72 підприємства газифікації вугілля, в т.ч. крупні електростанції (потужністю 250.950 Мвт), з яких 26 знаходяться в Азії (з них 14 – в Китаї), а по 23 розташовані в США і Європі

При цьому загальновизнано, що частка твердих палив складає близько 95 %, а на нафту і газ доводиться порядка 5 % від загального об'єму каустобіолітів. Причому ця пропорція з кожним роком змінюється і не на користь рідких і газоподібних видів викопних палив

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Запасів твердої викопної сировини (вугілля, горючих сланців, торфу, сапропелитов і тому подібне) людству повинно вистачити не менше чим на тисячу років.

Об'єми сировини, що відноситься до поновлюваних джерел енергії (фітомаса, в т.ч. спеціально вирощувана, вуглецьвмісні відходи і тому подібне), взагалі представляються необмеженими (в рамках існування нашої цивілізації).

Запасів же нафти і газу на Землі, по різних оцінках, залишилося на 40-70 років (принаймні, розвіданих і таких, що легко здобуваються з використанням існуючих технологій).

Проте зменшення світового споживання нафти очікується вже після 2020 р. І це пояснюється не тільки танучими запасами рідкої і газоподібної викопної сировини.

Таким чином, можна з великою часткою упевненості припустити, що вже в середньостроковій перспективі, після завершення нафтогазового періоду в історії людства (що почався на рубежі XIX-XX століть і завершується в середині-кінці XXI століття), технології і устаткування газифікації твердих палив з раритетів минулого неминуче знов перетворяться в супутники сьогодення і передвісники майбутнього.

В період зразкового з 1850 р. по 1950 р. в світі проводилася безліч досліджень, направлених на комерціалізацію технології газифікації твердого палива (ТТ) для енергетичних цілей (як для транспорту, так і для електро- і теплоенергетики). Число книг, статей і патентів в той період перевищило 10 000 (без урахування СРСР).

Разом з тим, і сьогодні мають місце бути області, де застосування технологій і устаткування газифікації твердих палив не тільки виправдано, в т.ч. з екологічного погляду, але і економічно доцільно.

Ще однією (поки, правда, тільки потенційною) сферою застосування технологій і устаткування газифікації твердих палив може бути переробка

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(використання, утилізація) відходів різного походження, в т.ч. в рамках концепції «індустріального метаболізму» і утилізаційних технологій.

В даний час на кожного жителя планети щорічно з природних комор Землі вилучається порядку 50 т сировини, з якої, кінець кінцем, отримують 2 т корисної продукції і 48 т відходів.

Особливо привабливе використання газогенераторної техніки в сільському господарстві, оскільки перехід на пальне у вигляді сільськогосподарських відходів зробив би ціни на сільськогосподарську продукцію незалежними від цін на паливо нафтового походження (державна програма на цю тему прийнята, зокрема, в Швеції).

Можна також окремо відзначити проблему утилізації дерев'яних залізничних шпал, що виводяться з експлуатації.

Для розвинених і таких, що розвиваються країн, що не відносять себе до «енергетичних наддержав», актуальних залишиться (і з часом ця актуальність тільки підвищуватиметься) газифікація різних видів твердого палива, в т.ч. проведених з відходів, з метою перекладу їх з категорії «незручних» палив на один ступінь (у технологічному сенсі) з природним газом і продуктами нафтопереробки.

Безперечними лідерами в плані газифікації фітомаси для децентралізованого електропостачання є Індія, Китай і Бразилія.

У Індії, наприклад, реалізацією відповідних державних програм займається спеціальне Міністерство нетрадиційних джерел енергії.

За станом на середину 2003 р. в цій країні експлуатувалося близько 2 000 газогенераторних енергетичних установок малою потужністю (від 5 до 500 кВт), що працюють, в основному, на ТТ рослинного походження

Серед країн, що розвиваються, можна також відзначити Філіппіни, Таїланд, Бангладеш, Малайзію, Індонезію, Кубу, Малі, Кенію, Бурунді і Мадагаскар. Там розвиток технологій газифікації твердих палив, як і в Індії, закріплений державними програмами.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від способу підведення теплоти, необхідної для отримання газу з біопалива, розрізняють автотермічний і аллотермічний методи газифікації. На основі багаторічних досліджень шведський вчений Таннер запропонував для визначення меж автогенного пренія використовувати трикутник-схему, показану на рис. 3.2, що описує область горіння органічної речовина без додаткового підведення тепла.

