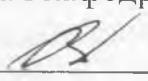


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


« 08 » 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Вдосконалення системи пуску для 4 - тактного газового двигуна
потужністю 320 кВт, що працює на піролізного газу. Прототип - 6ГЧН25/34.

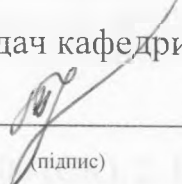
Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-24


Вульчин Е.Р.
(підпис)

Керівник роботи:

Ст. викладач кафедри ЕМ


Грабовенко О.І.
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

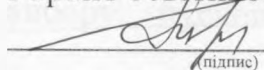
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« 15 » 09 2025 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Вульчину Едуарду Руслановичу

Тема роботи: «Вдосконалення системи пуску для 4 - тактного газового двигуна потужністю 320 кВт, що працює на піролізного газу. Прототип - 6ГЧН25/34.»

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2025 за № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.2025 року.
3. Вихідні данні по роботі: Двигун- прототип 6ГЧН25/34 потужністю 320 кВт.
4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ.

3. Розробка системи пуску для газового двигуна 4ГЧН25/34. 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд двигун-генератора ДвГА-300 (СК). 2. Поперечний переріз двигуна (СК). 3. Система пуску ДвГА-300 (СК). 4. Пневмостартер на кронштейні (СК) 5. Шестерня маховика, Кронштейн. (РК). 6. Індикаторна діаграма і діаграми сил, що діють в КШМ.

1. Консультанти розділів роботи

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

2. Дата видачі завдання «09» вересня 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи
1	Вступ.	16.09.2025
2	Загальний розділ.	23.09.2025
3	Конструкторський розділ.	07.10.2025
4	Науковий розділ.	28.10.2025
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2025
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2025
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2025

Студент: Вульчин Е.Р.


(підпис)

Керівник роботи: Грабовенко О.І.


(підпис)

Анотація

Сторінок 73, рисунків 3, таблиць 6, бібліографія 15.

Пояснювальна записка до магістерської роботи на тему «Вдосконалення системи пуску для 4 - тактного газового двигуна потужністю 320 кВт, що працює на піролізного газу. Прототип - 6ГЧН25/34» включає Вступ, чотири розділів та шість додатків — шість креслень формату А1.

У текстовій частині записки подано опис агрегату ДвГА-300, у складі якого експлуатується газовий двигун 6ГЧН25/34. Виконано розрахунки робочого процесу проектного двигуна з визначенням його основних параметрів, наведено обґрунтування вибору пускового пристрою — пневмостартера. Проведено необхідні розрахунки на міцність зубчастої передачі від шестерні пневмостартера до шестерні маховика, визначено параметри системи мащення. Окремо представлені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища. У кінцевій частині сформульовано загальні висновки за результатами магістерської роботи.

Додатки містять загальний вигляд двигуна-генератора, креслення двигуна 6ГЧН25/34 (поперечний переріз), складальні креслення системи пуску та пневмостартера на кронштейні, робочі креслення кронштейна і шестерні маховика, а також діаграми сил, що діють на елементи кривошипно-шатунного механізму.

Ключові слова: *Газовий двигун, піролізний газ, система пуску, пневмостартер, електростанція.*

Annotation

73 pages, 3 figures, 6 tables, 15 references.

The explanatory note to the master's thesis titled "Improvement of the starting system for a 4-stroke gas engine with a capacity of 320 kW, operating on pyrolysis gas. Prototype - 6GCHN25/34" includes an Introduction, four chapters, and six appendices — six A1-format drawings.

The text section of the report provides a description of the ДБГА-300 unit, which includes the 6ГЧН25/34 gas engine in its operation. The working process of the designed engine has been calculated with determination of its main parameters, and the choice of the starting device — a pneumatic starter — is justified. The required strength calculations of the gear transmission from the pneumatic starter gear to the flywheel gear have been carried out, and the parameters of the lubrication system have been determined. Measures for occupational safety and environmental protection are presented separately. The final section formulates the general conclusions based on the project results.

The appendices contain the general view of the engine-generator set, drawings of the 6ГЧН25/34 engine (cross-sections), assembly drawings of the starting system and the pneumatic starter on the bracket, working drawings of the bracket and flywheel gear, as well as force diagrams acting on the components of the crank mechanism.

Keywords: Gas engine, pyrolysis gas, starting system, pneumatic starter, power plant.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	10
1.1 Загальні характеристики газоподібного палива	10
1.2 Види та склад газоподібного палива	11
1.3 Опис конструкції двигуна - прототипу 6ГЧН 25/34	13
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	21
2.1 Вимоги до запроектованого двигуна	21
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів циклу двигуна	23
2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна	26
2.4 Розрахунок теплового балансу	37
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	43
3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПУСКУ ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 4ГЧН25/34	48
3.1 Особливості пускового режиму двигуна	48
3.2 Способи пуску, потужність пускового пристрою та витрата повітря	50
3.3 Опис системи пуску двигуна-прототипу	53
3.4 Визначення параметрів пневмостартера для двигуна 4ГЧН25/34	56
3.5 Перевірочний розрахунок зубчастої передачі	59
3.6 Опис запроектованої системи пуску	61
4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	63
4.1 Охорона праці при експлуатації газового двигуна, який працює на піролізному газу	63
4.2 Захист навколишнього середовища при роботі газового двигуна	66
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	70
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ	72

ДОДАТКИ

Додаток А Газовий двигун-генератор ДвГА-300 (габаритне креслення)

Додаток Б Газовий двигун 4ГЧН25/34 (Поперечний розріз)

Додаток В Система пуску ДвГА-300 (Складальне креслення)

Додаток Г Пневмостартер на кронштейні (Складальне креслення)

Додаток Д Шестерня маховика, Кронштейн (Робочі креслення)

Додаток Ж Діаграма індикаторна та сил, що діють в КШМ

ВСТУП

У сучасних умовах розвитку техніки та енергетики дедалі більшої актуальності набуває питання пошуку нових, ефективних та екологічно безпечних паливних ресурсів. Це зумовлено двома ключовими факторами: по-перше, стабільним зростанням цін на нафтопродукти, а по-друге, поступовим вичерпанням світових запасів нафти. Одночасно з цим спостерігається значне збільшення кількості двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) у всіх галузях промисловості та транспорту, що призводить до зростання рівня шкідливих викидів і загострення екологічних проблем. У сукупності такі умови формують необхідність розробки й упровадження альтернативних видів палива, придатних для застосування в сучасних ДВЗ різного призначення [1,2].

Сьогодні спектр альтернативних палив є достатньо широким. До нього належать:

- палива з корисних копалин — природний газ, газовий конденсат, кам'яне вугілля, горючі сланці, бітумінозні піски;
- палива рослинного походження — біодизель, рослинні олії, біоетанол, біогаз;
- палива тваринного походження — жири та відходи тваринництва;
- синтетичні та хімічно отримані палива — синтетичні горючі суміші, спирти, ефіри тощо [1].

Особливу увагу у глобальному енергетичному балансі привертають палива з відновлюваної сировини, оскільки їх виробництво не лише зменшує залежність від традиційних джерел енергії, а й сприяє комплексному використанню відходів різних секторів економіки [1].

Процес газифікації дозволяє ефективно використовувати тверді види палива — деревину, торф, кам'яне вугілля, антрацит, кокс. Водночас паливо з надмірно високим вмістом мінеральних домішок, низькою термічною чи механічною стійкістю або з тенденцією до спікання є небажаним для газогенераторів. У зв'язку з підвищеною увагою до ресурсозбереження та енергоефективності упродовж останніх років активно здійснюються

дослідження та проектні роботи з удосконалення газогенераторів. Особливо важливими є установки, здатні працювати на відходах деревообробної промисловості, побутових та аграрних виробництв — таких як солома, гілки, стебла соняшнику, лушпиння зернових культур тощо. Такі газогенератори можуть застосовуватися як на комунальних об'єктах, так і в малих приватних господарствах, забезпечуючи автономне виробництво енергії [3,4].

Застосування стаціонарних ДВЗ у різних сферах господарства вважається доцільним завдяки їхній здатності не лише виробляти електричну енергію, але й генерувати значну кількість тепла. Температура відпрацьованих газів на виході з циліндрів становить 400–450 °C у дизельних і 500–600 °C у газових двигунів, що створює високий потенціал для реалізації когенераційних систем та підвищення загального ККД енергетичних установок [3,4].

Для забезпечення стабільного та надійного пуску газового двигуна 4ГЧН25/34, який працює на піролізному (генераторному) газі, у цій магістерській роботі була розроблена пневмостартерна система пуску. Вона має простішу конструкцію, вищу надійність та більшу ефективність у порівнянні зі штатною пусковою системою двигуна-прототипу. Розробка такої системи дає змогу підвищити експлуатаційну надійність двигуна, скоротити час підготовки до запуску та забезпечити його стійку роботу в умовах використання альтернативного газоподібного палива [3,4].

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Загальні характеристики газоподібного палива

Газоподібне паливо має низку суттєвих переваг порівняно з твердими та рідкими видами палива. Його спалювання не супроводжується утворенням золи, диму чи сажі, що забезпечує чистіший процес горіння та кращі санітарно-гігієнічні умови праці обслуговуючого персоналу. Газове паливо дозволяє досягати високих температур горіння, особливо при попередньому підігріванні повітря, необхідного для згоряння. Завдяки доброму перемішуванню газу з повітрям процес горіння відбувається рівномірно, з меншими тепловими втратами та зниженим надлишком повітря [1,2].

До основних переваг газоподібного палива належать простота регулювання процесу горіння, можливість його механізації та автоматизації, зручність транспортування на значні відстані, а також відносна простота паливного господарства та його обладнання [1,2].

Однак використання газоподібного палива потребує врахування певних особливостей. Зберігання газу у сталевих газгольдерах вимагає значних капіталовкладень, тому такі сховища зазвичай розраховуються лише на покриття добової потреби споживання. Це обумовлює необхідність мати резервне паливо для переведення споживачів у зимовий період на тверді або рідкі види палива [1,2].

Деякі види газів містять токсичні компоненти, зокрема оксид вуглецю, що створює небезпеку отруєння при витіках через нещільності в комунікаціях або загасання пальників. Крім того, газоповітряні суміші є вибухонебезпечними, тому витікання газу може призвести до аварій [1,2].

Сучасні технології використання газоподібного палива, які активно впроваджуються у промисловості, дозволяють мінімізувати вплив перелічених недоліків і забезпечити високу ефективність застосування цього виду енергоносія [1,2].

1.2 Види та склад газоподібного палива

Газоподібні палива поділяються за походженням на природні та похідні. До природних належать гази, отримані з газових та газоконденсатних родовищ, а також нафтові гази, що супроводжують видобуток нафти. Похідні гази утворюються під час хімічної переробки твердого або рідкого палива, газифікації, металургійних процесів або біохімічного бродіння органічних речовин [3,4].

Газоподібне паливо складається з горючої частини (водень, оксид вуглецю, сірководень, вуглеводні — метан, етан, пропан, бутан) і баластних компонентів (вуглекислий газ, азот). У процесі видобування газ може містити домішки водяної пари, смол, пилу тощо, які видаляються під час очищення [3,4].

1.2.1 Похідні газоподібні палива

1. Гази хімічної переробки твердого та рідкого палива.

Під час напівкоксування твердого палива при температурах 500–550°C утворюються напівкокс, смола і газ. У залежності від сировини розрізняють деревний, торф'яний, сланцевий, буровугільний та кам'яновугільний напівкоксіві гази. Вони мають високий вміст метану (до 50%) та водню (приблизно 20%). Теплота згоряння напівкоксівого газу становить 20,9–27,2 МДж/м³, а вихід — близько 100 м³ з 1 т сухої сировини [3,4].

Під час коксування кам'яного вугілля утворюється коксовий газ, який після очищення містить 55–60% водню, 20–30% метану та до 7% оксиду вуглецю. Його теплота згоряння — 16,8–18,8 МДж/м³. Газ є токсичним та вибухонебезпечним, тому потребує обережного використання [3,4].

2. Гази нафтопереробки.

Утворюються під час процесів крекінгу, піролізу та коксування нафти. Основу таких газів становлять вуглеводні (метан, пропан, бутан, пентан), сумарний вміст яких перевищує 90%, що забезпечує високу теплоту згоряння [3,4].

