

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

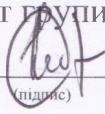
«09» 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення потужності двигуна газової електростанції шляхом розроблення системи впорскування газу.

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-24з


Шевчук Д.В.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ІМ та ТМ,

к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)


Познанський А.С.
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

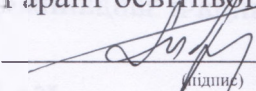
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

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 Шевчуку Данилу Валерійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення потужності двигуна газової електростанції шляхом розроблення системи впорскування газу».

Керівник роботи к.т.н, доцент Познанський А.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 15.09.2025 року № 08/25

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 08.10.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8ЧН 25/34 потужністю 2500 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів роботи):
Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Науковий розділ.
Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки.
кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд газо-дизельної електростанції. 2. Поперечний розріз двигуна 8ЧН 25/34. 3. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки. 4. Клапан впорскування газового палива. 5. Принципова схема паливної системи двигуна 8ЧН 25/34.

6. Консультанти роботи

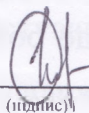
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «15»вересня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

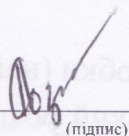
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.09.2025	
2	Загальний розділ.	23.09.2025	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2025	
4	Науковий розділ.	28.10.2025	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	08.12.2025	

Студент


(підпис)

Шевчук Д.В.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н, доцент Познанський А.С.

АНОТАЦІЯ

В магістерській роботі наведені результати проектування двигуна внутрішнього згорання, який працює на газовому паливі (природний газ) для стаціонарної еклектичної станції. В якості базового був обраний двигун 8ЧН 25/34 потужністю 600 кВт.

В якості робочого циклу був обраний цикл з домішкою дизельного палива та газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники ДВЗ. Виконано розрахунки робочого циклу ДВЗ. Розроблена паливна система з впорскуванням газу однією форсункою.

У магістерській роботі досліджено потенційно небезпечні та шкідливі чинники, що виникають під час експлуатації, технічного обслуговування та ремонту паливної системи головних двигунів. Також окреслено комплекс заходів, спрямованих на забезпечення безпеки під час виконання робіт з обслуговування та ремонту головних двигунів.

Магістерська робота виконана українською мовою на 77 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 11 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Результати кваліфікаційної роботи пройшли апробацію на XII Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» у листопаді 2025 року.

Ключові слова: впорскування газу, двигун внутрішнього згорання, форсунка, паливна система, газове паливо.

ABSTRACT

The master's thesis presents the results of designing an internal combustion engine operating on gaseous fuel (natural gas) for a stationary electric power station. An eight-cylinder, four-stroke, turbocharged 25/34 engine with an output of 600 kW was selected as the base model.

A dual-fuel operating cycle with a diesel pilot injection and gas-turbine turbocharging was chosen, ensuring sufficiently high performance indicators of the ICE. Calculations of the engine's working cycle were performed. A fuel system with single-injector gas injection was developed.

The thesis also investigates potentially hazardous and harmful factors that may arise during operation, maintenance, and repair of the fuel system of main engines. A set of safety measures for servicing and repairing main engines is outlined.

The master's thesis is written in Ukrainian and comprises 77 pages of explanatory and calculation material. 11 sources were used. The graphical section includes five A1-format drawings.

The results of the qualification work were presented at the 12th International Scientific and Technical Conference "Marine Power Engineering: State and Challenges" in November 2025.

Keywords: gas injection, internal combustion engine, injector, fuel system, gaseous fuel.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН25/34 ДЛЯ СТАЦІОНАРНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ	9
1.1. Опис електростанції	9
1.2. Опис двигуна типу 8ЧН 25/34	10
1.3. Обґрунтування переводу роботи двигуна на газоподібне паливо	18
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 25/34	19
2.1. Вимоги до проектованого двигуна	19
2.2. Розрахунок робочого циклу двигуна	20
2.3. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	25
2.4. Розрахунок динамічних зусиль діючих в КШМ	27
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА З ВПОРСКУВАННЯМ ГАЗУ	34
3.1. Характеристика газових палив	34
3.2. Специфіка робочого процесу поршневого двигуна при роботі на газовому паливі	40
3.3. Конструктивні особливості газових двигунів	43
3.4. Розрахунок паливної системи двигуна типу 8ЧН 25/34	46
РОЗДІЛ 4. ФОРМУВАННЯ ЗАХОДІВ ЩОДО БЕЗПЕКИ ПРАЦІ ТА ЗБЕРЕЖЕННЯ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	53
4.1. Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення електростанції	53
4.2. Охорона навколишнього середовища	60
ВИСНОВКИ	68
ЛІТЕРАТУРА	69

1. Загальний вигляд газо-дизельної електростанції Ф-А1
2. Поперечний розріз двигуна 8ЧН 25/34 Ф-А1
3. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки Ф-А1
4. Клапан впорскування газового палива Ф-А1
5. Принципова схема паливної системи двигуна 8ЧН 25/34 Ф-А1

ВСТУП

Згідно із завданням кафедри, у магістерській роботі необхідно виконати комплексний проект газорідинного дизель-агрегату, створеного на основі восьмициліндрового чотиритактного двигуна 8ЧН 25/34 потужністю 600 кВт. Такий агрегат призначений для встановлення на станціях радіорелейних ліній зв'язку магістральних газопроводів та має забезпечувати надійну та економічно ефективну роботу в автономному режимі.

В умовах стрімкого зростання цін на рідкі нафтопродукти, що спостерігається останніми роками й має тенденцію до подальшого підвищення, особливої актуальності набуває використання альтернативних видів палива [1]. Серед них природний газ посідає особливе місце, оскільки його застосування як моторного палива вже має значний досвід і підтверджену ефективність. Додатковим чинником є вигідне геополітичне становище України, яке сприяло формуванню розгалуженої мережі магістральних газопроводів. Завдяки цьому зростає попит на двигуни внутрішнього згоряння малої та середньої потужності, здатні працювати довготривало та автономно саме на газовому паливі, без необхідності постійного постачання паливно-мастильних матеріалів.

Головною метою роботи є переведення базового дизельного двигуна на газорідинне паливо з підвищенням його економічності та екологічних показників. У рамках роботи виконано модернізацію паливної системи двигуна, що передбачає розроблення конструкції газового впорскування за допомогою однієї форсунки, здатної забезпечити стабільну та контрольовану подачу газу.

Очікується, що запропонована технічна модифікація двигуна дозволить у короткі терміни отримати високоефективний агрегат, який зможе на рівних конкурувати з двигунами аналогічного типорозмірного ряду, водночас забезпечуючи підвищену надійність, економічність та адаптивність до сучасних умов експлуатації.

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 25/34 ДЛЯ СТАЦІОНАРНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

1.1. Опис електростанції

На рис. 1.1. показаний план і розріз одно агрегатної дизельної резервної станції, обладнаної агрегатами типу ДГА потужністю до 600 кВт. На станції встановлений дизельний двигун марки 8ЧН 25/34. Дизель, сполучений з генератором за допомогою муфти, складає дизель-електричний агрегат 7, встановлений на загальному залізобетонному фундаменті. До торця дизеля прикріплений радіатор води і масла 2, а також вентилятор (на окремій підставці). На стіні машинного залу встановлений паливний бак 8. На такій же висоті над рівнем підлоги на кронштейнах закріплений масляний бак 9. Під ним на стіні встановлюється ручний насос 13 для підкачки масла. Пускова акумуляторна батарея, призначена для запуску дизельного агрегату стартером, розташовуються в шафах 6. Для заряджання батарей застосовані селенові випрямлячі 7, поміщені в блоці. Вихлопні гази від агрегату поступають в атмосферу по трубопроводу 12. Для зниження рівня шуму, що виникає при вихлопі, зовні будівлі встановлюється глушник 11, висота вихлопної труби над рівнем даху будівлі приймається не менше 1,5 м.

Для зливу води і масла в будівлі станції передбачені баки 10. Всі прилади автоматики для управління дизель-електричним генератором розміщені в шафах 4 і на щитах автоматики 5. До них примикає шафа заряджання акумуляторних батарей 3. Ці шафи передбачають двостороннє обслуговування електроустаткування для зручності експлуатації дизель-генератора.