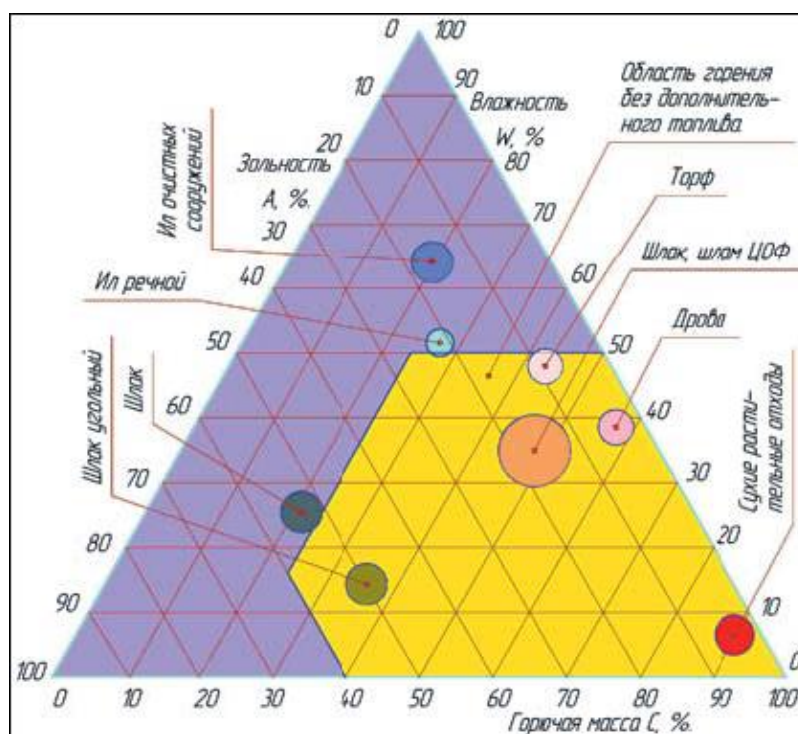


Рис 3.2 Трикутник Таннера

По Таннеру, нижня межа теплоти згоряння високозольного і вологої органічної речовини, при якому можлива автогенне (що самопідтримується) його спалювання без застосування додаткового палива, відповідає умові: $W < 50\%$, $A < 60\%$, $C < 25\%$. Грунтуючись на цій залежності можна зробити висновок, що більшість відходів органічних речовин необхідно розглядати в першу чергу як сировина для отримання енергоносіїв. Це зноситься перш за все до відходів переробки деревини і рослинним сільськогосподарським відходам.

Проблемою у вітчизняній промисловій і комунальній енергетиці, крім відсутності засобів на придбання дорогого палива є фізично і моральне застарівше устаткування.

З багатьох існуючих технологічних схем енергохімічного використання деревини в нашій країні поширення набули дві:

– схема часткової газифікації деревини в топках-генераторах системи ЦКТІ В. У. Померанцева;

– схема повної газифікації в газогенераторних установках.

Перша схема застосовувалася на крупних лісопромислових підприємствах, що мають власну енергетичну базу у вигляді електростанції потужністю 1500 кВт або порівняльно великою теплозабезпечуючою котельною. Перевага її полягала у великому енергетичному потенціалі і можливості попутного постачання населення побутовим газом.

Друга схема за певних умов була ефективна для невеликих лісопромислових підприємств, основною метою яких було виробництво хімічних продуктів, а генераторний газ (при відповідному очищенні) міг використовуватися як паливо в невеликих казанах або двигунах внутрішнього згоряння.

Вибір варіанту установки залежав від можливостей централізованого електропостачання і електричних і теплових навантажень підприємства.

Сьогодні два основні чинники роблять вплив на формування кон'юнктури національного ринку устаткування для термохімічної конверсії біомаси:

– динаміка подорожчання традиційних викопних видів палива;
– динаміка розвитку ринку біопалива, яка ініціює швидке зростання попиту на газогенераторні установки і устаткування для виробництва біопалива.

Ці чинники зумовили зародження стійкого попиту на устаткування, працююче за другою схемою енергохімічного використання деревини.

Виробництво енергії з відходів біомаси конкурентноздатне вже сьогодні, навіть при закупівлях іноземного устаткування. За певних умов, таких як нульова вартість сировини (наприклад, деревні відходи на деревообробляюмому підприємстві, надлишки соломи у фермерському господарстві), виробництво якісного генераторного газу з відходів біомаси може бути рентабельнішим, ніж їх виробництво з динамічно зростаючих в ціні традиційних енергоносіїв.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В кваліфікаційній роботі пропонується використовувати на двигуні 6ГЧН 25/34 в якості палива не природний газ, а генераторний газ.

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

В якості палива для газогенератора застосовується деревна тріска, тирса, стружки. Також можна використати відходи гідролісної переробки деревини - лігнін, сформованні в паливні брикети. Істотну роль грає тільки вологість, можливе застосування палива з вологістю до 45...50%. Найбільш ефективна робота на паливі з вологістю до 35%.

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

Система газообміну

Система газообміну призначена для підведення газоповітряної суміші в циліндри двигуна і відведення від них відпрацьованих газів. Основні вузли, які входять в систему: комплект газової апаратури, фільтр-глушник, змішувач, турбокомпресор, колектор впускання, випускний колектор.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фільтр-глушник

Фільтр-глушник призначений для очищення повітря, що нагнітається в двигун, від пилу, сторонніх предметів і інших забруднень, а також для зниження шуму впускання.

Фільтр-глушник через перехідний патрубок кріпиться до турбокомпресора, а також до патрубку під'єднується система вентиляції картера. Періодично необхідно робити його очищення.

Комплект газової апаратури

У комплект газової апаратури входить: кульовий кран, регулятор тиску газу, система регулювання співвідношення газ-повітря, запірний електромагнітний клапан, манометр, а також комплект патрубків з фланцями.

Вказаний комплект призначений для монтажу трубопроводу (блоку) газової апаратури на місці експлуатації, який повинен забезпечувати регулювання подачі газу в двигун, а також дистанційне відкриття і закриття електромагнітних клапанів або їх автоматичне виключення при аварійній зупинці двигуна.

Змішувач

Основним завданням системи подачі палива в газових двигунах є забезпечення оптимального співвідношення поміж повітрям і паливом на всіх режимах роботи.