3. Зріджені вуглеводневі гази (ЗВГ).

Використовуються для побутових і промислових потреб, а також у двигунах внутрішнього згоряння. Основу становлять пропан і бутан, які транспортуються у зрідженому стані під тиском менше 2 МПа. Теплота згоряння пропан-бутанової суміші перевищує 88000 кДж/м³. Перед спалюванням зріджений газ регазифікують — переводять у газоподібний стан [3,4].

4. Генераторні (піролізні) гази.

Ці гази утворюються під час газифікації твердого палива, коли воно частково згоряє при нестачі кисню. У результаті утворюються водень, оксид вуглецю, метан, а також невелика кількість CO₂ і азоту. Процес здійснюється у спеціальних установках — газогенераторах [3,4].

У газогенераторі одночасно відбуваються підсушування, суха перегонка, окислення, відновлення та шлакоутворення. За конструкцією генератори поділяються на стаціонарні й транспортні, з прямим або зворотним процесом газифікації [3,4].

Коефіцієнт корисної дії процесу газифікації становить 55 – 75%. Як сировину використовують деревину, торф, вугілля, антрацит, кокс. Сучасні генератори можуть працювати на відходах деревообробки, сільськогосподарських залишках (солома, лушпиння, гілки тощо) [3,4].

Тип дуття впливає на склад газу. Розрізняють:

повітряний генераторний газ – теплота згоряння 3,7 – 4,6 МДж/м³;

водяний генераторний газ – отримують продуванням розжареного шару коксу парою, теплота згоряння – 10 – 10,5 МДж/м³;

змішаний (пароповітряний) газ – має проміжні характеристики, теплота згоряння 4,5 – 7 МДж/м³ [3,4].

Змішаний газ є найбільш поширеним і використовується для опалення промислових печей та як паливо для газових двигунів. Газогенератори з прямим процесом газифікації (повітря рухається знизу вгору) утворюють газ, що містить смолисті речовини. При зворотному процесі (рух зверху вниз)

смоли руйнуються в зоні високих температур, тому отриманий газ є безсольним і більш придатним для використання у двигунах [3,4].

У дипломному проєкті передбачається використання генераторного газу, отриманого з відходів деревинного, побутового та сільськогосподарського походження. Вологість сировини суттєво впливає на кількість виробленого газу: суха тріска дає близько 1,5 нм³/кг, а волога — до 1,8 нм³/кг. Оптимальна вологість відходів становить 15–20% [3,4].

Склад піролізного газу зазвичай такий:

CO — 18,1–19,5%; CO₂ — 11,8–12,8%; CH₄ — 1,4–2,4%; H₂ — 16,2–18,5%; N₂ — 47,1–51,3% [3,4].

1.3 Опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34

Двигун - генератор ДвГ1А-570 складається із газового двигуна 6ГЧН25/34 і генератора СГС-400М, що змонтовані на загальній рамі, шафи управління і контролю ШКУ-400 і допоміжного обладнання, яке встановлене в приміщенні електростанції: бачка води розширювального, бачка масла із центрифугою, пускових балонів, компресора для підкачування балонів, глушника - іскрогасника і теплообмінника утилізаційного водогрійного [5,6].

З'єднання колінчастого валу двигуна із ротором – жорстке за допомогою призонних болтів. Двигун 6ГЧН25/34 – газовий, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбіним наддувом та іскровим запалюванням. Двигун складається із блок - картера і фундаментної рами, що утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли. Блок - картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена із верхньою площиною фундаментної рами болтами. Із сторони вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувочного повітря (газоповітряної суміші), водяні і масляні насоси, фільтр-глушник і змішувач [5,6].

Із сторони відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільувач повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості. На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води із кришок циліндрів. На лівій стороні двигуна розміщені: розподільчий вал, привід впускних і випускних клапанів, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання. На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в зарубашечний простір втулок робочих циліндрів і щити закриття картеру із запобіжними клапанами. Нижче приводиться опис головних вузлів газового двигуна – прототипу [5,6].

1.3.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.1) відлита із чавуну, цільна, коритоподібної форми, має поперечні перегороди, посилені ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя двигуна та охолодження поршнів. В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках 2, встановлюються вкладиші 3 і 4 рамових підшипників колінчастого вала [5,6].

Двигун 6ГЧН 25/34 має сім рамових підшипників. Останній підшипник, при рахуванні із сторони маховика, опорно-упорний. З обох сторін по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами [5,6].

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

В днищі фундаментної рами по краях є два зливних отвори, одне із сторони переднього торця, а друге із сторони заднього торця, яке закрито глухим фланцем. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони виконані

приливи, на які встановлено масло забірний фільтр. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладено ущільнюючий гумовий шнур 11 [5,6].

Рамовий підшипник

Кожен рамовий підшипник складається із верхнього та нижнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші 3 і 4 (рис.1.1) сталі - алюмінієві. Від повороту та осового переміщення вкладиші утримуються вусами [5,6].

Другий від маховика підшипник опорно-упорний і має упорні бронзові півкільця, розташовані у кільцевих виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть бути зняті без підймання колінчастого валу [5,6].

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці та рамі, завдяки чому після затяжки підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточок в рамі і кришці. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань [5,6].

Масло в підшипник поступає із головної мережі 6 по трубці 5 та отвору А в кришці 2. Із рамового підшипника масло по каналам в шийках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Відкільця масло по каналам в стержнях шатунів поступає до головних підшипників та на охолодження верхньої частини поршнів. Кільцева канавка Б на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження масла до шатунних підшипників [5,6].

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

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

нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників [5,6].

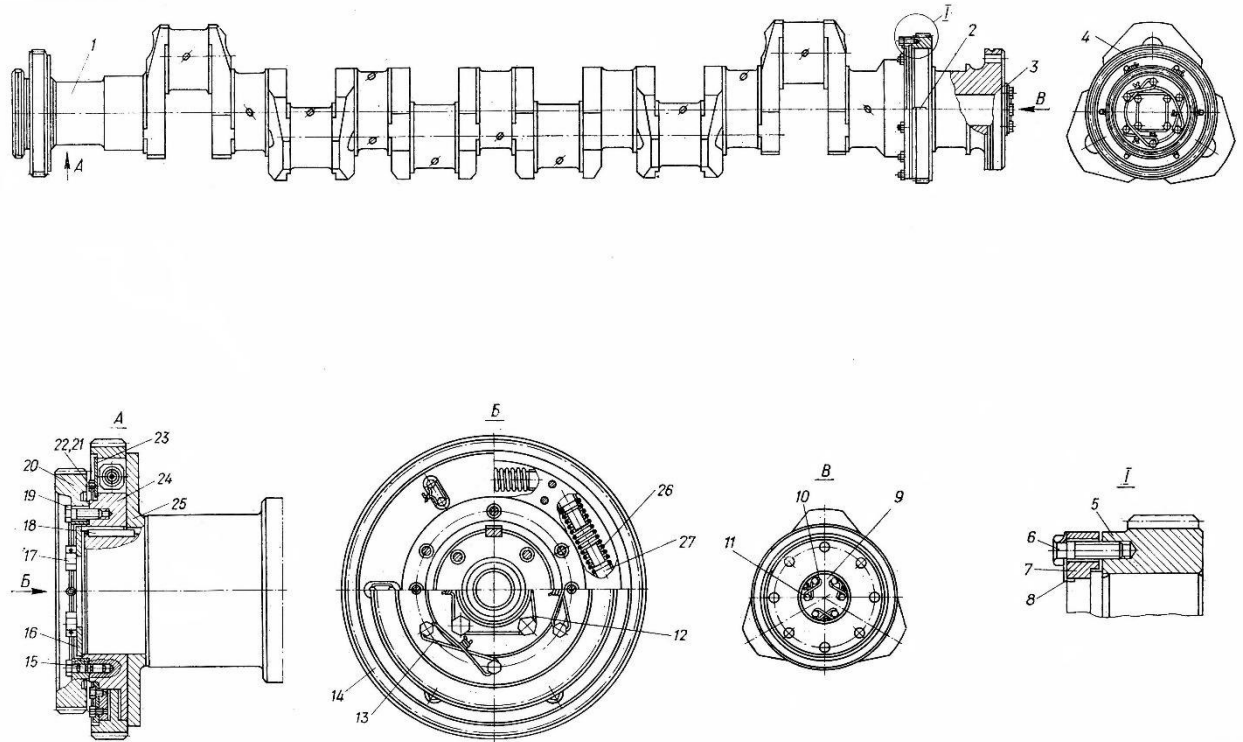


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

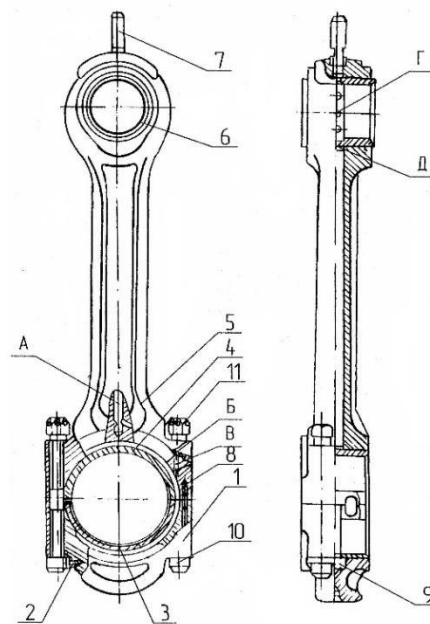
1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – прижим; 8 – шайба стопорна; 9 – заглушка; 10, 13 – дрiт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дрiт 03; 14 – шестерня приводу водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом Ø10; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня приводу масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дрiт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4. Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук [5,6].

Із сторони заднього торця на фланці колінчастого валу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого валу і утримується від осьового переміщення прижимами 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець [5,6].

Шатун - (рис.1.3) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осьовий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний [5,6].

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка являється головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходу масла [5,6].



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

Рисунок.1.3 Шатун

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня. Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.1.4) [5,6].

В нижній головці шатуна розташовані сталєалюмінієві вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від осьового переміщення та повороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10. Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму в кришці 1 та стержні шатуна,

завдяки чого після обтискування підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхностей вкладишів до поверхні розточки (натяг). На внутрішній поверхні нижнього вкладиша є кільцева проточка, а на верхньому вкладиші - свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника. Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна за допомогою чотирьох шатунних болтів. Взаємне положення стержня і кришки фіксується штифтами 8 [5,6].

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта виконані площадки, відстань між якими, заміряна з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта та служить для контролю залишкового подовження болта в експлуатації двигуна. Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,3 мм. При більшому подовженні шатунний болт слід замінити. На гайках нанесені поділки для контролю затяжки шатунних болтів. Шатуни для одного двигуна підбираються або підганяються по масі з допустимою різницею мас не більше 0,5 кг [5,6].

Поршень (рис.1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом. На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті. В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані стальним пустотілим поршневим пальцем 9 [5,6].

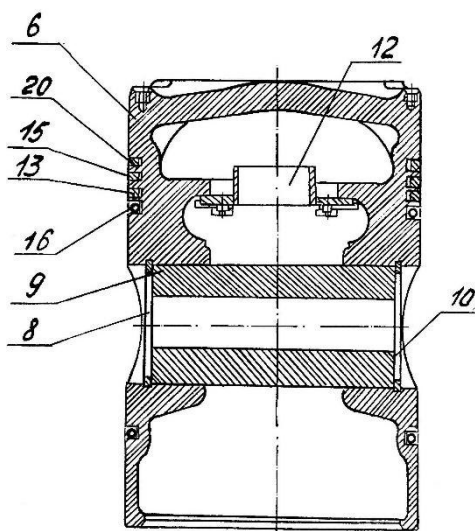


Рисунок 1.4 Поршень

6 – поршень; 8, 10 – стопорне кільце; 9 – палець; 12 – діафрагма;

13, 15, 20 – кільце компресійне; 16 – кільце маслосборне.

Зовнішня поверхня пальця цементована та загартована. Від осевого переміщення палець утримується пружинними кільцями 8, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня. На поршні є п'ять канавок, в яких розміщені поршневі кільця: в трьох верхніх - по одному компресійному 10, та в нижніх - два маслосборних кільця 16 [5,6].