Опалювання дизель-електричної станції передбачене електричними печами ПТ-8-2 потужністю 0,75 кВт, напругою 220 В. Температура усередині приміщення підтримується на рівні $+ 8^{\circ}\text{C}$. Система вентиляції машинного залу станції прийнята приточування-витяжна, вона розрахована на видалення надмірного тепла від працюючого дизель-генератора. Для витяжки теплого повітря в верхній зоні приміщення встановлюються вентилятори. Притік повітря

природний, через отвори в стіні, забезпечені уніфікованими утепленими повітряними заслонками.

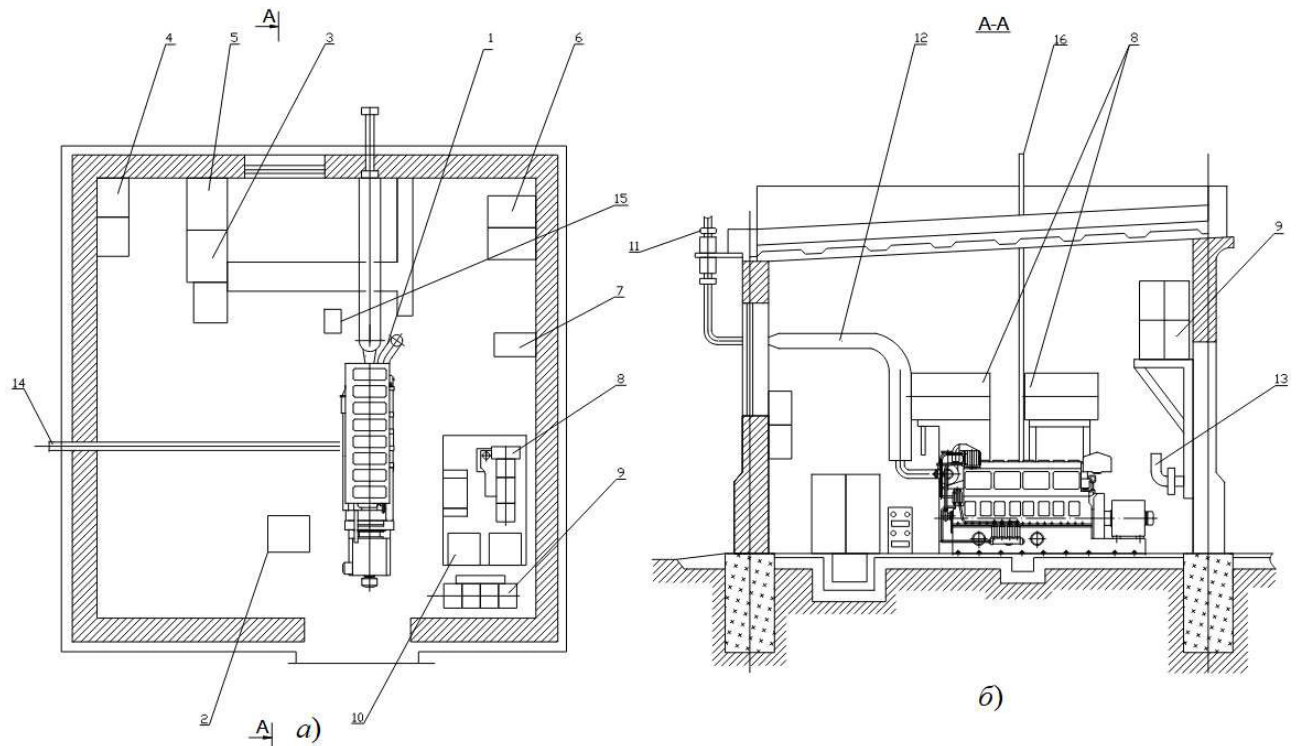


Рис.1.1. План і розріз резервної дизельної електростанції потужністю до 144 кВт: *а* – план розміщення устаткування, *б* – розріз; 1 – дизель-генератор; 2 – радіатор води і масла з вентилятором; 3 – шафа заряджання акумуляторних батарей; 4 – шафи управління; 5 – щити автоматики; 6 – акумуляторна батарея; 7 – випрямлячі селенові; 8 – паливний бак; 9 – масляний бак; 10 – баки для зливу води і масла; 11 – глушник вихлопних газів; 12 – вихлопний трубопровід; 13 – ручний насос для підкачки масла

1.2. Опис двигуна типу 8ЧН 25/34

Конструкція дизеля 8ЧН25/34 типова для чотиритактних дизелів середньої потужності стаціонарного і суднового типів. Дизель 8ЧН25/34 з'єднується з генератором і встановлюється на суднових і стаціонарних електростанціях. Технічні характеристики проектного двигуна наведено в табл. 1.1.

Дизель має газотурбінне наддування. Осьова імпульсна турбіна використовує енергію випускних газів і служить для приводу відцентрового компресора, що подає повітря під тиском 0,2 МПа у впускний трубопровід.

Турбіна і компресор установлені на одному валу й об'єднані в одному агрегаті — турбокомпресорі типу ТК 23. Деталі остову дизеля відливаються з чавуну. До них відносяться:

Фундаментна рама з маслозбірником, блок-картер і окремі на кожен циліндр кришки. Блок-картер з'єднується з фундаментною рамою анкерними болтами. Кришки циліндрів кріпляться до блоку-картера шпильками.

Командні механізми системи керування і пуску двигуна розміщені на посту керування. До них відносяться механізми, за допомогою яких провадиться пуск і зупинка двигуна і регулювання числа оборотів колінчатого валу. Двигун обладнаний пневматичною системою пуску.

Система змащення комбінована. З порожнини фундаментної рами двигуна мастило через сітчастий фільтр надходить в відкачуючу секцію шестерного масляного насоса і подається через фільтр грубого очищення у видатковий масляний бак. Відтіля нагнітаюча секція насоса подає мастило через другий фільтр грубого очищення і холодильник у головну масляну магістраль. Рівнобіжно мастило проходить через фільтр тонкого очищення. Перед пуском до поверхонь тертя, ручним поршневым насосом нагнітається мастило.

Система охолодження двоконтурна. Циркуляція води в сорочці двигуна створюється одним відцентровим насосом, а іншим прокачується забортна вода через холодильники води й масла.

Таблиця 1.1. Технічні характеристики проектного двигуна

Діаметр циліндра D , м	0,25
Хід поршня S , м	0,34
Ефективна потужність двигуна N_e , кВт	600
Частота обертання n , хв ⁻¹	500

Дизель призначений для використання в якості приводу електричного генератора. В процесі проектування дизеля враховувались високі теплові і механічні навантаження на деталі і вузли дизеля. Були також враховані вимоги, які вимагаються від дизелів:

- забезпечення високої економічності;
- висока надійність і довговічність роботи;
- забезпечення допустимого рівня шуму і вібрації;
- здатність до ремонту і обслуговування.

Питання компоновання і конструкції дизеля вирішувались з урахуванням вище перерахованих вимог. При розробленні аналізувалися загальні компоновання, конструкції окремих вузлів і деталей.

Фундаментна рама вилита з чавуну, суцільна, коритоподібної форми, Забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня порожнина рами призначена для збору масла, яке стікає з деталей двигуна які підлягають тертю, і масла після охолодження поршня. В постелях, розташованих в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

Двигун 8ЧН25/34 має 9 рамових підшипників. Останній підшипник, якщо рахувати зі сторони маховика, упорний. З обох сторін по всій довжині, фундаментна рама має приливні лапи з отворами для болтів кріплення двигуна до фундаменту.

З сторони вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних та масляних насоси, а зі сторони маховика кожух фланця колінчастого валу і масло відбивним кільцем та сальниковим ущільнюванням. В днищі, з двох кінців фундаментної рами є два зливних отвори, до яких кріпиться два зливних трубопроводи. На бокових стінках рами з внутрішньої сторони є приливи, на яких встановлюються масло-заспокійливі сітки. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладається ущільнювальний гумовий шнур.

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній бургт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

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

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

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

На кришках люків зі сторони випуску встановлені запобіжні клапани. До переднього торця блока кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

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

Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення. Вкладиші сталєво-бабітові. Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

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

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

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

до шатунних підшипників. Звідти масло по каналам в стержнях шатуна подається до головних підшипників і на охолодження головки поршня. Кільцева канавка на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження масла до шатунних підшипників.