В автотракторних і малорозмірних стаціонарних двигунах із системою зовнішнього утворення газоповітряної суміші застосовують змішувальні пристрої, які схожі по принципу роботи із карбюраторами і забезпечують тими же пристроями необхідний склад суміші на всіх режимах.

При зовнішньому утворенні суміші з метою збереження конструкції кришки циліндра двигуна без змін використовують газоповітряні змішувачі. Найбільше застосування в газових двигунах отримали змішувачі із перехресними або паралельними потоками повітря і газу.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Газоповітряні змішувачі забезпечують якісне утворення суміші завдяки високим швидкостям повітря і газу і мають малий гідравлічний опір. Швидкість газу і повітря в системах живлення газових двигунів звичайно вибирають в межах 30...100м/с, швидкість газоповітряної суміші на 20...25% менше швидкості повітря. Умови експлуатації газових двигунів такі, що вони працюють практично при постійному навантаженні. Тому основним завданням змішувальної камери є забезпечення оптимального коефіцієнту надлишку повітря на характерному експлуатаційному режимі двигуна – 0,8...0,9 $N_{ном}$, що позитивно вплине на параметри робочого циклу двигуна і найбільше на температуру випускних газів.

Камера змішувача газового двигуна 6ГЧН 25/34 призначена для змішування потоку повітря, що поступає через фільтр-глушник на всмоктування в компресор турбокомпресора з газом, що поступає з газового трубопроводу в камеру.

Колектор впускний

Впускний колектор є окремим для кожного ряду циліндрів виконаний з труби з привареними патрубками і фланцями, один з котрих закритий з торця заглушкою, а до другого через регульовану заслінку і перехідник приєднаний охолоджувач газоповітряної суміші. У заглушці з боку щита приладів є бобишка для під'єднання трубки манометра, а у верхній частині приварені кронштейни для кріплення елементів системи запалення.

Заслінка

Заслінка (рис. 3.3) з приводом від регулятора призначена для регулювання прохідного перетину у впускному колекторі, відповідно, кількості газоповітряної суміші, що поступає в циліндри двигуна залежно від навантаження. Основними її елементами є корпус і заслінка з віссю, яка з мінімальним зазором обертається в корпусі і підшипниках, запресованих в нього.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

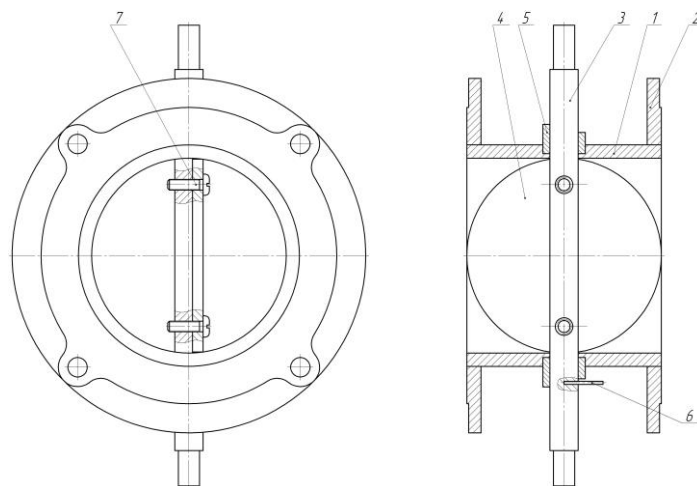


Рисунок 3.3 Заслінка

1 – труба, 2 – фланець, 3 – вісь, 4 – заслінка, 5 – підшипник, 6 – фіксатор,
7 - гвинт

3.2 Опис газогенераторної установки.

Газогенератор – апарат для отримання газу представляє собою металічний циліндр 5, вимощений в середині цегловою футеровкою 4. Від нижньої основи газогенератора і кілька вище верхніх фурм (отворів для підвода повітря в газогенератор) футеровка виконується з вогнеупорної цегли. Інша частина футеровки викладена з звичайного будівельної цеглин, показаного на рис. 3.4.

Для того щоб деревинне паливо не зависало в шахті газогенератора і плавно опускалося вниз, верхня частина цегляної футеровки газогенератора має форму усіченого конуса, який розширюється до низу донизу. Для шурування у разі зависання деревних чурок, а також для виміру рівня палива в газогенераторі на верхній кришці газогенератора влаштовані два шурувочних отвори, закривається конічними пробками 2.

Простір між кожухом газогенератора і цегляною футеровкою до пояса фурм закладається азбестовим листом, а вище заповнюється дрібним шлаком або піском.

Зверху газогенератора розташоване тепло загрузочний пристрій 1, що складається з циліндричної воронки з кришкою, яка відкривається і закривається при завантаженні палива за допомогою запірної скоби з важелем.

Під завантажувальною воронкою є металевий циліндр з отворами 3. Цей циліндр з отворами служить для більш рівномірного відводу із газогенератора в димову трубу 7 водяних парів, а також для захисту горизонтального патрубку, що йде з газогенератора в димову трубу, від можливого попадання в нього при завантаженні палива.

У середній частині газогенератора в його кожусі і футеровки влаштовані отвори - фурми 11 і 12, через які в газогенератор надходить необхідне для отримання газу повітря.

Газогенератор має чотири ряди фурм. Верхні два ряди фурм 11, числом чотири в кожному ряду, служать для підготовки палива і для додаткової подачі повітря при застосуванні палива підвищеної вологості - більше 20-25%. Нижні два ряди фурм 12 числом по вісім в кожному ряду є робочими фурмами, що подають основне повітря для газифікації палива.