Компресійні кільця мають в перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромовання). Маслосборні кільця 11 коробчастого типу з пружинним експандером, покриті хромом [5,6].

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

Порядок затяжки шатунних болтів такий:

Затягнути гайки шатунних болтів ключем.

При затяжці гайок шатунних болтів необхідно:

- різьбу та поверхню контакту гайки з шатуном помстити маслом, що застосовується для змащування двигуна;

- рівномірно в перехресному порядку за два прийоми затягнути гайки шатунних болтів ключем моментом 160 Н м, після чого відпустити гайки;
- рівномірно в перехресному порядку за два прийоми затягнути гайки шатунних болтів моментом 16 Н м. Це положення прийняти за відправну точку;
- рівномірно в перехресному порядку в два прийоми затягнути гайки шатунних болтів ключем на чотири поділки (по дві поділки за прийом), що відповідає подовженню болта на $0,18 \pm 0,20$ мм;
- зашплінтувати гайки дротом поміж собою.

Після затяжки гайок перевірити рухомість нижньої головки в осьовому напрямку [5,6].

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вимоги до запроектованого двигуна

Для досягнення високої економічності та ефективності роботи газового двигуна необхідно комплексно враховувати всі параметри, що впливають на витрату палива, мастила та загальну енергоефективність силового агрегату. До таких параметрів належать термодинамічні характеристики робочого циклу, ступінь стиску, форма камери згоряння, параметри газообміну та стан поверхонь тертя. Оптимізація робочого процесу дозволяє підвищити індикаторні показники двигуна, зменшити питомі витрати палива та забезпечити більш високий механічний ККД, що особливо важливо при роботі на піролізному газі з відносно низькою теплотою згоряння [7,9].

Раціональне проектування системи охолодження є однією з ключових умов стабільної роботи двигуна. Необхідно забезпечити тепловий баланс між процесами тепловиділення у циліндрах та відведенням тепла через охолоджувальну рідину. Порушення цього балансу може призвести до локального перегріву деталей, прискореного зносу або детонаційних явищ, що негативно впливає як на ресурс, так і на економічність двигуна [7,9].

Надійність двигуна визначається продуманістю конструкції всіх його вузлів та відсутністю помилок у розрахунках, зокрема міцнісних, теплових та динамічних. У процесі проектування слід враховувати широкий спектр можливих експлуатаційних режимів — від запуску за низьких температур до роботи при максимальних навантаженнях у тривалому режимі. Розрахунки на міцність повинні гарантувати стійкість деталей до механічних, термічних та циклічних навантажень, а також до впливу корозійних середовищ, які можуть виникати у газових двигунах [7,9].

Допустимий рівень шуму та вібрації забезпечується застосуванням ефективних глушників, оптимізованих схем кріплення, а також балансуванням рухомих мас. Конструктивні рішення повинні мінімізувати передачу вібрацій на раму та фундамент, а також запобігати резонансним явищам у системах повітропостачання та газовідведення [8].

Для забезпечення екологічних вимог важливо мінімізувати викиди шкідливих речовин. Це досягається оптимізацією процесу згоряння шляхом вибору раціонального кута випередження запалювання, підтримання необхідного коефіцієнта надлишку повітря, а також застосуванням ефективних систем подачі газоповітряної суміші. Система змащення повинна бути герметичною, щоб уникнути випаровування мастила та його потрапляння в зону згоряння, що негативно впливає на токсичність відпрацьованих газів.

Система пуску є критично важливим елементом, оскільки саме від її ефективності залежить надійність запуску двигуна за різних кліматичних та технічних умов. Пусковий пристрій має забезпечувати достатній пусковий момент, стабільність початкових обертів та відсутність зворотних ударів. Надійність та безвідмовність роботи системи пуску є складовою загальної надійності силової установки [9].

Під час конструювання необхідно забезпечити високий рівень технологічності та зручності технічного обслуговування. Це передбачає зручний доступ до основних вузлів, можливість швидкого виконання регламентних операцій, а також максимальну взаємозамінність деталей і уніфікацію конструктивних елементів. Конструкція повинна забезпечувати безперешкодний демонтаж поршневої групи через циліндрову втулку без повного розбирання двигуна, що значно скорочує час ремонту. Трубопроводи та навісне обладнання необхідно розташовувати таким чином, щоб вони не ускладнювали обслуговування та не створювали ризиків пошкодження [8,10].

Комплексне застосування раціональних конструктивних рішень, оптимізація робочого процесу, а також ретельне доведення двигуна під час стендових випробувань і подальшої експлуатації забезпечують отримання силового агрегату, який повністю відповідатиме сучасним вимогам до економічності, надійності та екологічності [10].

Оскільки запроектований двигун використовується як привід електричного генератора, до нього висуваються додаткові вимоги щодо стабільності частоти обертання колінчастого вала. Система автоматичного

регулювання повинна забезпечувати підтримання заданої частоти обертання на всіх режимах роботи, швидко реагувати на зміну навантаження та запобігати коливанням частоти, що можуть негативно вплинути на роботу електрообладнання [10].

Запроектований двигун базується на конструктивних рішеннях газового двигуна 6ГЧН25/34, основні технічні характеристики якого наведені в таблиці 2.1. Це дозволяє забезпечити високий рівень уніфікації деталей, а також застосувати перевірені технічні рішення, що позитивно впливає на надійність і технологічність нового двигуна [10].

Таблиця 2.1 Основні параметри двигуна - прототипу 6ГЧН25/34 [10]

Найменування параметра	Од. виміру	Значення
Частота обертання колінчатого валу, n	хв.-1	600
Середній ефективний тиск, p_{me}	кПа	1070
Номінальна ефективна потужність, P_e	кВт	530
Ресурс до першої переборки, $t_{пер}$	год	8000
Ресурс до капітального ремонту, $t_{кр}$	год	60000
Питома витрата газового палива, b_e	мЗ/кВт·год	0,295
Витрата газового палива за годину, B_g	мЗ/год	156
Питома витрата мастила, g_m	г/(кВт·год)	1,0

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів циклу двигуна

При виконанні розрахунку робочого процесу газового двигуна необхідно враховувати його функціональне призначення, тип палива, частоту обертання колінчастого вала, а також усі конструктивні особливості запроектованої силової установки. Вихідні дані для розрахунку можуть визначатися як на основі експлуатаційного досвіду аналогічних двигунів, так і на основі наявних експериментальних характеристик. Для забезпечення достатньої точності використано аналітичний метод розрахунку за підходом Гриневецького–Мазинга, який дозволяє адекватно оцінити параметри процесів стиску, згоряння та розширення [7].

Проведемо аналіз основних початкових параметрів, необхідних для виконання розрахунку робочого процесу двигуна.

а) Тиск і температура навколишнього середовища.

У розрахунках зазвичай приймають стандартні умови: тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа та температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. Підвищення температури або зниження тиску навколишнього середовища призводить до зменшення ефективної потужності двигуна через зменшення густини заряду [7].

б) Ступінь стиску.

Для газових двигунів ступінь стиску становить $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується небезпекою виникнення детонаційного згоряння. Значення ступеня стиску повинно бути таким, щоб температура в кінці стиску не перевищувала температуру самозаймання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [7].

в) Коефіцієнт надлишку повітря.

Для газових двигунів приймається $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1], а остаточне значення визначається під час розрахунку циклу. При надто високих значеннях $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ можливі пропуски запалювання через надмірно збіднену суміш, а при низьких $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура згоряння перевищує допустимі межі $T_z > 2200$ К [7].

г) Тиск наддуву.

У газових двигунах із наддувом тиск подачі суміші має забезпечувати необхідну потужність, але при цьому температура газоповітряної суміші наприкінці стиску не повинна перевищувати температуру її самозаймання [7].

д) Коефіцієнт продувки камери згоряння.

Для двигунів із зовнішнім сумішоутворенням типовим значенням є $\varphi_a = 1,02 \dots 1,05$, оскільки кут перекриття клапанів невеликий $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$ [7].

е) Підігрів свіжого заряду.

Підігрів газоповітряної суміші від стінок циліндра становить $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. У розрахунках приймається $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ [7].

ж) Коефіцієнти використання теплоти.

Значення коефіцієнтів у точках z і b становлять відповідно $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ та $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$ [3, с.103]. Для двигуна середньої частоти обертання $n = 500 \dots 750$ об/хв прийнято $\xi_z = 0,80$ та $\xi_b = 0,95$ [7].

з) Ступінь підвищення тиску при згорянні.

Ступінь підвищення тиску λ визначається швидкохідністю, тиском наддуву та особливостями сумішоутворення. Для середньооборотних двигунів рекомендується $\lambda = 1,35 \dots 2,2$ [7].

к) Механічний ККД.

Механічний коефіцієнт корисної дії залежить від конструкції, частоти обертання та наявності додаткових приводів. За експериментальними даними двигуна-прототипу приймається $\eta_m = 0,90$ [7].

л) Охолодження наддувного повітря.

Зниження температури наддувного повітря в одноступеневому охолоджувачі становить $40 \dots 60^\circ\text{C}$ [7].

м) Температура залишкових газів.

Для розрахунків приймається температура залишкових газів $T_r = 750$ К (рекомендовані межі – $600 \dots 900$ К) [7].

н) Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми.

Для карбюраторних і газових двигунів рекомендується $\varphi = 0,93 \dots 0,97$ [7].

о) Показник політропи стиску в компресорі.

Для відцентрових компресорів із неохолоджуваним корпусом приймається $n_k = 1,45 \dots 1,8$ [3, с.170]. У розрахунку прийнято $n_k = 1,6$ [7].

2.3 Розрахунок робочого процесу газового двигуна [11]

2.3.1. Умова завдання:

ефективна потужність	$P_e = 320 \text{ кВт}$
частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра	$d = 250 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,7$
число циліндрів	$i = 4$
коефіцієнт тактності	$Z = 4$

2.3.2. Вихідні дані теплового розрахунку:

тиск наддуву	$P_b = 140 \text{ кПа}$
тиск навколишнього середовища	$P_a = 100 \text{ кПа}$
температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
показник політропи стиску для відпрацьованого компресора	$n_k = 1,6$
підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
температура залишкових газів	$T_r = 820 \text{ К}$
тиск залишкових газів	$P_r = 130 \text{ кПа}$
ступінь підвищення тиску	$\lambda = 3$
середнє значення показника політропи:	
стиску	$n_1 = 1,36$
розширення	$n_2 = 1,23$
коефіцієнт використання теплоти в точці “Z”	$\xi_z = 0,8$
коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$

Паливо

а) Генераторний газ

б) Склад палива

$$CH_4 = 0,055 \quad CO_2 = 0,1 \quad CO = 0,25 \quad N_2 = 0,42 \quad O_2 = 0,053 \quad H_2S = 0,0001$$

$$H_2 = 0,125$$

в) Найнижча теплота згорання біогазу

$$Q_H = 6477,6 \text{ кДж/м}^3$$

2.3.3. Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кмоля газу:

$$L_o = \frac{1}{0,21} \cdot \left[0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0,25m)C_nH_m - O_2 \right], \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_o = 0,87 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду:

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_o, \text{ кмоль}$$

$$M_1 = 2,47 \text{ кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згорання:

двоокис вуглицю CO_2 :

$$M_{CO_2} = CO + \sum (nC_nH_mCO_2), \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 0,805 \text{ кмоль}$$

водяної пари H_2O :

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5mC_nH_m), \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 0,11 \text{ кмоль}$$

кисню O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_o, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 0,1274 \text{ кмоль}$$

азоту N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_o + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 1,584 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згорання:

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

$$M_2 = 2,626 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згоранні 1 кмоля газу:

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

$$\Delta M = 0,153 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta_0 = 1,0619$$

2.3.4. Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача:

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{P_B}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \text{ К}$$

$$T_B = 332,4 \text{ К}$$

Температура повітря після охолоджувача:

$$T_{int} = T_B - 30, \text{ К}$$

$$T_{int} = 302,4 \text{ К}$$

Температура газоповітряної суміші:

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_o \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_o}, \text{ К}$$

де: $T_r = 320 \text{ К}$ – температура поступючого газу.