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній край втулки не закріплений. Верхній борт втулки високий та товстостінний. В ньому розташовані свердлення під нахилом по всьому колу втулки, які призначені для протікання охолоджуючої рідини. На кінці борту розташована кільцева виточка для ущільнювального гумового кільця.

Під час роботи двигуна, втулки змащуються мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) дизеля внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. Величина витяжки шпильок повинна бути в межах 0,3 – 0,33 мм. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів. Змащення їх підшипників відбувається мастилом з системи мащення двигуна. На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача.

В центрі кришки розташована форсунка, яка кріпиться двома шпильками та фланцем. Для ущільнення торцевих поверхонь між форсункою та кришкою встановлюється мідна прокладка.

В кришці є два газових канали, які за допомогою впускних та випускних клапанів циліндр дизеля сполучають з впускним та випускним колекторами.

Впускні та випускні клапани відрізняються за конструкцією. У випускних клапанів перехід від тарілки до штоку виготовлений ступінчастим, а у впускного плавно. При установці клапанів необхідно звернути увагу та встановити в отвори, які їм відповідають. Клапани виготовлені з жаростійкої сталі.

Направляючі втулки запресовані в кришку. Клапани притерті до сідел і притемнюються до них зовнішньою та внутрішньою пружинами. Верхні кінці пружини втираються в тарілку, яка з'єднана зі штоком клапана конусним розрізним замком.

Фаски випускних клапанів дизельного двигуна мають наплавку з твердого сплаву. Сідла виготовлені з високоміцного сплаву, запресовані в днище кришки. Сідла клапанів охолоджуються водою. На кришці зі сторони випуску розміщений пусковий клапан, зі сторони впуску запобіжний клапан.

На кришці розташований також декомпресійний клапан, на вільному кінці якого є різьба для кріплення пристрою, з метою визначення максимального тиску згоряння в циліндрі. Вогневе днище виконане товстостінним, має радіальні свердлення, для кращого відводу тепла.

Водяна порожнина утворена стінками та двома днищами. Охолоджена вода, яка виходить від поверхонь, які виконані у верхньому бурті втулки циліндру, поступає в кільцеву порожнину між буртом та кришкою. Цей кільцевий простір закривається сталевою втулкою, яка утворює сорочку. Вона ущільнюється двома гумовими кільцями на втулці та кришці. Вода з кільцевого простору поступає у систему радіальних сверделень, які виконані у вогневому днищі кришки, а потім крізь вісім сверделень у центрі кришки перетікає у загальну порожнину кришки, де охолоджує інші елементи кришки. Для очищення водяної порожнини кришки, є люки закриті кришками.

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

Колінчастий вал сталевий, суцільний, має вісім рамових, шість шатунних шийок. Для дизеля 8ЧН25/34 кривошипи розташовані по відношенню один до

одного під кутом 90^0 . Таким чином, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого та четвертого циліндрів мають попарно однакові напрями.

Масло з канавок рамових підшипників надходить до шатунних підшипників по каналам, які з'єднують рамові шийки з шатунними, минаючи внутрішні порожнини шийок.

Свердлення в останній рамовій шийці глухе, служить для встановлення спеціального пристрою, за допомогою якого зайвий вкладиш рамового підшипника викочують. Для викочування вкладишів останніх підшипників використовуються свердлення для проходу масла.

На передньому кінці колінчастого валу встановлені шестерні привода масляного та водяного насосів, приводи первинного перетворювача тахометра К18031.

Шестерня привода масляного насосу жорстко з'єднана болтами, штифтами, з демпферуючою шестерною водяних насосів, пружними елементами якої є шість пружин. Демпферуюча шестерня жорстко з'єднана з колінчастим валом за допомогою шпонки. Це забезпечує надійну роботу зубчатих зачеплень привода водяних насосів.

Від осевого зміщення демпферуюча шестерня утримується опорним кільцем та чотирма болтами. Маховик за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і стримується від вістового зміщення опорним кільцем з однієї сторони та буртами колінчастого валу з другої.

На задньому торці валу є борт, який упирається в торець опорного підшипника та попереджує вістове зміщення валу.

На фланці валу насаджена шестерня колінчастого валу, яка служить для приводу розподільного валу і утримується від вістового переміщення шістьма пружинами. За останньою рамовою шпилькою валу є масло відбивач, який перешкоджає проникненню масла, яке виходить з останнього рамового підшипника, на фланець, до якого кріпиться маховик.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі, штампований. Стержень шатуна двотаврового перерізу має масляний канал, по якому з нижньої головки до верхньої надходить масло. Верхня голівка шатуна має скоси.

У розточку верхньої голівки шатуна запресована втулка, яка являється головним підшипником. На зовнішній поверхні втулки виготовлена шлицева канавка. Масло з каналу в стержні шатуна надходить до кільцевої канавки у верхній головці шатуна, а потім крізь отвори у втулці до поршневого пальця.

У нижній голівці шатуна розташовані тонкостінні вкладиші шатунного підшипника, які виготовлені зі сталі-бабіту. Від провертання та осьового зміщення вкладиші утримуються шатунними шпильками.

Вкладиші мають перевищення розміру по площині роз'єму в кришці, дякуючи чому після обтискання підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишу.

Поршень та шатун з'єднуються сталним пустотілим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від вістового зміщення палець втримується стопорними кільцями, які встановлені в кільцевих канавках внутрішніх бобишках поршня.

На кінцях поршневого пальця встановлено заглушки, які на зовнішньому діаметрі мають кільцеву канавку установки ущільнювальних кілець. Заглушки утримуються пружинними стопорними кільцями. Одна з заглушок має в центрі різьбовий отвір для зняття їх з поршневого пальця. Поршень охолоджується маслом, яке з шатунної шийки крізь маслопровідні канали подається до поршневого пальця.

Крізь отвори в середній частині пальця масло підводиться до внутрішньої порожнини пальця, а потім крізь отвори, які знаходяться на кінцях поршневого пальця, в кільцеву канавку, та отвори (які виконані в бобиках поршня) в охолоджуючу порожнину поршня. Залишки масла крізь отвір в голівці поршня стікає в картер. На поршні виконані чотири канавки, в яких розташовані поршневі кільця, в верхній частині поршня розташовані три компресійних кільця, а в нижній маслосборне кільце.

Компресійні кільця мають в розтині прямокутну форму, замок косий. Верхнє компресійне кільце на боковій поверхні має зносостійке покриття. Маслоз'ємні кільця коробчатого типу, при контакті з втулкою знімається надлишок масла двома гострими кромками. Для підвищення радіального тиску на стінку циліндру кільце постачається розширювачами (експандерами) з витих пружин. Поршневі кільця не зафіксовуються від провертання в канавках. При встановленні поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені відносно один одного на кут 120^0 та розташовані по гвинтовій лінії.

1.3. Обґрунтування перевodu роботи двигуна на газоподібне паливо

Експлуатація ДВЗ, працюючого на різних видах палива є досить перспективною, що пов'язано з малою залежністю від роду палива, а це в свою чергу, робить таку експлуатацію економічно вигідною, як по умовам доставки, вартості та іншим факторам [2].

В даній магістерській роботі розглядаються можливості експлуатації двигуна 8ЧН25/34 на суміші газоподібного та дизельного палив. Слід відзначити, що переведення на газорідинний цикл тягне за собою витрати на виготовлення двигуна, так як в паливну систему повинні входити елементи, дозволяючи двигуну працювати на газі.

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 8ЧН 25/34

2.1. Вимоги до проектного двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила. Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо [3].

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

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

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

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

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання

частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

2.2. Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати [5].

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даній магістерській роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

— кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;

- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі *Matcad*.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 297$ К.

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 10 \dots 14$. Приймаємо $\varepsilon = 10$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,05$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Приймаємо $\xi_z = 0,8$, $\xi_b = 0,85$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$. Приймаємо $\lambda = 1,7$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та

особливості системи газообміну. Для чотирьохтактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,97$.
Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для СОД у яких $D_{ц} < 300$ та $p_k < 0,2$ η_m знаходиться у межах $0,80 \dots 0,85$. Приймаємо $\eta_m = 0,83$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,003$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 800$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на змішаному паливі. В якості запальної суміші використовують дизельне паливо. Кількість дизельного палива у складі складає 5%. Масовий склад дизельного пального [4]:

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,13 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – О = 0 кг.