Зовнішні отвори підготовчих фурм забезпечені шарнірними, а робочі фурми гвинтовими заслінками, що дають можливість регулювати величину відкриття фурм і кількості повітря, що надходить через них.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

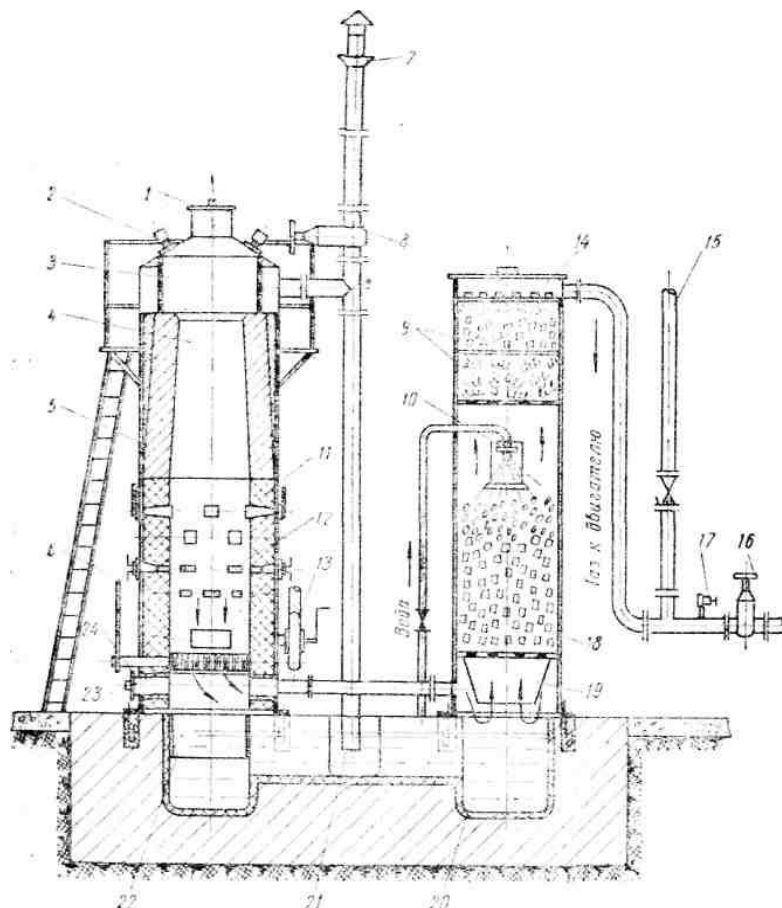


Рис. 3.4 Схема газогенераторної установки.

1-паливо-завантажувальний пристрій, 2-конічні пробки, 3- металічний циліндр з отовами, 4- цеглова футеровка, 5- газогенератор, 6- ричажний механізм, 7- димова труба, 8-запорна засувка, 9- стружка деревісна, 10-зрошуючий пристрій, 11,12- фурми, 13-ручний вентилятор; 14- кришка, 15-продувочна труба, 16-запорна засувка,17-контрольний кран, 18-комбінований очисник, 19-відбійний конус, 20-прямо́к, 21-стояк, 22-сталеве кільце, 23-колосникова решітка, 24-вентиль запорний.

Внизу шахти газогенератора на опорній плиті, вмонтованій в футеровку, розташована струшуюча колосникова решітка 23, колосники якої за допомогою важільного механізму 6 приводяться в коливальний рух.

Від руху гребінчастих колосників зола і дрібне вугілля, що перешкоджають проходженню газу в газогенераторі, струшуються з решітки в прямо́к під нею.

Для усунення підсосу повітря в просторі під колосниковою решіткою у разі появи тріщин у фундаменті під газогенератором встановлено сталеве кільце 22, опущене своїм нижньою частиною в прямо́к, заповнений водою.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Під колосниковою решіткою розташований газовідбірний патрубок, через який газ надходить в комбінований очищувач, де піддається охолодженню і очищенню.

Комбінований очисник являє собою металевий циліндр 18. У нижній його частині знаходиться відбійний конус 19, призначення якого відокремлювати з газу великі винесення із газогенератора у вигляді дрібного вугілля і золи.

Над відбійним конусом розташована решітка, на якій укладений кокс, в нижній частині більший, розміром 40 x 40 x 40 мм, а у верхній частині меншого розміру - 25 x 25 x 25 мм. Над шаром коксу знаходиться зрошуючий пристрій 10, який підводе і розбризкує воду в очищувачі.

Вище зрошуючого пристрою є ще дві решітки, на які покладені металеві стружки, деревні чурки і деревна стружка 9 в порядку, зазначеному на рис.1. Зверху цих очищувальних і осушуючих газ фільтрів покладена ще одна дерев'яна решітка, яка фіксує певне положення фільтрів і певною мірою запобігає можливе винесення фільтруючих елементів в газопровід, що йде з очисника до двигуна.

Нагорі комбінований очищувач закритий кришкою, яка кріпиться до фланця очисника на болтах. Очищувач має два люки для контролю роботи зрошуючого пристрою і для видалення з очисника коксу при його промиванні і заміні.

На газопроводі між комбінованим очищувачем і двигуном влаштована продувальна труба 15 для продувки установки вентилятором і контрольний краник 17 для проби якості газу за його горючості і забарвленню. Перед двигуном на цьому газопроводі поставлена запірна засувка 16.