$$T_{cm} = 312,9 \text{ К}$$

Тиск в кінці впуску:

$$P_d = 0,95 \cdot P_B, \text{ кПа}$$

$$P_d = 133 \text{ кПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів:

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

$$\gamma_r = 0,04$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\Phi_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_d}{P_B} \cdot \frac{T_{cm}}{(T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r)}$$

$$\Phi_H = 0,92$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску:

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

$$T_d = 342,2 \text{ К}$$

2.3.5. Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску:

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

$$P_c = 3255,9 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску:

$$T_c = T_d \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \text{ К}$$

$$T_c = 797,8 \text{ К} \quad t_c = 524,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

2.3.6. Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

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

$$\beta = 1,0595$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_o)} = \beta_z \cdot mCv_{m_{\text{см}}} \cdot t_z - (mCv_{m_{\text{см}}} + 8,314\lambda) \cdot t_c$$

Склад продуктів згорання в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} \quad R_{CO_2} = 0,3065$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} \quad R_{H_2O} = 0,0419$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} \quad R_{O_2} = 0,0485$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} \quad R_{N_2} = 0,6031$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

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

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

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

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

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

після підстановки одержимо рівняння:

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

де: $a = 15,11$ $b = 367,44$

теплоємність газового палива

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

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

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

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

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

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

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

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

де: $a = 12,00$ $b = 577,932$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі:

$$mCv_{см} = \frac{mCv_{гп} + mCv_{пов} \cdot \alpha \cdot L_o + mCv_{me} \cdot \gamma_{г}(1 + \alpha \cdot L_o)}{(1 + \alpha \cdot L_o) \cdot (1 + \gamma_{г})}$$

Після підстановки одержимо рівняння

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

де: $a = 16,92$ $b = 358,81$

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

середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

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

Після підстановки одержимо рівняння:

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

де: $a = 16,92$ $b = 179,41$

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

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha}\right) \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння:

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

$$\text{де: } a = 29,162 \quad b = 535,827$$

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

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

$$\text{де: } a = 29,162 \quad b = 267,914$$

Максимальна температура процесу згоряння.

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

$$\text{де: } A = 283,843 \quad B = 30,896 \quad C = 67289,25$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot 10^{-5} \cdot C}}{2 \cdot A \cdot 10^{-5}}, ^\circ\text{C}$$

$$t_z = 1860,1 ^\circ\text{C} \quad T_z = 2133,1 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння:

$$P_{max} = \frac{\beta \cdot P_c \cdot T_z}{T_c}, \text{ кПа}$$

$$P_{max} = 9222,6 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску:

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

$$\lambda = 2,83$$

$$\Delta\lambda = 5,58\%$$

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

Ступінь попереднього розширення:

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

$$\rho = 1$$

2.3.7. Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення:

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

$$\delta = 10,5$$

Тиск в кінці розширення:

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

$$P_B = 511,4 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення:

$$T_B = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{К}$$

$$T_B = 1242,0 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів:

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

$$T_{\text{ср.г.}} = 966,1 \text{ К}$$

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

Температура залишкових газів:

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}}, \text{К}$$

$$T_r = 786,8 \text{ К}$$

Перевірка: $\frac{|T_r - T_r|}{T_r} \cdot 100\% = 4,05\%$

2.3.8. Індикаторні показники робочого процесу.

Середній теоретичний індикаторний тиск:

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

$$P'_{mi} = 1170,71 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД:

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

$$\eta_i = 0,42$$

Питома індикаторна витрата газу:

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i}, \text{м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

$$g_i = 1,31 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

2.3.9. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна-прототипу:

$$S_{пр} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня:

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30}, \text{м/с}$$

$$V_{п.ср.} = 6,8 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат:

$$P_M = 0,108 + 0,0148 \cdot V_{п.ср.}, \text{кПа}$$

$$P_M = 208,6 \text{ кПа}$$

Середній ефективний тиск:

$$P_{me} = P_{mi} - P_M, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 962,07 \text{ кПа}$$

Механічний ККД:

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

$$\eta_M = 0,82$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0,347$$

Питома ефективна витрата газу:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

$$g_e = 1,6 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$$

Годинна витрата газу:

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

$$B = 511,9 \text{ м}^3 / \text{год}$$

2.3.10. Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна:

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

$$V_{st} = 66,52 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,63 \text{ л}$$

Діаметр циліндра двигуна-прототипа:

$$d_{пр} = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна-прототипа:

$$S_{пр} = 340 \text{ мм}$$

Відношення:

$$m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}}$$

$$m = \frac{340}{250} = 1,36$$

Діаметр циліндра:

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}, \text{ мм}$$

$$d = 249,7 \text{ мм}$$

Хід поршня:

$$S = m \cdot d, \text{ мм}$$

$$S = 339,7 \text{ мм}$$

2.3.11. Уточнені розміри циліндра і двигуна
діаметр циліндра:

$$d = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня:

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна:

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

$$V_{st} = 66,73 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра:

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 16,68 \text{ л}$$

Ефективна розрахункова потужність двигуна:

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

$$P_{ep} = 321 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна:

$$P_{ecp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}, \text{ кВт}$$

$$P_{ecp} = 320,5 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{eep}} \cdot 100, \%$$

$$\Delta P_e = 0,3 \%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей ΔP_e менше 5%, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

2.3.12. Розрахунок параметрів турбокомпресора.

Тиск газоповітряної суміші після турбокомпресора знаходимо по формулі:

$$P_k = P_b + \Delta P_{ОНВ}, \text{ кПа}$$

де: $\Delta P_{ОНВ} = 5$ кПа – втрата тиску в охолоджувачі газоповітряної суміші

$$P_k = 145 \text{ кПа}$$

Втрата тиску повітря у фільтру – глушнику:

$$\Delta P_{вс} = 1,5 \text{ кПа}$$

Тиск повітря перед компресором:

$$P_{вс} = P_a - \Delta P_{вс}, \text{ кПа}$$

$$P_{вс} = 98,5 \text{ кПа}$$

Ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі:

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_{вс}}$$

$$\pi_k = 1,47$$

Масова витрата газоповітряної суміші через компресор:

$$G_{ГПС} = (1 + \alpha \cdot L_o) \cdot B \cdot \frac{P_0}{T_r} \cdot \left(\frac{r_{O_2}}{R_{O_2}} + \frac{r_{CH_4}}{R_{CH_4}} + \frac{r_{N_2}}{R_{N_2}} + \frac{r_{H_2}}{R_{H_2}} + \frac{r_{CO_2}}{R_{CO_2}} \right), \text{ кг/год}$$

$$G_{ГПС} = 849,2 \text{ кг/год}$$

Густина генераторного газу:

$$\rho = \frac{G_{ГПС}}{(1 + \alpha \cdot L_o) \cdot B}, \text{ кг/м}^3$$

$$\rho = 0,671 \text{ кг/м}^3$$

2.4 Розрахунок теплового балансу [11]

2.4.1. Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 320 \text{ кВт}$
Частота обертання колінвалу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру	$d = 250 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$
Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 6477,6 \text{ кДж/кг}$
Годинна витрата газу	$B_r = 511,9 \text{ м}^3/\text{год}$
Індикаторний ККД	$\eta_i = 0,42$
Ефективний ККД	$\eta_e = 0,35$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 2,473 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання	$M_2 = 2,626 \text{ кмоль/кг}$
Температура залишкових газів	$T_{\text{ср.г.}} = 966,1 \text{ К}$
Температура на початку стиску	$T_d = 342,2 \text{ К}$
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''v = 26,31 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'v = 21,81 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$
Середній індикаторний тиск	$P'_{mi} = 1170,71 \text{ кПа}$

2.4.2. Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_v + Q_r + Q_m + Q_{\text{н.в.}}$$

де: Q_e – Теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_v – Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_r – Теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_m – Теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$ – Невраховані теплові втрати.

2.4.3 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{\Pi} = \frac{B_{\Gamma} \cdot Q_{\text{Н}}}{3600}, \text{кВт}$$

$$Q_{\Pi} = 921,1 \text{ кВт}$$

У відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100 %

2.4.4. Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e, \text{кВт}$$

$$Q_e = 321 \text{ кВт}$$

У відсотковому відношенні:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100, \%$$

$$q_e = 34,8 \%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_{\Pi} \cdot \eta_e, \text{кВт}$$

$$Q'_e = 320 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку:

$$\Delta = \frac{(Q_e - Q'_e)}{Q_e} \cdot 100, \%$$

$$\Delta = 0,3 \%$$

Похибка не перевищує 1 %

2.4.5. Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{в}} = Q_w + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}}, \text{кВт}$$

де: Q_w – Теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{\text{т.п.}}$ – Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{\text{в.н.}}$ – Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра:

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}, \text{кВт}$$

де: $W_{\text{нап}}, W_{\text{ст}}, W_{\text{г.р.}}, W_{\text{вип}}$ – Відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиск, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап}} = 0 \qquad W_{\text{г.р.}} = 0,14$$

$$W_{\text{ст}} = 0 \qquad W_{\text{вип}} = 0,04$$

$$Q_w = 165,8 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна:

$$P_{\text{мд}} = (a \cdot b \cdot C_m) \cdot 10^3, \text{ кПа}$$

де: $a = 0,088$ $b = 0,0118$ – коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат.

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} = 6,8 \text{ м/с}$$

$$P_{\text{мд}} = 168,24 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}}, \text{ кПа}$$

$$P_{\text{ср.т}} = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_{\text{п}} = \frac{P_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{(30 \cdot Z)}, \text{ кВт}$$

де: V_s – Робочий об'єм циклу.

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S}{4}, \text{ м}^3$$

$$V_s = 0,0167 \text{ м}^3$$

$$P_{\text{п}} = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \cdot P_{\text{п}}, \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 50,5 \text{ кВт}$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}, \text{ кВт}$$

$$Q'_B = 216,3 \text{ кВт}$$

Тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{ТВ}} \cdot \Delta T_B}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де: $K = 1,5$ – Коефіцієнт запасу;

$\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$ – Середня щільність води;

$C_{\text{ТВ}} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ – Середня теплоємність води;

$\Delta T_B = 10 \text{ К}$ – Температурний перепад води в холодильнику.

$$V_B = 0,0077 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насоса:

$$P_{\text{в.н.}} = \frac{V_B \cdot \Delta P_B}{\eta_{\text{в.н.}}}, \text{ кВт}$$

де: $\Delta P_B = 98 \text{ кПа}$ – Гідравлічний опір системи охолодження;

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,65$ – ККД водяного насоса.

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

Тоді:

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

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}}, \text{ кВт}$$

$$Q_B = 217,5 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{П}}} \cdot 100, \%$$

$$q_B = 23,61 \%$$

2.4.6. Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_{\Gamma}}{3,6 \cdot 22,4} \cdot \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{\Gamma}} \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot (mC_p')_{T_0}^{T_d} \cdot t_d \right], \text{ кВт}$$

$$\text{де: } mC_p'' = 32,51 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$$mC_p' = 30,12 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

$$Q_{\Gamma} = 361,8 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 39,28 \%$$

2.3.7. Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насоса:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна:

$$Q_{m_1} = (Q_w + Q_{md}) - Q_v, \text{ кВт}$$

$$Q_{md} = \Delta_{md} \cdot Q_{\Pi}, \text{ кВт}$$

$$\text{де: } \Delta_{md} = \left(\frac{P_{md}}{P_{mi}} \right) \cdot \eta_i = 0,0608 - \text{Доля втрат в механізмах двигуна.}$$

Тоді:

$$Q_{md} = 56,0 \text{ кВт}$$

$$Q_{m_1} = 4,3 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення:

Витрата циркуляційного масла:

$$V_m = \frac{K \cdot Q_{m_1}}{\rho_m \cdot C_{tm} \cdot \Delta T_m}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де: $K = 1,5$ – Коефіцієнт запасу

$\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ – Щільність масла

$C_{tm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ – Середня теплоємність масла

$\Delta T_m = 8 \text{ К}$ – Температурний перепад масла в охолоджувачі

$$V_m = 0,0004 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{m.n.} = \frac{V_m \cdot P_0}{\eta_m \cdot 10^3}, \text{ кВт}$$

де: $P_0 = 350000$ Па – Робочий тиск масла в системі;

$\eta_m = 0,7$ – Механічний ККД масляного насоса.

$$P_{\text{м.н.}} = 0,21 \text{ кВт}$$

Тоді:

$$Q_{\text{м}_2} = P_{\text{м.н.}}, \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{м}_2} = 0,2 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м}_1} + Q_{\text{м}_2}, \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{м}} = 4,5 \text{ кВт}$$

У відсотковому відношенні:

$$q_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100, \%$$

$$q_{\text{м}} = 0,49 \%$$

2.4.8. Невраховані теплові втрати:

$$Q_{\text{н.в.}} = Q_{\text{п}} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{м}}), \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{н.в.}} = 16,4 \text{ Дж/с}$$

Що у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{н.в.}} = \frac{Q_{\text{н.в.}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100, \%$$

$$q_{\text{н.в.}} = 1,78 \%$$

Всі отриманні дані зведені в таблицю 2.4.1.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі	321,0	34,8
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	217,5	23,6
Теплота, яка виноситься випускними газами	361,8	39,3
Теплота, яка відводиться маслом	4,5	0,5
Невраховані теплові втрати	16,4	1,8
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	921,1	100

2.5. Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих на КШМ [12]

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

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень:

$$F_T = \frac{P_{\text{ц}} \cdot \pi \cdot D^2}{4}, \text{ Н}$$

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

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно-поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = \frac{r}{L}$ – кривошипно-шатунне відношення.