Масовий склад газового палива:

Етан – C_2H_6 = 0,0071 кг;

Метан – CH_4 = 0,9319 кг;

Двоокис азоту – N_2 = 0,0419 кг;

Аміл – C_5H_{12} = 0,0058 кг;

Пропан – C_3H_8 = 0,0075 кг;

Бутан – C_4H_{10} = 0,006 кг.

Нижча теплота згоряння палива $Q_{нд}$. Для дизельного пального приймаємо $Q_{нд} = 42500$ кДж/кг, для газового пального $Q_{нд} = 35700$ кДж/м³.

Коефіцієнт тактності Z. Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу $Z = 0,5$.

Вихідні дані:

Діаметр циліндра (м).....	0,25
Хід поршня (м).....	0,34
Частота обертання хв^{-1}	500
Коефіцієнт тактності.....	0,5
Кількість циліндрів i	8
Тиск наддуву (МПа).....	0,2
Тиск навколишнього середовища P_0 (МПа).....	0,103
Показник політропи стиску в компресорі n_k	1,70
Температура навколишнього середовища T_0 (К).....	297
Коефіцієнт втрат на впуску κ_{sia}	0,965
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння α	1,6
Коефіцієнт продувки φ_a	1,15
Коефіцієнт залишкових газів γ_g	0,05
Коефіцієнт використання теплоти в точці z, ξ_z	0,8
Коефіцієнт використання теплоти в точці b, ξ_b	0,85
Ступінь стиску ε	10
Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT_a (К).....	10
Коефіцієнт закруглення індикаторної діаграми Z	0,98
Механічний ККД двигуна η_m	0,83
Втрата тиску в повітроохолоджувачі $\Delta P_{охл}$ (МПа).....	0,003
Зниження температура в повітроохолоджувачі $\Delta T_{охл}$ (К)	70
Температура залишкових газів T_g (К).....	800

Результати розрахунку:

Температура повітря за компресором T_k (К).....	398,9
Температура повітря перед двигуном T_s (К).....	329,9
Температура заряду к кінцю наповнення T_a (К).....	360,86
Тиск повітря перед двигуном P_s (МПа).....	0,197
Тиск заряду к кінцю наповнення P_a (МПа).....	0,193
Коефіцієнт наповнення η_n	0,91
Середній показник політропи стиску n_1	1,3715
Тиск в кінці процесу стиску P_c (МПа).....	4,54
Температура в кінці процесу стиску T_c (К).....	848,6
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_o	0,82
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни, β_a	0,8287
Доля палива згорілого в точці z, X_z	0,87
Коефіцієнт молекулярного зміни в точки z, β_z	0,81
Ступінь підвищення тиску при згорянні λ_a	1,7
Максимальна температура згоряння T_z (К).....	1930
Максимальний тиск згоряння P_z (МПа)	7,72
Ступінь попереднього розширення r_o	1,328
Ступінь наступного розширення	7,532
Середній показник політропи розширення n_2	1,2426
Температура в кінці процесу розширення T_b (К)	1298
Тиск в кінці процесу розширення P_b (МПа)	0,6281
Теоретичний середній індикаторний тиск P_{ti} (МПа).....	1,31
Дійсний середній індикаторний тиск P_i (МПа).....	1,29

Індикаторна питома витрата рідкого палива b_i (кг/кВт.год).....	0,022
Індикаторна питома витрата газового палива b_i (м ³ /кВт. год).....	0,24
Індикаторний ККД η_i	0,3794
Середній ефективний тиск P_e (МПа).....	1,07
Ефективна витрата рідкого палива b_e (кг/(кВт. год)).....	0,0265
Ефективна витрата газового палива b_e (м ³ /(кВт. год)).....	0,29
Ефективний ККД η_e	0,34
Ефективна потужність N_e (кВт).....	600

2.3. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \epsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані (табл. 2.1):

Таблиця 2.1. Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,3715
Показник політропи розширення n_2	1,24
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	4,54
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	7,72
Ступінь попереднього розширення ρ	1,328
Ступінь стиснення ε	10

Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми представлені у табл. 2.2. Індикаторна діаграма двигуна представлена на рис. 2.1.

Таблиця 2.2. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	7,72	
1,00	4,54	7,72
1,33	3,08	7,72
1,76	2,09	5,44
2,20	1,54	4,14
2,63	1,21	3,31
3,06	0,98	2,74
3,50	0,82	2,32
3,93	0,69	2,01
4,36	0,60	1,77
4,80	0,53	1,57
5,23	0,47	1,41
5,66	0,42	1,28
6,10	0,38	1,17
6,53	0,35	1,07
6,96	0,32	0,99

7,40	0,29	0,92
7,83	0,27	0,86
8,27	0,25	0,80
8,70	0,23	0,75
9,13	0,22	0,71
9,57	0,21	0,67
10,00	0,19	0,63
10,00		0,19

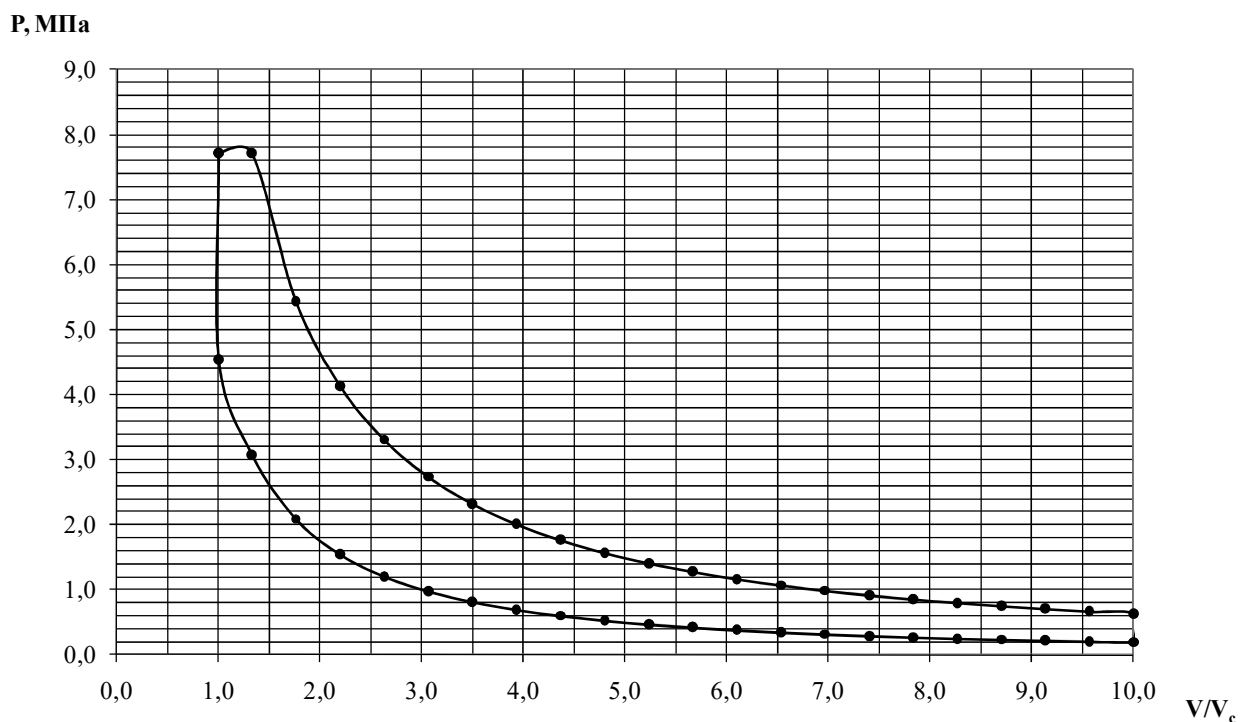


Рис. 2.1. Індикаторна діаграма двигуна 8ЧН 25/34

2.4. Розрахунок динамічних зусиль діючих в КШМ

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_r і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила [6]:

$$P_{\text{руш}} = P_r + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2)

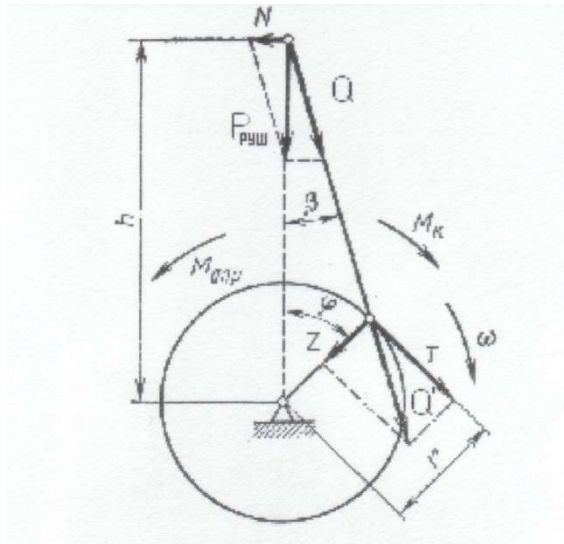


Рис.2.2. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі.