Вся газогенераторна установка змонтована на фундаменті, в якому влаштовані приямки 20, заповнені водою, яка поступає з комбінованого очисника. Приямки призначені для збору з них золи, вугільної дрібниці, смол і сажі, що вилучається з газогенератора та комбінованого очисника. Крім того, приямки з водою служать в якості гідравлічного затвору, що ущільнює установку проти шкідливого підсосу повітря. Гідравлічний затвор під установкою відіграє також

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

роль запобіжного клапана, і в разі вибуху газу в установці вибухова хвиля викидає воду з приямків, оберігаючи установку від руйнування.

Для очищення приямків під газогенератором і комбінованим очищувачем у фундаменті влаштовані вигрібні люки, що закриваються металевими настилами.

Газогенератор розпалюється природною тягою, для чого служить димова труба, що має запірну засувку 8, обладнана зверху смоло уловлювачем 7, куди стікають відводяться в димар і приямок смоли.

Димова труба своїм нижнім кінцем з'єднана стояком 21 із приямком. По цьому стояку стікають в приямок сконденсувавшись у димовій трубі водяні пари і смоли.

Для продувки газогенераторної установки, заповнення її газом та подачі газу до двигуна при його пуску є ручний вентилятор 13.

Процес отримання газу. Деревне паливо, завантажене в газогенератор у верхню його частину, піддається нагріванню, завдяки чому спочатку підсушується і втрачає вологу, а потім починає обвуглюватися з виділенням газів сублімації деревини і смол.

Цей процес, що відбувається з паливом, підготовляє його для газифікації; тому та частина газогенератора, де протікає цей процес, називається зоною підготовки палива.

Підсушене і частково обвуглене паливо, опускаючись вниз, доходить до пояса, де розташовані фурми для підвода повітря, тут починається його горіння. Пояс фурм, де відбувається горіння палива, а також газів і смол, що виділилися у верхній частині газогенератора, називається зоною горіння.

Основна кількість повітря, необхідного для горіння палива, надходить в газогенератор через фурми завдяки розрідженню яке виникає при ході поршнів двигуна.

Затягуючи з газогенераторної установки газ, двигун тим часом засмоктує в газогенератор повітря, необхідне для газифікації палива.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Утворені в зоні горіння продукти згоряння, проходячи далі вниз через високий шар розпеченого вугілля, де вже немає повітря, утворюють горючий генераторний газ.

Необхідними умовами отримання з деревного палива якісного без смолистого газу є наступні:

- 1) у зоні підготовки паливо повинне досить добре підсушитися, щоб забезпечити в подальшому якісне горіння;
- 2) паливо повинно опускатися в зону горіння без застрягання і зависання;
- 3) необхідно, щоб в зоні горіння, горіння було інтенсивним і рівномірним як по колу шахти газогенератора, так і в глибині;
- 4) у зоні газоутворення необхідні наявність добре розпеченого, досить великого вугілля і відсутність прогарів, тобто місцевих проривів повітря, що викликають горіння вугілля і газу.

При застосуванні в газогенераторі сухого палива вологістю не більше 20-25% паливо в зоні підготовки встигає досить підсохнути, і процес горіння і газоутворення протікає нормально.

Однак при більш вологому паливі процес горіння та газифікації порушується. Це відбувається тому, що паливо в зоні підготовки не підсушується належним чином і, вступаючи в зону горіння погано підсушеним і з підвищеною кількістю виділилися водяної пари, горить мляво, не утворюючи добре розпеченого вугілля, необхідного для газоутворення. Для отримання якісного і без смолистого газу з вологого палива процес газифікації ведеться наступним чином.

Димову трубу, що з'єднує газогенератор з атмосферою при роботі газогенератора на двигун, не закривають, як роблять при застосуванні сухого палива після закінчення розпалювання газогенератора. Завдяки цьому в газогенераторі створюється зворотна тяга, спрямована вгору в димову трубу, куди і видаляються пари води, що виділяються з палива. Одночасно з водяними парами в димову трубу відводиться і деяка кількість газів сублімації і продуктів згоряння

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

палива, які проходячи гарячими через паливо, що знаходиться в зоні підготовки, підсушують його. Таке ведення процесу газифікації деревного палива підвищеної вологості менш економне, ніж нормальне, коли застосовується сухе паливо, тому що при цьому частина палива витрачається на підсушку палива і втрачається в димарі. Проте цей спосіб дає можливість використовувати в газогенераторі паливо дуже високої вологості до 45% (відносної), чим цілком оправдує себе, тому що зниження к. п. д. установки не перевищує 1-2%.

3.3 Розрахунки елементів паливної системи двигуна

Розрахунок змішувальної камери газового двигуна 6ГЧН 25/34, що працює на генераторному газі.