Сумарна сила:

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

Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру:

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

де: β – кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу:

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

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

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

Динамічний розрахунок двигуна 4ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

Діаметр поршня:	$D = 0,25 \text{ м}$
Частота обертання колінчастого валу:	$n = 600 \text{ об/хв}$
Ордината прийнята для P_{max} :	$h_{max} = 219,6 \text{ мм}$
Максимальний тиск згоряння:	$P_{max} = 9222,6 \text{ кПа}$
Кривошипно-шатунне відношення:	$\lambda = 0,25$
Масштаб індикаторної діаграми:	$m_p = 42,0 \text{ кПа/мм}$
Масштаб сил	$m_F = 2,06 \text{ кПа/мм}$
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально:	$m_s = 79,5 \text{ кг}$
Радіус кривошипу:	$R = 0,17 \text{ м}$
Кут максимального тиску:	$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$
Кутова швидкість колінчастого валу:	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 62,8 \text{ рад/с}$

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

Таблиця 2.5.1 Результати динамічного розрахунку

φ°	$P_{\text{ц}}$	F_r	F_i	F_d	F_H	F_p	$F_{\text{дог}}$	F_r	F_i	F_d	F_H	F_p	$F_{\text{дог}}$
пкв	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	3,8	7,83	-66,63	-58,80	0,0	-58,80	0,0	3,8	-32,3	-28,5	0,0	-28,5	0,0
15	3,8	7,83	-63,02	-55,19	-3,58	-52,39	-17,74	3,8	-30,6	-26,8	-1,7	-25,4	-8,6
30	3,8	7,83	-52,82	-44,99	-5,67	-36,13	-27,41	3,8	-25,6	-21,8	-2,8	-17,5	-13,3
45	3,8	7,83	-37,69	-29,86	-5,36	-17,32	-24,91	3,8	-18,3	-14,5	-2,6	-8,4	-12,1
60	3,8	7,83	-19,99	-12,16	-2,70	-3,74	-11,88	3,8	-9,7	-5,9	-1,3	-1,8	-5,8
75	3,8	7,83	-2,26	5,58	1,39	0,10	5,74	3,8	-1,1	2,7	0,7	0,0	2,8
90	3,8	7,83	13,33	21,16	5,46	-5,46	21,16	3,8	6,5	10,3	2,7	-2,7	10,3
105	3,8	7,83	25,34	33,17	8,25	-16,56	29,90	3,8	12,3	16,1	4,0	-8,0	14,5
120	3,8	7,83	33,31	41,14	9,12	-28,47	31,07	3,8	16,2	20,0	4,4	-13,8	15,1
135	3,8	7,83	37,69	45,52	8,18	-37,97	26,41	3,8	18,3	22,1	4,0	-18,4	12,8
150	3,8	7,83	39,50	47,33	5,96	-43,97	18,50	3,8	19,2	23,0	2,9	-21,3	9,0
165	3,8	7,83	39,94	47,33	3,10	-46,95	9,37	3,8	19,4	23,2	1,5	-22,8	4,5
180	3,8	7,83	39,98	47,81	0,0	-47,81	0,0	3,8	19,4	23,2	0,0	-23,2	0,0
195	3,8	7,83	39,94	47,78	-3,10	-46,95	-9,37	3,8	19,4	23,2	-1,5	-22,8	-4,5
210	3,9	8,04	39,50	47,53	-5,99	-44,16	-18,58	3,9	19,2	23,1	-2,9	-21,4	-9,0
225	4,1	8,45	37,69	46,14	-8,29	-38,48	-26,76	4,1	18,3	22,4	-4,0	-18,7	-13,0
240	4,6	9,48	33,31	42,79	-9,49	-29,61	-32,31	4,6	16,2	20,8	-4,6	-14,4	-15,7
255	5,5	11,33	25,34	36,67	-9,12	-18,30	-33,06	5,5	12,3	17,8	-4,4	-8,9	-16,0

Продовження таблиці 2.5.1													
270	7,0	14,42	13,33	27,75	-7,16	-7,16	-27,75	7,0	6,5	13,5	-3,5	-3,5	-13,5
285	9,4	19,37	-2,26	17,11	-4,26	0,32	-17,63	9,4	-1,1	8,3	-2,1	0,2	-8,6
300	13,8	28,44	-19,99	8,45	-1,87	2,60	-8,25	13,8	-9,7	4,1	-0,9	1,3	-4,0
315	22,2	45,75	-37,69	8,06	-1,45	4,67	-6,72	22,2	-18,3	3,9	-0,7	2,3	-3,3
330	38,2	78,72	-52,82	25,89	-3,26	20,79	-15,77	38,2	-25,6	12,6	-1,6	10,1	-7,7
345	73,9	152,28	-63,02	89,26	-5,79	84,72	-28,69	73,9	-30,6	43,3	-2,8	41,1	-13,9
360	112,0	230,84	-66,63	164,16	0,0	164,16	0,0	112,0	-32,3	79,7	0,0	79,7	0,0
375	155,7	320,84	-63,02	257,81	16,72	244,70	82,87	155,7	-30,6	125,1	8,1	118,8	40,2
390	94,1	193,90	-52,82	141,08	17,77	113,29	85,93	94,1	-25,6	68,5	8,6	55,0	41,7
405	55,6	114,57	-37,69	76,88	13,81	44,60	64,13	55,6	-18,3	37,3	6,7	21,6	31,1
420	35,8	73,77	-19,99	53,78	11,93	16,56	52,54	35,8	-9,7	26,1	5,8	8,0	25,5
435	25,0	51,52	-2,26	49,26	12,26	0,91	50,75	25,0	-1,1	23,9	5,9	0,4	24,6
450	18,6	38,33	13,33	51,65	13,34	-13,34	51,65	18,6	6,5	25,1	6,5	-6,5	25,1
465	15,3	31,53	25,34	56,86	14,15	-28,39	51,26	15,3	12,3	27,6	6,9	-13,8	24,9
480	14,0	28,85	33,31	62,16	13,79	-43,02	46,94	14,0	16,2	30,2	6,7	-20,9	22,8
495	12,4	25,55	37,69	63,24	11,36	-52,75	36,69	12,4	18,3	30,7	5,5	-25,6	17,8
510	10,5	21,64	39,50	61,13	7,70	-56,79	23,90	10,5	19,2	29,7	3,7	-27,6	11,6
525	8,4	17,31	39,94	57,25	3,71	-56,26	11,23	8,4	19,4	27,8	1,8	-27,3	5,5
540	6,9	14,22	39,98	54,19	0,0	-54,19	0,0	6,9	19,4	26,3	0,0	-26,3	0,0
555	4,7	9,68	39,94	49,63	-3,22	-48,77	-9,74	4,7	19,4	24,1	-1,6	-23,7	-4,7

Продовження таблиці 2.5.1													
570	3,7	7,52	39,50	47,02	-5,92	-43,68	-18,38	3,7	19,2	22,8	-2,9	-21,2	-8,9
585	3,6	7,42	37,69	45,11	-8,10	-37,62	-26,17	3,6	18,3	21,9	-3,9	-18,3	-12,7
600	3,6	7,42	33,31	40,73	-9,03	-28,19	-30,76	3,6	16,2	19,8	-4,4	-13,7	-14,9
615	3,6	7,42	25,34	32,27	-8,15	-16,35	-29,53	3,6	12,3	15,9	-4,0	-7,9	-14,3
630	3,6	7,42	13,33	20,74	-5,36	-5,36	-20,74	3,6	6,5	10,1	-2,6	-2,6	-10,1
645	3,6	7,42	-2,26	5,16	-1,28	0,10	-5,32	3,6	-1,1	2,5	-0,6	0,0	-2,6
660	3,6	8,59	-19,99	-11,40	2,53	-3,51	11,13	4,2	-9,7	-5,5	1,2	-1,7	5,4
675	3,6	7,42	-37,69	-30,27	5,44	-17,56	25,25	3,6	-18,3	-14,7	2,6	-8,5	12,3
690	3,6	7,42	-52,82	-45,40	5,72	-36,46	27,66	3,6	-25,6	-22,0	2,8	17,7	13,4
705	3,6	7,42	-63,02	-55,61	3,61	-52,78	17,87	3,6	-30,6	-27,0	1,7	-25,6	8,7
720	3,6	7,42	-66,63	-59,21	0,0	-59,21	0,0	3,6	-32,3	-28,7	0,0	-28,7	0,0

3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ПУСКУ ДЛЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА

4ГЧН25/34

3.1. Особливості пускового режиму двигуна

Пусковий режим двигуна охоплює проміжок часу від початку обертання колінчастого валу до моменту встановлення стабільного згоряння робочої суміші. Саме в цей період відбувається поступове зростання індикаторної потужності та перехід агрегату на автономну роботу без використання пускових засобів. Під час аналізу пускового процесу необхідно враховувати дві основні групи факторів – внутрішні та зовнішні. Цей етап є одним із найкритичніших для двигуна, оскільки саме під час пуску спостерігається найбільше навантаження на елементи кривошипно-шатунного механізму, мастильну систему та систему живлення. Від успішності пуску залежить здатність двигуна швидко вийти на робочий режим та уникнути передчасних зношувань [5].

Внутрішня проблема пуску полягає у створенні в циліндрах умов, необхідних для samozapalювання та ефективного згоряння робочої суміші. Вирішальне значення для ініціювання запалювання мають температура та тиск повітря на момент упорскування палива. Чим більшим є тиск повітря наприкінці стиску при заданій температурі, тим інтенсивніше проходять процеси розпилювання, нагрівання та випаровування палива [5].

На пуск також суттєво впливає якість підготовки паливної системи: ступінь очищення палива, працездатність форсунок, рівномірність розпилу та відповідність фактичного тиску упорскування розрахунковим значенням. У момент пуску паливна апаратура працює в умовах зниженої швидкості руху деталей, що може погіршувати розпилювання та затримувати ініціацію згоряння [5].

При цьому сама поява першого спалаху не свідчить про завершення пускового періоду. Двигун здатний перейти на самостійну роботу лише за умови, що з кожним наступним циклом відбувається приріст надлишкової

роботи газів, достатньої для подолання сил опору та збільшення частоти обертання колінчастого валу [5].

У цей час спостерігається нестабільна робота окремих циліндрів, коливання тиску згоряння та нерівномірність обертання колінчастого валу. Для запобігання зривам пуску необхідно забезпечити точний момент упорскування та наявність мінімально необхідної температури для займання паливного факела.

Зовнішня проблема пуску пов'язана з необхідністю подати двигуну достатній запас енергії для розкручування колінчастого валу до мінімальної швидкості, яка забезпечує стабільний запуск. Ця швидкість називається мінімальними пусковими обертами n_{pmin} . Її значення визначається конструкцією двигуна, його тепловим станом та швидкохідністю. Під час запуску вал обертається повільно, що ускладнює досягнення необхідних параметрів стиску [5].