Припустимо, що сумарна сила $P_{руш}$ давить вниз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких Q направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра:

$$N = P_{руш} * \operatorname{tg} \beta.$$

Сила Q діє по шатуну, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$Q = P_{руш} / \cos \beta.$$

Перенесемо силу Q по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент:

$$M_{пер} = -N * h,$$

де $h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$

Перекидаючий момент у точності дорівнює моменту, що крутить, зі зворотним знаком.

У результаті дії на опори двигуна перекидаючого моменту в них розвивається рівний йому і протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямку сил і моменту, що крутить, по годинній стрілці прийнято вважати позитивними. Зворотні ним - негативними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначають силу тиску газів при будь-якому положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, що діє на поршень, знаходять на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_s j$$

Як масу m_s беруть масу всіх деталей, що разом з поршнем роблять зворотно-поступальний рух.

Аналіз виконаних конструкцій д. в. с. показує, що на частку маси, віднесеної до осі поршневого пальця, приходить 0,25-0,33 загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75...0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем,

$$P_j = -m_s \cdot r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi).$$

де m_s - маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куту повороту колінчатого валу.

Вхідні дані для розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,25
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	7,7
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,193
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,2
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,3
Кривошипно-шатунне відношення.		λ	0,235
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.	кг	m	70,0
Радіус кривошипа.	м	r	0,170
Ступінь стиску		ε	10,0
Показник політропи стиску		n_1	1,37
Показник політропи розширення		n_2	1,2426
Ступінь попереднього стиску		ρ	1,328

Розрахунок виконаний за допомогою програми *Excel* і представлений в табл. 2.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

Таблиця 2.3. Результати динамічного розрахунку

φ°	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,2000	-0,8204	-0,6204	0,0000	-0,6204	0,0000
15	0,2000	-0,7768	-0,5768	-0,0351	-0,5481	-0,1832
30	0,2000	-0,6533	-0,4533	-0,0535	-0,3658	-0,2730
45	0,2000	-0,4697	-0,2697	-0,0452	-0,1587	-0,2227
60	0,2000	-0,2541	-0,0541	-0,0112	-0,0174	-0,0524
75	0,2000	-0,0367	0,1633	0,0377	0,0058	0,1675

90	0,2000	0,1561	0,3561	0,0853	-0,0853	0,3561
105	0,2000	0,3071	0,5071	0,1171	-0,2444	0,4595
120	0,2000	0,4102	0,6102	0,1259	-0,4142	0,4655
135	0,2000	0,4697	0,6697	0,1123	-0,5530	0,3941
150	0,2000	0,4972	0,6972	0,0823	-0,6450	0,2773
165	0,2000	0,5065	0,7065	0,0430	-0,6935	0,1413
180	0,1930	0,5082	0,7012	0,0000	-0,7012	0,0000
195	0,1962	0,5065	0,7026	-0,0428	-0,6898	-0,1405
210	0,2062	0,4972	0,7034	-0,0830	-0,6507	-0,2798
225	0,2248	0,4697	0,6946	-0,1165	-0,5735	-0,4088
240	0,2557	0,4102	0,6659	-0,1374	-0,4519	-0,5079
255	0,3053	0,3071	0,6124	-0,1415	-0,2951	-0,5549
270	0,3863	0,1561	0,5425	-0,1299	-0,1299	-0,5425
285	0,5238	-0,0367	0,4871	-0,1125	0,0174	-0,4996
300	0,7699	-0,2541	0,5158	-0,1064	0,1657	-0,4999
315	1,2359	-0,4697	0,7661	-0,1285	0,4509	-0,6326
330	2,1322	-0,6533	1,4789	-0,1746	1,1935	-0,8906
345	3,5815	-0,7768	2,8047	-0,1708	2,6649	-0,8909
360	4,5400	-0,8204	3,7196	0,0000	3,7196	0,0000
375	7,7000	-0,7768	6,9232	0,4216	6,5781	2,1991
390	5,5233	-0,6533	4,8700	0,5749	3,9301	2,9328
405	3,3697	-0,4697	2,9000	0,4864	1,7067	2,3946
420	2,1947	-0,2541	1,9406	0,4005	0,6235	1,8809
435	1,5483	-0,0367	1,5116	0,3491	0,0540	1,5504
450	1,1751	0,1561	1,3312	0,3187	-0,3187	1,3312
465	0,9493	0,3071	1,2564	0,2902	-0,6055	1,1385
480	0,8084	0,4102	1,2185	0,2515	-0,8271	0,9296
495	0,7196	0,4697	1,1893	0,1995	-0,9820	0,6999
510	0,6653	0,4972	1,1625	0,1372	-1,0754	0,4624

525	0,6359	0,5065	1,1423	0,0696	-1,1214	0,2285
540	0,6266	0,5082	1,1348	0,0000	-1,1348	0,0000
555	0,3000	0,5065	0,8065	-0,0491	-0,7917	-0,1613
570	0,3000	0,4972	0,7972	-0,0941	-0,7375	-0,3171
585	0,3000	0,4697	0,7697	-0,1291	-0,6356	-0,4530
600	0,3000	0,4102	0,7102	-0,1466	-0,4820	-0,5418
615	0,3000	0,3071	0,6071	-0,1402	-0,2926	-0,5501
630	0,3000	0,1561	0,4561	-0,1092	-0,1092	-0,4561
645	0,3000	-0,0367	0,2633	-0,0608	0,0094	-0,2700
660	0,3000	-0,2541	0,0459	-0,0095	0,0148	-0,0445
675	0,3000	-0,4697	-0,1697	0,0285	-0,0999	0,1401
690	0,3000	-0,6533	-0,3533	0,0417	-0,2851	0,2128
705	0,3000	-0,7768	-0,4768	0,0290	-0,4531	0,1515
720	0,3000	-0,8204	-0,5204	0,0000	-0,5204	0,0000