Вихідні дані

Витрата повітря через змішувальну камеру	$V_{\text{п}} = 8571,4 \text{ м}^3/\text{год}$
Витрата газу в змішувальну камеру	$V_{\text{г}} = 750,3 \text{ м}^3/\text{год}$
Тиск газу на вході в змішувальну камеру	$p_{\text{г}} = 101500 \text{ Па}$
Тиск навколишнього середовища	$p_0 = 101300 \text{ Па}$
Показник адіабати для газу	$\kappa = 1,3$
Газова постійна для повітря	$R_{\text{п}} = 283 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$
Газова постійна для газу	$R_{\text{г}} = 519 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$
Температура навколишнього середовища	$T_0 = 293 \text{ К}$
Швидкість повітря в змішувальній камері	$v_{\text{п}} = 75 \text{ м/с}$

Діаметр змішувальної камери

$$d = \sqrt{\frac{f \times 4}{\pi}}, \text{ м}$$

де f – площа прохідного перерізу змішувальної камери

$$f = \frac{V_{\text{г}}}{v_{\text{г}}}, \text{ м}^2$$

$$f = \frac{8571,4}{75} = 0,0314 \text{ і}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,0314 \times 4}{3,14}} = 0,2 \text{ і}$$

Густина повітря

$$\rho_{\Pi} = \frac{P_0}{R_{\Pi} \times T_0}, \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{\Pi} = \frac{101300}{283 \times 293} = 1,222 \text{ кг/м}^3$$

Розрідження в змішувальній камері

$$\Delta P = \frac{\rho_n \times v_n^2}{2}, \text{ Н/м}^2$$

$$\Delta P = \frac{1,222 \times 75^2}{2} = 3512 \text{ Н/м}^2$$

$$\Delta P = 358 \text{ мм.вод.ст.}$$

Тиск в змішувальній камері

$$P_{\text{зк}} = P_0 - \Delta P, \text{ Н/м}^2$$

$$P_{\text{зк}} = 101300 - 3512 = 97788 \text{ Н/м}^2$$

Густина паливного газу

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

$$\rho_{\Gamma} = \frac{101500}{519 \times 293} = 0,667 \text{ кг/м}^3$$

Масова витрата газового палива в змішувальну камеру

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

$$G_{\Gamma} = 750,3 \times 0,667 = 500,8 \text{ кг/год}$$

Необхідна площа отворів в змішувальній камері

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де $\varphi = 0,75$ – коефіцієнт витрати отворів змішувальної камери

$$f_0 = \frac{500,8}{3600 \times \varphi \times \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \times 101500 \times 0,667 \times \left[\left(\frac{97788}{101500} \right)^{\frac{2}{1,3}} - \left(\frac{97788}{101500} \right)^{\frac{1,3+1}{1,3}} \right]}} = 0,00269 \text{ м}^2$$

Розрахунок впускного колектора

Так, як витрата генераторного газу велика, відповідно впускний колектор має більший діаметр ніж у двигуна, який працює на природному газі, а швидкість газоповітряної суміші становить $V=75$ м/с

Діаметр впускного колектора

$$d = \sqrt{\frac{4 \times V_{\text{гпс}} \times \rho_{\Gamma}}{\pi \times V \times 3600 \times \rho_1}}, \text{м}$$

де $V_{\text{гпс}}$ – об'ємна витрата газоповітряної суміші (ГПС) на виході з змішувача

$$V_{\text{гпс}} = V_{\text{п}} + V_{\text{г}}, \text{м}^3 / \text{год}$$

$$V_{\text{гпс}} = 8571,4 + 750,3 = 9321,7 \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$\rho_1 = \frac{P_d}{R_{\Gamma} \times T_d}, \text{кг/м}^3$$

$$\rho_1 = \frac{138000}{519 \times 370,9} = 0,717 \text{ кг/м}^3$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 9321,7 \times 0,667}{3,14 \times 75 \times 3600 \times 0,717}} = 0,202 \text{ м} = 202 \text{ мм}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Заходи з охорони праці

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 фактор не завжди можливо провести чітку границю. Один і той самий фактор може привести до несчастного випадку чи до зниження продуктивності праці.

При роботі двигуна, 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.

Паливо та пари мастила

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

Установлені припустимі границі концентрації парів 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/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушитель) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для того щоб запобігти цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж є: несправність електроприладів, самозаймання промасленого дроту, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймаємими речовинами.

Електробезпека

Проходячи через тіло, струм впливає:

- Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
- Електрично. Виражається в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.
- Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення

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

Освітлювальне електроустаткування контейнера складається з наступних елементів:

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

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні електростанції може з'являтися небезпечна концентрація палива, що

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНІП.

Вентиляція, що застосовується: штучна, приточна і природна.

Проточна вентиляція електростанції забезпечується вентилятором.

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

- Кількість приточування повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
- Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
- Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Міри безпеки

До обслуговування і експлуатації дизель-генераторів допускаються особи:

- які мають необхідні навички, і технікум по обслуговуванню і експлуатації дизель-генераторів;
- що пройшли курс навчання по експлуатації паливної апаратури і мають посвідчення;
- що пройшли інструктаж по техніці безпеки, охорони праці і пожежної безпеки.

4.2 Охорона навколишнього середовища

Шкідливі речовини, що виділяються при згорянні палива у двигуні можна розділити на три основні групи:

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а) продукти повного (біоксиду вуглецю CO_2) та неповного згоряння (оксид вуглецю CO , неспалені вуглеводні C_nH_m , в тому числі поліциклічні ароматичні, сажа або тверді частинки);

б) оксиди азоту NO_x , механізм створення яких безпосередньо не пов'язаний (або пов'язаний дуже мало) з процесом згоряння палива; викиди NO_x , що обумовлені, головним чином, реакціями окислення атмосферного азоту киснем при високих температурах (за термічним механізмом);

в) речовини, викиди яких пов'язані, головним чином, із вмістом у паливі сірки, сполук свинцю, золи (що містить різні важкі метали).