До зовнішніх чинників також належать: стан акумуляторних батарей (для електростартерного запуску), тиск у пневмосистемі (для пневмопуску), в'язкість мастила, стан редукторів і муфт пускового приводу. У холодний період року навіть незначне підвищення в'язкості мастила може збільшити момент опору у 2 – 3 рази, що істотно ускладнює запуск двигуна [5].

Основні чинники, що впливають на умови пуску:

Тиск упорскування палива змінюється зі зміною частоти обертання за законом, близьким до квадратичного:

$$P_{\text{ф}} \approx A \cdot n^2$$

Збільшені зазори між деталями циліндро-поршневої групи в умовах низьких температур і малої швидкості руху призводять до значних втрат повітряного заряду. Це зумовлює зниження тиску p_c і температури T_c в кінці стиску [5].

Підвищені теплові втрати у пусковий період виникають через інтенсивний теплообмін між повітряним зарядом і холодними стінками циліндра, збільшений час теплообміну та втрати через зазори. У результаті

середній показник політропи стиску n_1 під час пуску є значно нижчим, ніж у прогрітого двигуна:

$$P_c = P_a \cdot P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} [5]$$

Мінімальні пускові оберти можна отримати орієнтовно, виходячи з того, що $n_{\min}^{\Pi}$ повинні забезпечити:

- проходження механізму через мертві точки;
- температуру стисненого повітря, достатню для надійного запалювання;
- задовільні умови сумішоутворення та мастила[5].

Оскільки теоретичні розрахунки мають значну похибку, на практиці орієнтуються на емпіричні дані. Доведено, що для більшості дизелів пуск забезпечується, коли середня швидкість поршня становить:

$$c_m = 0,9 \dots 1,5 \text{ м/с}$$

Звідси:

$$n_{n \min} = \frac{(27 \dots 45)}{S}, \text{ об/хв}$$

де S – хід поршня, м.

Значення $n_{\min}^{\Pi}$ залежать від температури двигуна перед пуском, умов довкілля, температури палива, мастила та охолоджувальної рідини. Для двигунів із безпосереднім упорскуванням потрібні найменші пускові обороти, а для вихрекамерних і передкамерних дизелів — значно вищі [5].

3.2. Способи пуску, потужність пускового пристрою та витрата повітря.

Для досягнення пускової частоти обертання необхідно підвести до двигуна певну кількість енергії, яку забезпечує пусковий пристрій. Вибір способу пуску залежить від конструкції, призначення, габаритів і потужності двигуна. На практиці застосовують:

- Електростартерний пуск – здійснюється за допомогою електричного стартера, який отримує живлення від акумуляторної батареї або генератора та обертає колінчастий вал до моменту запуску двигуна.
- Пуск стисненим повітрям – для запуску застосовуються балони зі стисненим повітрям, яке подається у циліндри двигуна, створюючи обертання колінчастого валу без використання електрообладнання.
- Ручний пуск – відбувається шляхом фізичного обертання колінчастого валу вручну за допомогою рукоятки, шнура або пускового важеля; застосовується на малопотужних двигунах.
- Інерційний пуск – оснований на попередньому розкручуванні маховика (механічно або електродвигуном) з подальшою передачею накопиченої енергії на колінчастий вал двигуна.
- Піростартерний пуск – здійснюється за рахунок енергії, утвореної під час згоряння піропатрона; створений тисковий імпульс приводить у рух поршні або турбіну стартера.
- Пуск від допоміжного двигуна – передбачає використання окремого малопотужного пускового двигуна (зазвичай бензинового або дизельного), який через редуктор або муфту розкручує основний силовий агрегат до пускових обертів [5].

Найпоширенішими є електростартерний і повітряний пуск. Ручний варіант застосовується лише на малих двигунах [5].

Електростартерний пуск здійснюється за допомогою швидкохідних електродвигунів постійного струму, які живляться від акумуляторів на 12, 24 або 36 В. Стартери здатні короткочасно (10–20 с) створювати значні пускові моменти [5].

Необхідна потужність пускового пристрою визначається за формулою:

$$P_n = \frac{P_t \cdot V_h \cdot n_{n \min} \cdot i}{0,45 \cdot \eta_n}$$

де:

p_t – середній тиск втрат,

V_h – робочий об’єм циліндра,
 η_n – ККД передавання енергії.

Можна скористатися питомою потужністю пускового пристрою:

$$P_{n.\text{пит}} = 1,1 \dots 1,25 \text{ кВт/дм}^3$$

тоді: $P_n = (1,1 \dots 1,25) \cdot V_h \cdot i$ [5]

Пуск стисненим повітрям використовується на потужних дизелях. Для забезпечення пуску в двигун у визначені моменти подається стиснуте повітря. Мінімальна кількість циліндрів для такого пуску:

6 – для 4 – тактних двигунів,

4 – для 2 – тактних.

Витрата повітря на один пуск визначається за формулою:

$$\Delta G = \frac{V_6}{R \cdot T} \cdot (p_0 - p_1), \text{ кг}$$

де:

V_6 – об’єм балона,

p_0, p_1 – тиск до та після пуску,

T – температура повітря,

$R = 287 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{град)}$ – газова постійна для повітря [5].

Способи полегшення запуску холодного двигуна

Для покращення умов запуску в умовах низьких температур застосовують такі методи:

а) Підігрівання двигуна від допоміжного агрегату – використання зовнішнього підігрівача або автономного передпускового пристрою, який нагріває блок циліндрів і робочі рідини, полегшуючи запуск.

б) Заповнення системи охолодження гарячою водою – перед запуском у сорочку охолодження заливають гарячу воду, що дозволяє швидко прогріти корпус двигуна та зменшити опір тертя.

в) Періодичний прогрів на холостому ході – двигун періодично запускають та дають попрацювати на низьких обертах, щоб підтримувати його у теплому стані та запобігти охолодженню.

г) Підігрівання повітря на впуску – повітря, що надходить у циліндри, підігрівають електронагрівачами або спеціальними пристроями, що сприяє кращому займанню робочої суміші.

д) Підігрівання мастила – мастило розігрівають у картері або масляних каналах для зниження його в'язкості, забезпечення швидкого мастила та зменшення навантаження на стартер.

е) Підігрівання палива – паливо перед подачею до двигуна нагрівають, щоб покращити його текучість, розпилення та займистість, що особливо актуально для дизельних систем у мороз [5].

3.3 Опис системи пуску двигуна-прототипу

Система пуску двигуна типу 6ГЧН25/34 призначена для забезпечення надійного запуску силової установки за допомогою стисненого повітря, що подається у циліндри незалежно від положення колінчастого валу. Пуск може здійснюватися як місцевим керуванням безпосередньо на двигуні, так і дистанційно шляхом натискання кнопки, що відкриває головний пусковий клапан 1 [5].

Після відкриття головного пускового клапана стиснене повітря надходить до пускових клапанів 10, розміщених у кришках циліндрів (у вихідному стані знаходяться в закритому положенні), а також до розподільвача повітря 2. Останній забезпечує фазування моменту подачі керуючого повітря до кожного пускового клапана відповідно до положення поршня. Керуюче повітря подається тоді, коли поршень циліндра перебуває у верхній мертвій точці перед початком робочого ходу [5].

Під дією тиску керуючого повітря пусковий клапан відкривається, забезпечуючи надходження повітря з головної пускової магістралі 12 у циліндр. У результаті тиск пускового повітря, прикладений до поверхні

поршня, викликає переміщення кривошипно-шатунного механізму та розкручування колінчастого вала. Коли частота обертання досягає значення, необхідного для займання газоповітряної суміші від свічок запалювання, двигун переходить у режим самостійної роботи. Після відпускання кнопки головний пусковий клапан автоматично закривається [5].

Для запобігання можливим аварійним станам на головній магістралі 12 встановлено запобіжний пристрій 9, який унеможливорює руйнування елементів системи у випадку прориву відпрацьованих газів під час зависання пускових клапанів [5].

Головний пусковий клапан

Головний (дозвільний) пусковий клапан типу РПК 25/80 призначений для подачі стисненого повітря у головну пускову магістраль під час запуску двигуна. Конструкція клапана передбачає наявність:

- кнопки ручного відкриття;

- електромагнітного виконавчого механізму для дистанційного керування.

Клапан забезпечує надійне перемикання режимів «пуск»/«закрито» та стабільність потоку стисненого повітря при роботі на тисках, що регламентуються технічними умовами для двигунів серії 6ГЧН25/34 [5].

Пусковий клапан

Пусковий клапан встановлюється в кришці кожного циліндра та подає пускове повітря безпосередньо до робочої порожнини циліндра. Конструктивно клапан складається з:

- корпусу 1;

- клапана 2, який розділяє порожнину А та об'єм циліндра;

- поршня 3, закріпленого у верхній частині штока;

- центрувальної втулки 4, що забезпечує співвісність руху;

- пружини 5, яка притискує клапан до гнізда в закритому положенні;

- робочого поршня 6 у ковпаку 7 [5].

Принцип дії полягає в наступному: під час запуску керуюче повітря з розподільвача надходить у порожнину А, переміщуючи робочий поршень 6 донизу. Унаслідок цього відкривається клапан 2, і пускове повітря надходить у циліндр. Після припинення подачі керуючого повітря клапан під дією пружини повертається у вихідне (закрите) положення [5].

У ковпаку 7 передбачено дренажний отвір В, через який відводиться повітря, що просочується з порожнини А або утворюється під поршнем 6 під час його переміщення. Дренування запобігає створенню небажаного надлишкового тиску і забезпечує коректну роботу механізму [5].

Розподільвач повітря

Розподільвач повітря встановлений на кожусі приводу розподільчого вала та забезпечує синхронізацію відкриття та закриття пускових клапанів відповідно до робочих фаз двигуна [5].

У корпусі 1 розміщено:

шість золотників для двигуна 6ГЧН25/34;

вісім золотників для двигуна 8ГЧН25/34 [5].

Золотники переміщуються у радіальному напрямку та незалежно один від одного. До розподільвача надходить керуюче повітря від головного пускового клапана, заповнюючи кільцеву порожнину Б та притискаючи золотники до пускового кулака 10 [5].

Кулак має спеціальний профіль зі зрізом, що забезпечує почергове з'єднання кільцевої порожнини Б з порожнинами С. У потрібні моменти часу це дозволяє передавати керуюче повітря до відповідного пускового клапана циліндра. Такий спосіб керування забезпечує чітку відповідність послідовності пуску фазам циклу двигуна та підвищує надійність запуску [5].

3.4 Визначення параметрів пневмостартера для газового двигуна 4ГЧН25/34

Запроектований газовий двигун 4ГЧН25/34, призначений для роботи на генераторному газі, має чотири циліндри, що дозволило зменшити його габаритні розміри та масу. Однак така компоновка унеможлиблює застосування стандартної пускової системи з безпосередньою подачею стисненого повітря в циліндри (циліндровий пуск), яка використовується на двигунах більшого типорозміру [13].

У зв'язку з цим в кваліфікаційній роботі передбачено використання пневмостартера іноземного виробництва. В Україні та країнах СНД на сьогодні відсутні виробники пневмостартерів, тому вибір здійснюється серед зарубіжних моделей. Перевага пневмостартера полягає у поєднанні достатньо високої потужності з порівняно малими габаритами й масою. Крім того, його конструкція відзначається простотою та високою надійністю, а такі елементи пускової системи, як повітряний компресор високого тиску та пневматичні балони, уже давно застосовуються у складі середньообертових двигунів [13].

Застосування електричного стартера для запуску газового двигуна типу 4ГЧН25/34 є малоефективним і технічно складним рішенням. Це пов'язано передусім із великою пусковою потужністю та значним об'ємом одного циліндра (приблизно 50 л). Для створення необхідного крутного моменту та обертів колінчастого валу електростартеру довелося б забезпечувати дуже високий пусковий струм [13].

Досвід експлуатації великих суднових і стаціонарних двигунів, а також дані з технічних джерел свідчать, що для двигунів подібного класу доводиться встановлювати два або навіть три електричні стартери, працюючі паралельно. Це значно ускладнює конструкцію пускової системи, збільшує її масу, габарити та підвищує імовірність відмов [13].