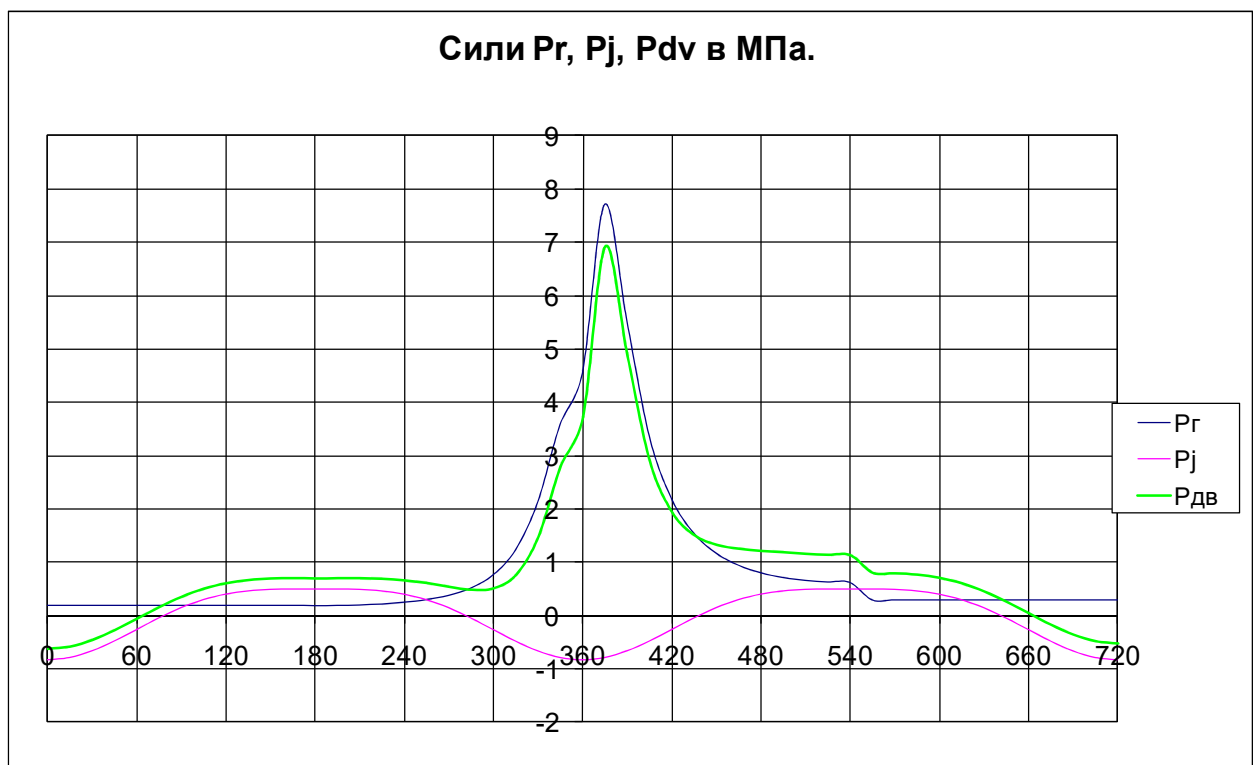


Рис. 2.3. Діаграми сил P_r , P_j , P_{dv} , МПа.

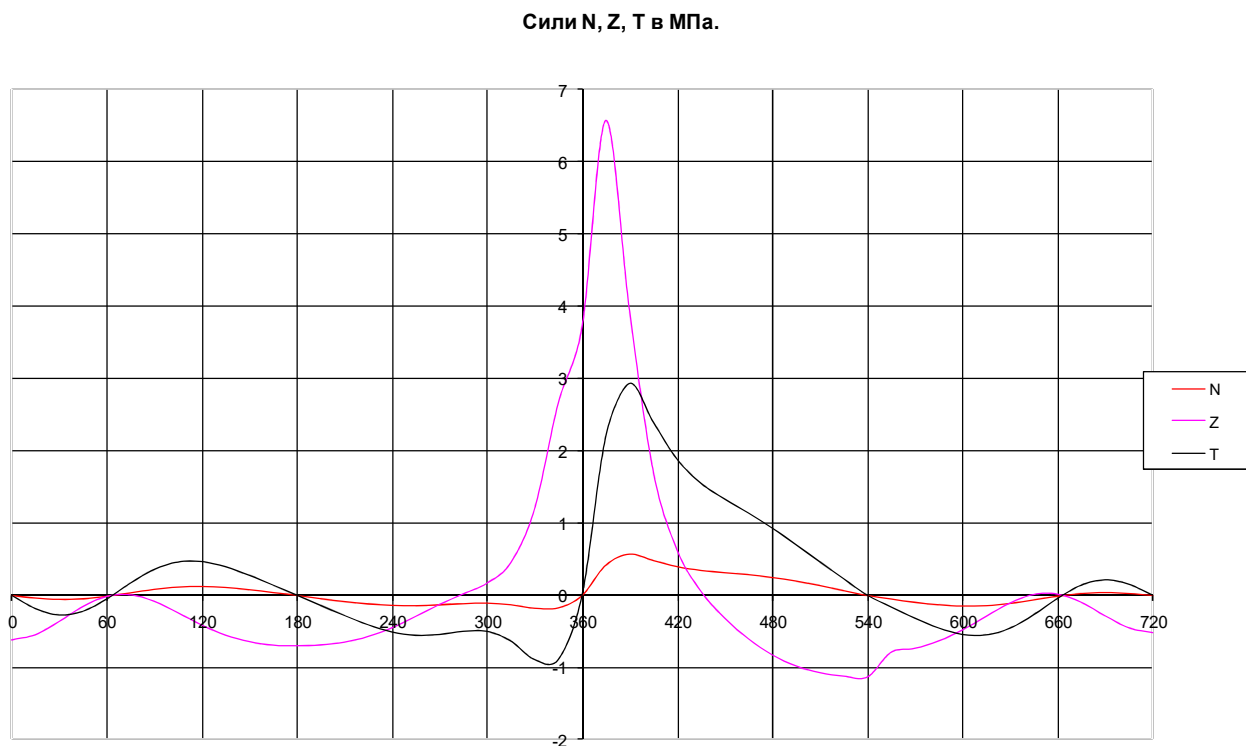


Рис. 2.4. Діаграми сил N , Z , T , МПа.

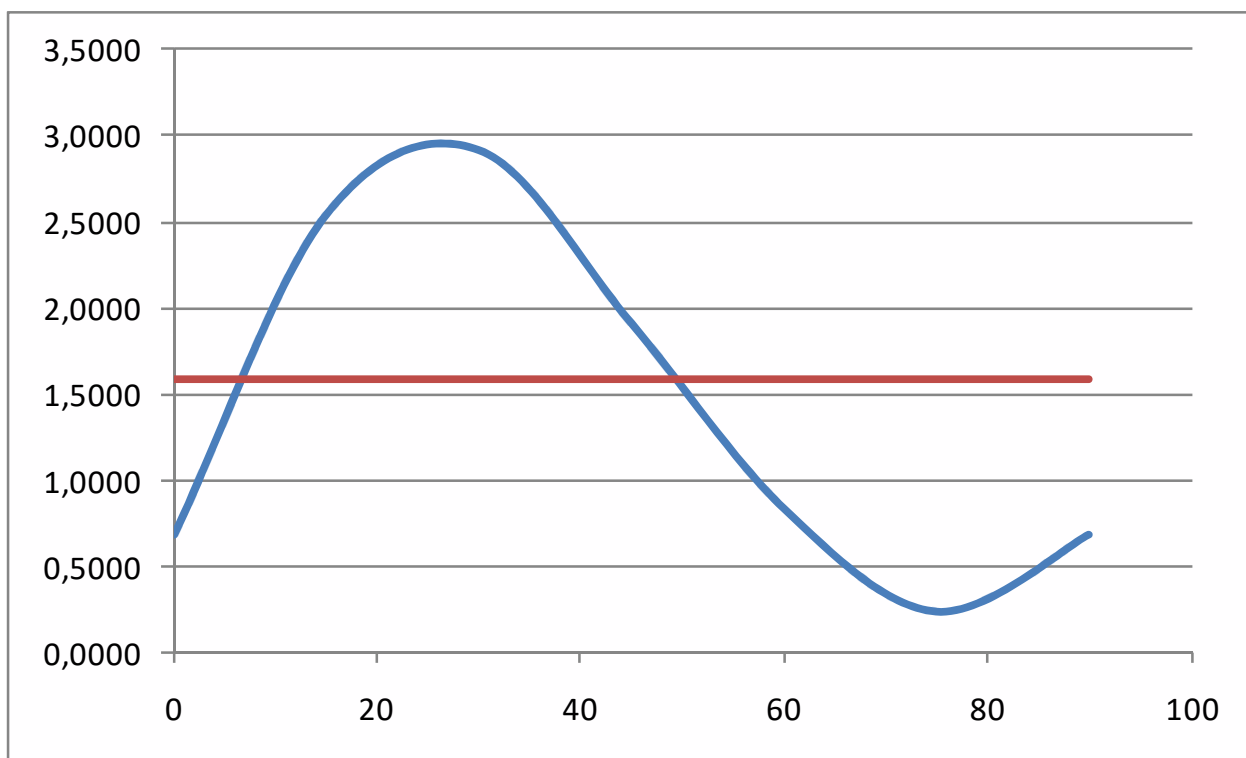


Рис. 2.5. Діаграми сумарної дотичної сили T_E .