Основний негативний вплив оксиду вуглецю на організм людини полягає у порушенні газового обміну в організмі. Гемоглобін крові в легенях у 240 разів швидше сполучається з оксидом вуглецю, ніж з киснем, утворюючи карбоксигемоглобін (COHb), і втрачає здатність переносити кисень від легенів до окремих органів та виносити з них вуглекислий газ. Міра впливу оксиду вуглецю на організм людини залежить від концентрації його в атмосфері і від тривалості впливу. Вміст CO у повітрі 0,01% з тривалістю дії більше однієї години викликає головний біль, погіршення реакції та зменшення працездатності. Більші концентрації CO спричиняють більш важкі наслідки, аж до втрати свідомості. Довготривале вдихання CO призводить до серцево-судинних захворювань, появи атеросклерозу, враження центральної нервової системи, виникнення інфаркту міокарда, розвитку легеневих захворювань. Особливо впливає оксид вуглецю на людей, що страждають коронарною недостатністю.

Високі концентрації COHb призводять до втрати свідомості, навіть до смерті. Дослідження показали, що перебування в атмосфері із вмістом CO лише 0,001-0,0015 % ($10\text{-}15 \text{ млн}^{-1}$) протягом 8 годин спричиняє у окремих людей погіршення здатності до сприйняття часу. Процес утворення карбоксигемоглобіну є зворотним. За зупинки вдихання CO його концентрація на кожні 3-4 години зменшується удвічі. Дослідження щодо впливу CO , на рослинний світ довели, що за концентрації CO нижче 0,01 % такого впливу не відбувається навіть у випадку

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких дослідженнях погіршувалось утворення пилку.

З великої кількості вуглеводнів, які містяться у відпрацьованих газах, найбільшої шкоди завдають ароматичні вуглеводні олефінового ряду, тобто ненасичені вуглеводні етилового ряду, що мають високу активність і є вихідними продуктами для утворення фотохімічного смогу. Вплив вуглеводнів на організм людини різноманітний: від виникнення неприємних відчуттів до появи різних захворювань. Характерною особливістю дії вуглеводнів на організм людини є їх вплив на центральну нервову систему. Великі концентрації вуглеводнів можуть призвести до наркотичного сп'яніння, що неприйнятно, особливо під час керування автомобілем. Окрім того, вуглеводні спричиняють виникнення серцево-судинних захворювань, аритмію серця, порушують діяльність шлунково-кишкового тракту, викликають зміни у складі крові.

Численними дослідженнями встановлено, що один із вуглеводнів – етилен – негативно впливає на рослини, викликаючи симптоми раннього старіння, хронічні ураження, відпадання квіток та плодів, припинення росту.

Особливу групу вуглеводнів складають канцерогени – речовини, що спричиняють ракові захворювання. Серед них особливою канцерогенною активністю відрізняється бенз(б)пірен ($C_{20}H_{12}$), що має вигляд кристалів жовтого кольору. Він добре розчиняється в оливах, жирах, сировотці людської крові, в місцях безпосереднього контакту кристалів з тканинами органів спричиняє виникнення злоякісних пухлин, має властивість накопичуватися в організмі людини і, досягнувши критичних концентрацій, спричиняє ракове захворювання.

Основними альдегідами, що надходять у атмосферу з відпрацьованими газами, є формальдегід і акролеїн.

Формальдегід (мурашковий альдегід) – газ без кольору із задушливим, подразнюючим запахом. Охолоджуючись, перетворюється в рідину за температури мінус 21°C. Легко розчиняється у воді. Розчин, який містить 40 % формальдегіду, називається формаліном. Газ шкідливо впливає на органи дихання

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

і слизові оболонки, є дуже сильним подразником, вражає діяльність центральної нервової системи, печінки, нирок. За концентрації формальдегіду у атмосфері 0,007 % має місце легке подразнення дихальних шляхів та слизових оболонок очей і носа, за концентрації 0,18 % - подразнення сильне. Запах сприймається людиною за концентрації 0,000015 %, і це має бути сигналом, що перебування в такій атмосфері небезпечне.

Акролеїн – рідина без кольору із запахом підгорілих жирів. Температура кипіння 52,4°C. Пара акролеїну спричиняє сильне подразнення слизових оболонок очей. Вміст його в атмосфері 0,002 % згубний, 0,0005 % - важко переносимий, 0,00008 % - для людини безпечний. Запах сприймається людиною за концентрації 0,00016 %. Концентрація його в повітрі 0,014 % може призвести до смерті через 10 хвилин. Вплив акролеїну на організм людини адекватний впливу формальдегіду.

Відпрацьовані гази ДВЗ є основним джерелом викиду в атмосферу твердих частинок і в першу чергу сажі (кіптяви). Частинки сажі розміром 0,5-2 мкм затримуються в легенях, викликаючи алергію.

Основна небезпека сажі полягає у тому, що на своїй поверхні вона адсорбує велику кількість вуглеводневих сполук, зокрема поліциклічних ароматичних вуглеводнів, і серед них найбільш активний і небезпечний – бенз(а)пірен. Саме за допомогою сажі ці сполуки надходять в організм людини через дихальні шляхи.

Основна частина оксидів азоту, які знаходяться в атмосфері, надходить з відпрацьованими газами.

Оксиди азоту NO і NO₂ отруйні для організму людини, мають сильну подразнюючу дію, особливо на слизові оболонки, зокрема очей. Здатні глибоко проникати в легені, викликаючи пошкодження їх тканин. За високої концентрації можливі виникнення хронічних респіраторних захворювань і навіть смертельні випадки.