Крім того, електричний пуск потребує акумуляторних батарей великої ємності, здатних забезпечувати потужні пускові струми. Такі батареї мають високу вартість, значну масу та обмежений ресурс, вимагають постійного

контролю зарядженості, температурних умов і регулярного технічного обслуговування [13].

У сукупності ці фактори роблять електростартерний пуск для двигуна 4ГЧН25/34 технічно і економічно невиправданим, тому його застосування у даному випадку не є доцільним.

Розрахунок потужності пускового пристрою [13]

Орієнтовну потужність пускового пристрою визначають за питомою потужністю пускових систем:

$$P_{n.\text{пит}} = 1,1 \dots 1,25 \text{ кВт/дм}^3$$

Загальна необхідна потужність визначається залежно від об'єму робочого циліндра та кількості циліндрів:

$$P_n = (1,1 \dots 1,25) \cdot V_h \cdot i$$

де:

V_h – робочий об'єм одного циліндра, дм³;

i – кількість циліндрів.

Об'єм робочого циліндра двигуна 4ГЧН25/34 визначається за формулою:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$$

де

$D = 25$ см – діаметр поршня;

$S = 34$ см – хід поршня.

Підставивши вихідні дані, отримуємо:

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 25^2}{4} \cdot 34 = 16680 \text{ см}^3 = 16,68 \text{ дм}^3$$

Отже, розрахункова потужність пускового пристрою становить:

$$P_n = (1,1 \dots 1,25) \cdot 16,68 \cdot 4 = 73,4 \dots 84 \text{ кВт.}$$

Зважаючи на те, що проєктований двигун має невисокий ступінь стиску та працює на генераторному газі, допускається вибір пневмостартера із дещо меншою встановленою потужністю [13].

Обґрунтування вибору пневмостартера

Для запуску двигуна 4ГЧН25/34 обрано пневмостартер типу ST950CP виробництва INGERSOLL-RAND (США). Технічні характеристики вибраного агрегата наведені нижче:

максимальна частота обертання вихідної шестерні при тиску повітря $p=1,5$ МПа – $n_1=1800$ хв⁻¹;

максимальна потужність – $P = 40$ кВт;

кількість зубців ведучої шестерні – $z_1 = 11$;

модуль зубчастого зачеплення – $m=6$;

маса пневмостартера – $m_n = 28$ кг;

можливість роботи в обох напрямках обертання.

Вибір зазначеної моделі зумовлений її достатньою потужністю для запуску газового двигуна невеликого типорозміру, високою надійністю та компактністю, що дозволяє інтегрувати пусковий вузол у загальну компоновку силової установки [13].

Визначення передаточного відношення приводу пуску

Для оцінки параметрів зубчастої передачі між пневмостартером та колінчастим валом задаємося пусковою частотою обертання колінчастого вала:

$$n_2 = 80 \dots 100 \text{ хв}^{-1}$$

Подальші розрахунки — визначення передаточного числа приводу, параметрів зубчастої передачі та перевірка зубів на міцність — виконуються у розділі 3.5 дипломного проєкту [13].

3.5 Перевірочний розрахунок зубчастої передачі [14]

Вихідні дані

1.Потужність, що передається передачею:	$P_1 = 4000 \text{ Вт}$
2.Число обертів шестерні пневмостартера:	$n_1 = 1800 \text{ об/хв}$
3.Число зубів шестерні пневмостартера:	$z_1 = 11$
4.Число зубів шестерні маховика:	$z_2 = 180$
5.Модуль зуба:	$m = 6 \text{ мм}$
6.Твердість поверхні зубів шестерні і колеса:	$HRC = 48$
7.Ширина зуба шестерні:	$b_1 = 30 \text{ мм}$
8. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження поміж зубами:	$K_{H\alpha} = 1$
9. Коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині зуба:	$K_{H\beta} = 1$

Розрахунок

- 1.Ділильний діаметр шестерні пневмостартера:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 66 \text{ мм}$$

- 2.Ділильний діаметр шестерні маховика:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 1080 \text{ мм}$$

3. Передаточне відношення передачі:

$$u = \frac{d_1}{d_2} = 0,061$$

4. Міжосьова відстань передачі:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = 573 \text{ мм}$$

5. Кутова швидкість шестерні пневмостартера:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = 188,4 \text{ рад/с}$$

6. Крутний момент на шестерні пневмостартера:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = 212,31 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

7. Кругова сила в зацепленні:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = 6433,76 \text{ Н}$$

8. Кругова швидкість шестерні:

$$v_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = 6,22 \text{ м/с}$$

9. Коефіцієнт динамічної нагрздки:

$$K_{H\gamma} = 1,05$$

10. Контактні напруги в зацепленні:

$$\sigma_H = 436 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u + 1)}{d_1 \cdot b_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma}} = 829,6 \text{ Н/мм}^2$$

11. Допустима контактна напруга:

$$[\sigma]_{H_1} = 14 \cdot HRC + 170 = 842 \text{ Н/мм}^2$$

12. Коефіцієнт форми зуба при їх числі $z_1 = 11$:

$$Y_{F_1} = 3,61$$

13. Коефіцієнт форми зуба при їх числі $z_2 = 180$:

$$Y_{F_2} = 3,92$$

14. Коефіцієнт, що враховує розподіл нагрздки поміж зубами при їх згинанні:

$$K_{F\alpha} = 1$$

15. Коефіцієнт нерівномірності нагрздки по довжині зуба:

$$K_{F\beta} = 1$$

16. Коефіцієнт динамічної нагрздки:

$$K_{F\gamma} = 1,2$$

17. Напруга від згинання зубів колеса:

$$\sigma_{F_1} = Y_{F_1} \cdot \frac{F_t}{b_1 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma} = 154,8 \text{ Н/мм}^2$$

18. Напруга від згинання зубів шестерні:

$$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} \cdot \frac{Y_{F_2}}{Y_{F_1}} = 168,1 \text{ Н/мм}^2$$

19. Допустима напруга в зубі від згинання

$$[\sigma]_F = 370 \text{ Н/мм}^2$$

Висновок: Результати розрахунку показали, що працездатність зубчастої передачі забезпечується так як напруги контактні та згинальні не перевищують допустимих напруг для матеріалу шестернів.

3.6 Опис запроєктованої системи пуску

Запроєктована система пуску газового двигуна типу 4ГЧН25/34 (див. аркуш 5 комплексу креслень до магістерської роботи) включає комплекс основного обладнання, призначеного для забезпечення надійного запуску силової установки. До складу системи входять: пневмостартер 1, змонтований на спеціальному кронштейні та закріплений на рамі агрегату в зоні розташування маховика; редуктор 2, який забезпечує пониження тиску пускового повітря з 3,0 МПа до 1,5 МПа; фільтр 3 для очищення повітря від механічних домішок; запобіжний клапан 11, що лімітує максимальний тиск повітря перед пневмостартером; а також пусковий клапан 4, який подає повітря безпосередньо до пневмостартера.

Керування дистанційним пуском здійснюється через електромагнітний клапан 6, на який надходить електричний сигнал при натисканні кнопки «Пуск» на шафі керування агрегатом. З'єднання основних елементів системи реалізоване за допомогою трубопроводів 7, 8, 22, патрубку 12, трійника 10 та коліна 21. Монтаж виконано на різьбових з'єднаннях з використанням контргайок. Готовий трубопровід закріплений на кронштейнах 9, встановлених на рамі двигуна-генератора. Для контролю параметрів після редуктора 2 на трійнику 16 встановлено манометр, який забезпечує можливість візуального контролю тиску.

Окрім основного трубопроводу подачі пускового повітря, система містить контури керуючого повітря, що виконані у вигляді трубок 14, 18 та 23.

Для запуску двигуна до редуктора 2 необхідно подати пускове повітря тиском 3 МПа, відкривши вентиль на головці пускового балона, розташованого окремо від двигуна в приміщенні електростанції. Наповнення балона забезпечується компресором високого тиску, наявним у складі обладнання електростанції.

Процес запуску здійснюється шляхом натискання та утримання кнопки «Пуск» на панелі керування. Стиснуте повітря через трубку 18 надходить у пневмостартер 1, переміщуючи його вал із шестернею до зачеплення зі зубчастим вінцем маховика. Після цього керуюче повітря по трубці 23 подається до пускового клапана, який відкриває доступ пускового повітря до пневмостартера. Пневмостартер розкручує колінчастий вал двигуна до необхідних пускових обертів.

У момент появи перших спалахів газоповітряної суміші в циліндрах та збільшення частоти обертання колінчастого вала кнопку «Пуск» відпускають. Тиск у циліндрі пневмостартера знижується, після чого вал із шестернею виходить із зачеплення з маховиком. На цьому процес пуску двигуна вважається завершеним.

4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці при експлуатації газового двигуна, який працює на піролізному газу.

Охорона праці при експлуатації газового двигуна, що працює на піролізному газу, є комплексом організаційних, технічних та санітарно-гігієнічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки персоналу та запобігання аварійним ситуаціям. Особливості роботи на піролізному газі визначають підвищені вимоги до герметичності системи подачі палива, контролю складу газу, роботи вентиляції й систем безпеки, оскільки це паливо може містити чадний газ, водень, сірководень та смолисті компоненти, що суттєво збільшують рівень професійних ризиків [15].

Загальні вимоги безпечної експлуатації

До роботи з газовим двигуном допускається лише персонал, що пройшов відповідну підготовку та інструктаж. Оператор повинен володіти знаннями щодо можливих небезпечних факторів, порядку пуску та зупинки установки, контролю технологічних параметрів та дій у разі аварійної ситуації [15].

Усі системи двигуна повинні регулярно проходити технічні огляди, перевірку герметичності та функціонування запобіжних пристроїв. Технічне обслуговування необхідно проводити тільки після повного відключення подачі газу та зниження тиску в системі до атмосферного [15].

Основні небезпечні фактори при роботі з піролізним газом:

- токсичність (CO, H₂S);
- вибухонебезпечність газоповітряних сумішей;
- корозійний вплив домішок;
- осадження смол у трубопроводах;
- ризик недопалів та зворотного удару полум'я.

У зв'язку з цим необхідно використовувати фільтраційно-очисні системи, газоаналізатори, аварійні відсікачі газу та ефективну вентиляцію [15].

Санітарні норми шуму

Газові двигуни середнього та великого літражу, зокрема типу 4ГЧН25/34, є джерелом інтенсивного виробничого шуму. Тривалий вплив шуму призводить до зниження працездатності, порушення слуху та загального стомлення працівників. Тому рівні шуму повинні суворо відповідати санітарним нормам [15].

Таблиця 4.1 – Допустимі рівні шуму на робочих місцях згідно з ДСН 3.3.6.037–99

Характеристика шуму	Тривалий шум протягом робочої зміни	Короткочасний шум (до 1 хв.)	Імпульсний шум	Пікові значення шуму
Максимально допустимий рівень, дБА	80	85	90	110

Для забезпечення нормативних рівнів шуму встановлюють глушники у впускній та випускній системах, застосовують шумоізолюючі кожухи, а персонал забезпечують протишумовими навушниками або вкладишами [15].

Санітарні норми вібрації

Робота двигуна внутрішнього згоряння супроводжується вібрацією, яка може передаватись через раму, підлогу та органи керування. Тривалий вплив вібрації спричиняє порушення опорно-рухового апарату, зміни в периферичному кровообігу, захворювання хребта [15].

Таблиця 4.2 – Допустимі параметри загальної виробничої вібрації (ДСН 3.3.6.039–99)

Частотний діапазон, Гц	1-4	4-8	8-31,5	31,5-63
Допустиме прискорення, м/с ²	0,63	0,45	0,32	0,22
Допустима швидкість вібрації, мм/с	4,5	4,0	2,5	1,6

Для зменшення впливу вібрації застосовують антивібраційні подушки, демпфери, рами на еластичних опорах. Робоче місце оператора оснащують сидінням із віброзахистом [15].

Приміщення та газове господарство для розміщення двигуна повинно бути обладнане:

- системою природної та примусової вентиляції;
- газоаналізаторами метану, водню та СО;
- аварійною сигналізацією;
- протипожежними засобами (вогнегасниками, системою порошкового або газового пожежогасіння).

Газопроводи повинні бути корозійностійкими, терmostійкими та герметичними. Усі стики перевіряються не рідше ніж один раз на місяць [15].