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА З ВПОРСКУВАННЯМ ГАЗУ

3.1. Характеристика газових палив

Як моторне паливо можна застосовувати практично будь-який горючий газ. Прийнято розрізняти наступні види газів, що використовуються для живлення двигунів внутрішнього згорання: природний газ, нафтовий газ, біогаз. Увагу багатьох фірм і дослідників привернуло водневе паливо, яке розглядається, як екологічно чисте. Проте до теперішнього часу цей вид газового палива залишається тільки у вигляді перспективного, оскільки не розроблені промислові способи його виробництва в достатніх для масового застосування кількостях. Проте водень слід розглядати, як важливий вид газового палива [7].

Склад природного газу істотно залежить від родовища, де він здобутий, але завжди основну його частину складає метан, не менше 85% за об'ємом. Саме по цьому показнику газ і відносять до природного, незалежно від способів отримання. Газ з таким змістом метану можна здобувати і на нафтових родовищах, проте його і в цьому випадку вважають природними, а не нафтовим. Іншими компонентами природного газу, як правило, виявляються легкі вуглеводні метанового ряду: етан, пропан, нормальний бутан і ізобутан, пентани. Часто в природному газі зустрічаються інертні компоненти: азот, вуглекислий газ, рідше містяться водень, оксид вуглецю, кисень. Загальний зміст добавок до метану не перевищує 15%.

Нафтовий газ в основній масі здобувають як попутний на нафтових родовищах або отримують при переробці нафти, також у вигляді технологічного супутника. При цьому основними складовими нафтового газу виявляються пропан і нормальний бутан. Причому домішки ізобутана, як правило, не перевищують 20% від змісту нормального бутану. Співвідношення між пропаном і бутаном і в нафтовому тазі, що здобувається, і в отримуваному при переробці нафти коливається в широких межах - від майже чистого пропану до майже чистого бутану. Проте, в загальній масі газу переважає Бутан. Слід також

враховувати, що пропан є ціннішою хімічною сировиною, ніж Бутан. Тому ресурси бутанової фракції для використання як моторне паливо виявляються значнішими, ніж пропанової. Нафтовий газ може також містити і інші вуглеводні, у тому числі і неграничні (пропиляний, Бутилен).

Третій, із згаданих видів газового моторного палива - біогаз - є продуктом анаеробного зброджування органічних залишків, як які використовують гній, пташиний послід, фекалій і інші відходи, головним чином, сільськогосподарського виробництва. Склад отриманого біогазу багато в чому залежить від характеру процесу зброджування, проте горючою частиною біогазу завжди є метан (з цієї причини біогаз іноді називають біометаном). У цьому біогаз близький до природного газу. Вміст метану в біогазі істотно нижчий, ніж в природному газі, і коливається від 30 до 70%. Головна ж відмінність біогазу від природного полягає в тому, що він містить вельми значну частку інертних складових: від 30 до 70%. Зазвичай інертна частина складається з вуглекислого газу, що визначає відносно низьку теплоту згорання цього виду паливного газу, яка не перевищує $23\,000\text{ кДж/м}^3$, тоді як теплота згорання природного газу в середньому складає $34\,500\text{ кДж/м}^3$.

Раніше вже наголошувалося, що водень розглядається в перспективі, як паливо, що спочатку забезпечує високу екологічну чистоту при згоранні. Головним його достоїнством є відсутність вуглецю, продуктами згорання якого стають чадний газ (оксид вуглецю) і вуглекислий газ (діоксид вуглецю). Важливо також відзначити, що під водневим паливом розуміється не обов'язково чистий водень. Останній може складати переважаючу частину палива, як метан в природному газі. Решта частини ж залежно від способів отримання може бути представлена різними горючими і негорючими газами, міняючи тим самим не тільки енергетичні, але і екологічні властивості цього палива.

Розглянуті чотири види газових палив мають різні значення показників, що визначають їх якості. Самі показники можуть бути розподілені по трьом групам: — показники, що визначають протікання робочого процесу в двигуні, тобто власне моторні властивості палива;

- гідродинамічні показники, що визначають особливості конструювання паливної апаратури;
- технологічні показники зберігання і виробництва палива.

Основні властивості вживаних газів і їх компонентів представлені в табл. 3.1.

Перша група показників представляється найбільш важливою при оцінці якості вживаного продукту, що, проте, не виключає аналіз і інших груп, не говорячи вже про те, що технологія отримання палива може зіграти вирішальну роль в питаннях його конкурентоспроможності.

З власне моторних властивостей в першу чергу, звертають увагу на енергетичні можливості палива, які оцінюють теплотою згорання.

Таблиця 3.1. Властивості газоподібних палив

Газоподібні і легкокипящі компоненти	Метан	Пропан	Бутан	Водень
Формула складу	CH ₄	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	H ₂
Молекулярна маса	16,04	44,09	58,12	2,02
Щільність рідкої фази при температурі кипіння, кг/м ³	416	585	600	71
Щільність газової фази, кг/м ³	0,717	2,019	2,703	0,090
Відносна щільність газу по повітрю	0,554	1,562	2,091	0,0695
Октанове число по моторному методу	110	100	90	70
Метанове число	100	35	11	0
Цетанове число	3	16	25	33,4
Температура кипіння, °C	-161,6	-42	-0,5	-252,8
Температура критична, °C	-82,1	96,8	152,0	-239,9
Теплота згорання нижча (масова), МДж/кг	49,9	45,9	46,4	119,8

Теплота згорання нижча (об'ємна), МДж/м ³	35,8	91,2	118,7	9,3
Кількість повітря, необхідна для згорання 1 кг речовини, кг/кг	14,2	15,7	15,6	34,5
Кількість повітря, необхідна для згорання 1 м ³ речовини, м ³ /м ³	9,53	23,8	30,94	2,4
Теплоємність, кДж/кг °С	2,165	1,550	1,592	

З власне моторних властивостей в першу чергу, звертають увагу на енергетичні можливості палива, які оцінюють теплотою згорання. З табл. 3.1. видно, що об'ємна теплота згорання вуглеводневих газів пов'язана з їх щільністю прямою залежністю, близькою до лінійної, тобто щільніші гази мають вищу об'ємну теплоту згорання.

Як і слід було чекати, водень особливо різко відрізняється від інших газів, хоча і відповідає загальній тенденції. Його об'ємна теплота згорання в 3,3 разів нижча, ніж у найближчого до нього по щільності метану, а масова теплота згорання в 2,4 разу вища. Така різка відмінність від загального ряду вже в першому з даних показників говорить про необхідність інших підходів до конструювання двигунів і транспортних засобів, що використовують водневе паливо. У цьому одна з причин висловлених побоювань щодо конкурентоспроможності навіть дешевого у виробництві водню.

Теплота згорання сама по собі не є параметром, що прямо впливає на показники роботи двигуна. У такому вигляді її слід було б віднести до показників третьої групи, як що визначає що зберігається на транспортному засобі запас енергії. На потужностні показники робочого процесу двигуна впливає теплота згорання паливо повітряній суміші, що поступає в двигун. Найбільшу потужність слід чекати за інших рівних умов від двигуна, що використовує суміш, що виділяє при згоранні найбільшу кількість тепла в одиниці об'єму. Якщо справедлива умова, що найбільша повнота згорання має місце при горінні

стехіометричної суміші, то потужностні показники двигуна для кожного виду палива визначаються теплотою згорання саме такої суміші.

Укладаючи розгляд енергетичних показників газових палив, відзначимо важливу особливість, що полягає в тому, що в природних паливах цього типу енергетичні можливості нестабільні і міняються залежно від родовища і періоду його розробки.

Особливі властивості газу в частині детонаційної стійкості не можуть розглядатися окремо, без зіставлення з іншими специфічними особливостями, здатними впливати на організацію робочого процесу в двигуні. До таких властивостей відносяться межі займання палива і пов'язані з ними межі ефективного збіднення робочої суміші. Співвідношення меж займання для деяких палив приведені в табл. 3.2.

З таблиці виразно видно, що основні горючі компоненти газового палива і само паливо мають межі займання значно зміщені у бік бідних сумішей, що дає додаткові можливості підвищення паливної економічності при його використанні.