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двооксид азоту в концентрації 4-6 мг/м викликає порушення життєдіяльності рослин, пригнічуючи їх зростання. Тривалий вплив NO_2 призводить до хлорозу рослин (передчасного старіння).

Двооксид азоту є вихідним продуктом утворення озону під впливом ультрафіолетового випромінювання. А надмірне накопичення озону у приземному просторі дуже шкідливе. Крім того, NO_2 має вирішальну роль в утворенні фотооксидантів. Розчин NO_2 у воді є складовою "кислотних дощів".

Сірчистий газ SO_2 – основний токсичний продукт сполук сірки, що надходить у атмосферу з відпрацьованими газами. У вільному стані SO – це газ без кольору з різким запахом, кислий на смак, отруйний, подразнює слизові оболонки очей і дихальних шляхів. Легко розчиняється у воді, утворюючи сірчисту кислоту H_2SO_3

Газ вражає органи дихання, змінює склад крові, погіршує імунітет, порушує білковий обмін речовин в організмі. Крім того, він руйнує вітамін B1 у крові, збільшує накопичення цукру і білку.

Висока концентрація SO_2 в атмосфері викликає гострий бронхіт, задуху, можливу смерть внаслідок рефлексорного спазму горла.

Сполуки сірки SO_2 , SO_3 , H_2SO_3 і H_2SO_4 наносять значний збиток лісовому і сільському господарствам – вони закислюють ґрунт, підвищують вразливість рослин захворюваннями. Окрім того, ці речовини є основними складовими класичного смогу і складовою "кислотних дощів".

Сполуки сірки наносять значних збитків комунальному господарству міст, руйнуючи металеві конструкції, бетон, піддають руйнації пам'ятки архітектури.

4.3 Заходи зниження токсичності та димності відпрацьованих газів.

Розробку та впровадження ефективних заходів із суттєвого зниження токсичності викидів з відпрацьованими газами слід проводити у таких основних напрямках:

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

— оптимізація робочого процесу та конструктивне вдосконалення. Це можна досягти такими методами як: оптимізація сумішоутворення та згоряння; інтенсифікація і вибір закону паливоподачі, пошук раціональних регулювань паливної апаратури; поліпшення повітропостачання; підвищення ефективності згоряння на часткових швидкісних режимах і при мінімальній частоті обертання холостого ходу; запровадження присадок до палив та використання водопаливних емульсій; вдосконалення перехідних процесів; рівномірний розподіл палива по циліндрах; пошук раціональних фаз газорозподілу, ступеня стиску та інших конструктивних параметрів, що безпосередньо впливають на екологічні характеристики робочого процесу; збіднення суміші у двигунах з іскровим запалюванням; проміжне охолодження наддувочного повітря.

— нейтралізація та рециркуляція випускних газів.

— постійне корегування нормативів на токсичність ДВЗ з посиленням уваги до їхніх канцерогенних компонентів, з розширенням спектра токсидів, що підлягають нормуванню; треба при цьому виходити з експлуатаційних оцінок з урахуванням всіх без винятку експлуатаційних режимів. Для цього треба відмовлятися від модельних навантажень двигунів, розробляючи й використовуючи найчутливіші та високошвидкодійні автоматизовані, комп'ютеризовані, вимірювально-діагностичні комплекси, здатні у режимі реального часу видавати середньоексплуатаційні оцінки рівнів токсидів ДВЗ, узагальнені за шкалою вагомості негативних наслідків для людини впливу токсичних компонентів й приведені до найбільш шкідливого з них, наприклад, СО;

— розробка математичних моделей процесів створення токсидів у циліндрах ДВЗ із значно ширшим колом призначень та з урахуванням реальних моделей експлуатації;

— поглиблення комп'ютеризації керування ДВЗ як необхідної умови створення екологічно чистих двигунів;

- застосування комплексного паливно-екологічного критерію для оцінок результатів оптимізації конструктивних, режимних, регулювальних параметрів при створенні екологічно чистих двигунів з високою паливною економічністю;
- суттєве удосконалення систем діагностування ДВЗ при оцінках їх експлуатаційної токсичності у режимах реального часу;

					ПІННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблена кваліфікаційна робота на тему " Покращення технічних параметрів газового двигуна потужністю 410 кВт за рахунок використання альтернативного газового палива. Прототип - 6ГЧН25/34» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН 25/34 і детальну розробку системи подачі генераторного газу в двигун. Робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 листів формату А1.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 410 \text{ кВт}$, $n = 600 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 6ГЧН25/34 і виконані розрахунки робочого циклу та індикаторних діаграм теоретичної та дійсної.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Основне місце в кваліфікаційній роботі займає розробка системи подачі генераторного газу в двигун та конструкції газогенератора, які забезпечують високу надійність та тривалу роботу двигуна в різних умовах експлуатації. Працездатність системи подачі генераторного газу підтверджується розрахунками її розмірів і розмірів спускного колектора.

Газовий двигун 6ГЧН25/34 є джерелом шуму і вібрації та шкідливих викидів у вигляді випускних газів тому велику увагу в кваліфікаційній роботі відведено на розробку 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, застосування сірого чавуну для виготовлення деталей остову, який активно поглинає вібрацію двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

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

Допоміжна

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

					ПННІ НУК 142.44.24.07 ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		