Перед запуском двигуна необхідно продути систему подачі повітрям, переконатися у відсутності витоків газу, перевірити справність запобіжних клапанів та пускової апаратури. Подавання піролізного газу дозволяється тільки після виходу двигуна на мінімально безпечну швидкість обертання [15].

Персонал, який працює з газовим двигуном, повинен бути забезпечений:

- фільтрувальними респіраторами або протигазами;
- захисними окулярами;
- протишумовими навушниками;
- спецодягом та рукавицями;
- діелектричним інструментом.

Дії у разі витoku газу або спрацювання газоаналізатора необхідно:

- негайно зупинити двигун та перекрити подачу газу;
- увімкнути аварійну вентиляцію;
- евакуювати персонал у безпечну зону;
- повідомити відповідального за газове господарство;
- проводити ремонт лише після повного усунення небезпеки.

Забезпечення охорони праці при роботі з газовим двигуном, що працює на піролізному газу, є критично важливим фактором безпечної експлуатації. Виконання нормативних вимог щодо шуму, вібрації, вентиляції, контролю загазованості та технічного обслуговування дозволяє мінімізувати ризики для

персоналу і забезпечує стабільну та екологічно безпечну роботу обладнання[15].

4.2 Захист навколишнього середовища при роботі газового двигуна.

Екологічна безпека є одним із ключових аспектів під час проектування, виготовлення та експлуатації газових двигунів, зокрема тих, що працюють на альтернативних паливах, таких як піролізний газ. Використання газових двигунів у промисловості, енергетиці та комунальному секторі передбачає мінімізацію шкідливого впливу на атмосферу, ґрунт, водні ресурси та довкілля загалом. Тому необхідним є дотримання комплексу технічних, організаційних і природоохоронних заходів [15].

Зменшення викидів забруднювальних речовин

Піролізний газ у порівнянні з традиційними вуглеводневими видами палива (дизельне паливо, бензин) характеризується нижчим рівнем утворення шкідливих речовин. Однак у його складі можуть міститися домішки (смоли, аміак, сірководень, CO), що потребують попередньої очистки та контролю. Основними екологічними аспектами є такі:

- Оксиди азоту (NO_x): утворюються при високих температурах згоряння. Для їхнього зменшення застосовують рециркуляцію відпрацьованих газів (EGR), оптимізацію моменту запалювання та збіднення робочої суміші.
- Чадний газ (CO): концентрація CO знижується шляхом точного налаштування складу суміші та підтримання оптимальної температури згоряння.
- Незгорілі вуглеводні (HC): їх кількість зменшується за рахунок стабільної роботи системи запалення та якісного змішування палива з повітрям.
- Тверді частинки та смолисті сполуки: у піролізному газі їх усувають через застосування циклонних фільтрів, скрубберів, адсорбційних систем або багатоступеневої газоочистки [15].

Таблиця 4.3 Орієнтовний вміст забруднювальних речовин у вихлопі газового двигуна на піролізному газі

Викиди	Концентрація до очистки	Концентрація після очистки	Од. виміру
Оксиди азоту	250–350	50–80	мг/м ³
Чадний газ	120–200	20–30	мг/м ³
Незгорілі вуглеводні	50–80	5–10	мг/м ³
Тверді частинки	15–25	2–5	мг/м ³

Системи нейтралізації відпрацьованих газів

Для забезпечення відповідності сучасним екологічним нормам та зменшення токсичності відпрацьованих газів використовують такі технічні рішення:

- Каталітичні нейтралізатори, що окиснюють CO та HC до CO₂ і H₂O.
- Селективні каталітичні нейтралізатори (SCR) для зниження NO_x за допомогою впорскування розчину сечовини.
- Окислювальні фільтри, що вловлюють частинки та перетворюють їх у менш шкідливі речовини.
- Теплові допалки, які спалюють продукти неповного згоряння перед викидом.

Застосування таких систем дозволяє не лише покращити екологічні показники двигуна, а й підвищити його енергоефективність за рахунок оптимізації процесу згоряння [15].

Зниження рівня шуму та вібрацій

Газові двигуни під час роботи створюють акустичне навантаження на довкілля. З метою дотримання санітарних норм застосовуються такі заходи:

- Використання шумоглушників на впуску й випуску, що знижують інтенсивність звукових хвиль.
- Встановлення двигуна на антивібраційних опорах для зменшення передавання коливань на фундамент і навколишні конструкції.

- Звукоізоляційні кожухи або захисні капоти, які локально знижують шум біля робочої зони.
- Оптимізація режимів роботи двигуна для уникнення резонансних частот [15].

Екологічно безпечна експлуатація та технічне обслуговування

Правильне технічне обслуговування є важливим фактором у забезпеченні екологічної безпеки. Основні рекомендації:

- Регулярний контроль якості піролізного газу та ефективності газоочистки.
- Перевірка стану свічок запалювання, елементів газорозподілу та паливної апаратури.
- Герметизація паливних магістралей для уникнення витоків газу.
- Періодичний контроль складу відпрацьованих газів за допомогою газоаналізаторів.
- Планове обслуговування системи вентиляції картерних газів та каталізаторів.

Ці заходи запобігають підвищенню токсичності викидів та забезпечують стабільну роботу двигуна [15].

Охорона ґрунту та водних ресурсів

У ході експлуатації газового двигуна існують ризики забруднення земельних та водних ресурсів мастилом, конденсатом, відпрацьованими технічними рідинами. Для їхнього усунення передбачено:

- Герметичні маслозбиральні піддони, що перешкоджають потраплянню мастила в ґрунт.
- Системи очищення та утилізації конденсату, який може містити шкідливі домішки.
- Правильне зберігання мастильних матеріалів у спеціальних контейнерах.
- Закриті майданчики для ремонту, обладнані маслозбірниками та фільтраційними установками [15].

Зменшення впливу на атмосферу та клімат

Застосування піролізного газу має низку екологічних переваг:

- зниження викидів CO₂ порівняно з використанням дизельного палива;
- можливість утилізації відходів, біомаси й полімерних матеріалів, що сприяє зменшенню кількості сміття;
- зниження навантаження на традиційні джерела викопного палива.

Крім того, двигуни на піролізному газі можуть працювати в когенераційних установках, виробляючи одночасно електроенергію та тепло, що підвищує загальну енергоефективність і зменшує витрати палива [15].

Виконання екологічних та санітарних норм

Експлуатація газового двигуна має відповідати чинним стандартам, зокрема:

- ДСТУ з охорони атмосферного повітря;
- Санітарним нормам шуму та вібрації;
- Екологічним вимогам до роботи енергетичного обладнання;
- Нормативам з охорони водних ресурсів і ґрунту.

Регулярний моніторинг параметрів викидів, шуму та стану довкілля довкола установки є обов'язковим елементом системи екологічного контролю [15].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі «Вдосконалення системи пуску для 4 - тактного газового двигуна потужністю 320 кВт, що працює на піролізного газу. Прототип - 6ГЧН25/34.» виконано комплексне дослідження та проектування 4-тактного газового двигуна потужністю 320 кВт, призначеного для роботи на піролізному газі, а також розроблено вдосконалену систему пуску на базі пневмостартера. У ході роботи отримано результати, що підтверджують технічну доцільність, ефективність та експлуатаційну надійність запропонованих інженерних рішень.

У вступній частині обґрунтовано актуальність застосування альтернативних видів палива в енергетичних установках, зумовлену потребою зменшення залежності від традиційних нафтопродуктів, підвищення ефективності енергогенерації та зниження негативного впливу на навколишнє середовище.

У загальному розділі розглянуто класифікацію та властивості газоподібних палив, зокрема піролізного газу, а також виконано аналіз конструкції двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, що дало можливість визначити конструктивні та експлуатаційні особливості, важливі для модернізації та проектування нового агрегату.

У конструкторському розділі обґрунтовано вибір основних параметрів робочого циклу, виконано розрахунок робочого процесу, теплового балансу та динамічний розрахунок двигуна. Отримані показники підтвердили можливість стабільної роботи двигуна на піролізному паливі при забезпеченні заданої потужності та економічних характеристик. Проведені теплотехнічні обчислення показали узгодженість між процесами газообміну, горіння та тепловідведення, що забезпечує оптимальне функціонування агрегату.

У третьому розділі виконано порівняльний аналіз існуючих способів пуску, обґрунтовано необхідність застосування пневмостартера та розраховано його основні параметри для взаємодії з двигуном 4ГЧН25/34.

Проведено розрахунок на міцність зубчастої передачі між шестернею пневмостартера та шестернею маховика, який підтвердив її працездатність, оскільки контактні та згинальні напруги не перевищують допустимих значень для обраних матеріалів. Розроблена схема пуску вирізняється простотою конструкції, підвищеною надійністю та зменшеними експлуатаційними витратами в порівнянні зі штатною системою.

У розділі охорони праці та захисту навколишнього середовища визначено основні небезпечні та шкідливі фактори, притаманні експлуатації газових ДВЗ, зокрема шум, вібрації, загазованість, підвищені температури, пожежонебезпечність та електричні ризики. Запропоновано комплекс заходів для їх мінімізації, включаючи використання систем вентиляції, теплоізоляції нагрітих поверхонь, засобів індивідуального захисту, а також інженерні рішення для зменшення рівня шуму та вібрацій. Окремо розглянуто екологічний вплив роботи газового двигуна та способи зниження викидів токсичних компонентів, що сприяє покращенню санітарно-гігієнічних умов експлуатації.

У результаті виконання магістерської роботи розроблено технічно обґрунтований та працездатний проект газового двигуна з ефективною та надійною пусковою системою. Отримані результати підтверджують відповідність запропонованих інженерних рішень сучасним вимогам до енергоефективності, екологічної безпеки та експлуатаційної надійності енергетичного обладнання. Робота має практичну цінність і може бути використана у сфері проектування стаціонарних енергетичних установок, що працюють на альтернативних видах палива.

ДЖЕРЕЛА ІФОРМАЦІЇ

1. Бойко, В. С. Альтернативні види палива та їх застосування в енергетиці. – Київ: Наукова думка, 2018. – 312 с.
2. Хрульов В. Є. Екологія двигунів внутрішнього згоряння. – Харків: ХНАДУ, 2019. – 268 с.
3. Патрахальцев, В. Г. Газифікація твердого палива. – Львів: Афіша, 2016. – 286 с.
- 4 Bridgwater, A. Biomass Gasification and Pyrolysis. – Oxford: Elsevier, 2019.
5. Клименко В.Н., Мазур А.И., Письменный Е.Н., Багрий П.И., Гелетуха Г.Г. Когенерационные системы с тепловыми двигателями : справочное пособие. – 3 часть. Институт технической теплофизики НАН Украины. – К. : ИПЦ АЛКОН НАН Украины , 2016 – 528 с.
6. Костюк А. Г., Федоров М. П. Судові та стаціонарні газові двигуни. – М.: Машиностроение, 2012. – 512 с.
7. Гриневецкий Н.Ф., Мазинг Г.Ф. Рабочие процессы поршневых двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1977. — 287 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Под ред. Р.Р. Хачияна. — М.: Машиностроение, 1985. — 432 с.
9. Гудак В.А., Шевченко В.А. Газовые и газодизельные двигатели: теория, расчёт, конструирование. — Х.: ООО «Планета-Принт», 2013. — 512 с.
10. Курбанов А.А. Газовые ДВС: процессы, параметры, расчёт и эксплуатация. — СПб.: БХВ-Петербург, 2010. — 384 с.
11. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». // Доценко С.М.– Первомайськ: ПФ НУК, 2021 - 50 с.
12. Коваленко І.М. Конструкція та динаміка ДВЗ. Методичні вказівки до виконання розрахунків основних деталей двигунів внутрішнього згоряння. - Первомайськ, 2010. - 57 с.

13. INGERSOLL-RAND. ST950CP Pneumatic Starter Technical Manual. USA: Ingersoll-Rand, 2019. – 24 p.
14. Беляєв В.І. Механіка зубчастих передач: навч. посібник. – Київ: Наукова думка, 2015. – 256 с.
15. Основи охорони праці: Підручник. 2-ге видання, доповнене та перероблене. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз'яков, Л. О. Мітюк. — К.: Основа, 2006 — 448 с.