Таблиця 3.2. Граничні по займистості іскрою значення коефіцієнта надлишку повітря

Вид палив	Найменша багата межа	Найменша бідна межа
Метан	0,65	2
Пропан	0,4	1.7
Природний газ	0,55 – 0,65	1,8 – 2
Бензин	0,30 – 0,35	1,65 – 1,75

Гідродинамічні властивості газового палива пов'язані з його відмінностями від ідеального газу, що виявляються саме в тому діапазоні значень параметрів (тиск і температури), який має місце при функціонуванні паливної апаратури. Реальність газу виявляється в тому, що так званий коефіцієнт стисливості (або

просто «стисливість») газу відрізняється від 1 і є функцією параметрів стану речовини. Формула для визначення коефіцієнта стисливості має вигляд

$$z = p_v / RT$$

де z - коефіцієнт стисливості (стисливість); p - тиск (абсолютне) газу; V -об'єм, займаний молекул газу; R - універсальна газова постійна $R = 8,317$ кДж/ (моль*К); T - абсолютна температура газу.

Відповідно до властивостей ідеального газу стисливість повинна дорівнювати 1. Проте майже всі компоненти газового моторного палива істотно відрізняються від ідеалу.

Вельми важливою особливістю реальних газів є дросельний ефект, що виявляється в істотному зниженні температури газу при протіканні його через опір, наприклад, через вузький перетин трубопроводу.

Як відомо редукування тиску газу здійснюється шляхом дроселювання його в автоматично регульованих клапанах. Охолодження газу в цьому процесі може бути вельми значним і викликати обмерзання регулюючих пристроїв. Ступінь охолодження газу оцінюється так званим «дросельним ефектом» який показує зниження температури, що відбувається при зниженні тиску в дроселі на одиницю.

Важливими газодинамічними характеристиками речовини є швидкість звуку і пов'язаний з нею критичний перепад тиску, тобто відношення тиску на вході і виході сопла, при якому у вузькому перетині газ тече із швидкістю звуку. Неідеальність газу і в цьому випадку впливає на кінцеві характеристики.

Головним недоліком природного газу і біогазу, особливо істотного відносно водневого палива, є низька об'ємна концентрація енергії. У невеликому ступені цей недолік властивий і нафтовому газу, хоча різниця в порівнянні з бензином в цьому випадку на два з гаком порядку менше. За нормальних умов теплота згорання 1 л природного газу складає 33-36 кДж, водню-10 кДж, газоподібних пропану і Бутану відповідно 60 і 87 кДж, тоді як теплота згорання 1 л бензину складає 31 400 кДж, тобто в 1000 разів більше, ніж у природного газу. Найбільш очевидним; способом подолання цього недоліку може показатися

зріджування газу, яке дійсно широко застосовується у відношенні до нафтового газу. Раніше вже наголошувалася наявність великої області зріджування пропан - бутановій суміші в межах нормальних для навколишнього середовища температур. У зрідженому стані нафтовий газ програє бензину лише в 1,5 рази, що не утворює істотних складнощів при застосуванні. Тому зріджений нафтовий газ знайшов широке застосування в світовій практиці на автотранспорті. Для зріджування природного газу необхідне його глибоке охолодження до температури мінус 162 °С. Таке застосування на розосередженому виді транспорту, яким є автомобілі, навряд чи може опинитися економічно ефективним. Для природного газу найбільше застосування знайшов інший спосіб концентрації енергії - стиснення до високого тиску 20 МПа і більш.

3.2. Специфіка робочого процесу поршневого двигуна при роботі на газовому паливі

Поршневі газові ДВЗ розрізняють по трьом основним ознакам: методу займання робочої суміші, способу сумішоутворення і тактності [8].

Відмінність по методу займання робочої суміші є найважливішою, оскільки воно обумовлює особливості протікання робочого процесу двигуна і впливає на основні параметри і показники. По методу займання розрізняють газові двигуни трьох типів: з іскровим, форкамерно-факельним запаленням і запаленням від запальної дози дизельного палива (газо дизельний процес).

Для газових двигунів не знайшов поки застосування метод займання від стиснення, використовуваний в дизельних двигунах, хоча спроби здійснення такого процесу робилися. Основним обмежуючим чинником при проведенні циклу із займанням від стиснення на газовому паливі є висока температура займання природного газу (650-700°С), що значно перевищує температуру займання дизельних палив (320-380 °С).

Іншою важливою ознакою є спосіб утворення робочої суміші: зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Ця ознака значною мірою визначає конструктивного виконання і параметри двигуна. Зовнішнє сумішоутворення

найбільше розповсюдження отримало на автомобільних і стаціонарних двигунах з малими діаметрами циліндра і незначним наддувом. Внутрішнє сумішоутворення застосовують в двигунах з великими діаметрами циліндрів, протяжними повітряними ресиверами і там, де можливе конструктивне розміщення газопускного клапана.

Третя ознака - це тактність двигуна. Природно, що двух- або чотиритактний двигун визначає тип робочого процесу, проте при розгляді тенденцій розвитку стану газових двигунів ця ознака в аналізі не є основною.

За основною ознакою (способу займання) газові двигуни відносяться до двигунів з примусовим займанням. Робочі ж процеси цих двигунів істотним чином розрізняються. В першу чергу це пов'язано із заміною іскри у газових двигунів на займання факелом газу у форкамерно-факельних або факелом запального дизельного палива у газодизелів.

Газодизельний цикл характеризується звичайними залежностями між параметрами, проте унаслідок використання двох видів палива ці залежності мають деяку відмінність.

Одним з важливих питань перекладу дизельних двигунів на газодизельний процес є визначення ступеня стиснення паливної суміші в двигуні. Вирішальну роль в цьому питанні грають максимальний тиск згорання в циліндрі і пов'язані з ними навантаження на кривошипно-шатунівий механізм, а також питання детонації. Загальним для газодизельних двигунів є деяке зниження ступеня стиснення в порівнянні з дизельним прототипом. Зазвичай ступені стиснення таких двигунів не нижче 11-12,5, що забезпечує пуск на одному рідкому паливі. Вищі ступені стиснення реалізуються в більш швидкохідних двигунах. Вищий ступінь стиснення газодизелів робить їх економічнішими, ніж газові двигуни. Якщо для дизелів ступені стиснення вибирають по можливості більшою з метою досягнення достатньо високої температури кінця стиснення для надійного самозаймання палива, підвищення до. п. д. і зменшення періоду затримки самозаймання, то при роботі на газі великий ступінь стиснення і пов'язана з цим висока температура сприяють значному зростанню швидкості згорання, що може

приводити до детонації або «жорсткої» роботи двигуна. Детонація виникає, якщо має місце самозаймання газоповітряної суміші від сильно нагрітих деталей, гарячих відкладень або залишкових продуктів згорання з високою температурою. Питома потужність при цьому падає, але питома витрата теплоти поліпшується.

Основна складність у відробітку газодизельного процесу - це поєднання суперечливих вимог: з одного боку слід обмежувати ступінь стиснення для уникнення детонації, з іншої - ступінь стиснення повинен бути достатнім для займання запального палива. Вирішення цієї суперечності ускладнюється для двигунів з наддувом, в яких при максимальній потужності, тобто при повному наддуві створюються найбільш сприятливі умови для виникнення детонації, і в той же час на низьких навантаженнях, коли наддув незначний, істотно ускладнюються умови займання.

Крім того, газо дизельний процес ускладнює регулювання навантаження. Часто якісне регулювання, що має місце в дизелях без турбонаддува, обмежено при газодизельному процесі межами ефективного збіднення, які, хоча і зміщені у газодизеля у бік бідних сумішей в порівнянні з двигунами з іскровим запаленням, все ж таки не дозволяють понизити потужність нижче 25-30% від номінальної. При нижчих навантаженнях робота двигуна по газодизельному процесу виявляється неможливою і подальша зміна потужності проводиться зміною подачі дизельного палива.

За способом утворення робочої суміші розрізняють двигуни, що мають зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Зовнішнє сумішоутворення отримало широке розповсюдження на автомобільних і стаціонарних безнаддувних двигунах унаслідок простоти пристроїв для сумішоутворення. Змішувач в таких випадках як правило виконують у формі сопла Вентурі, вбудованого в повітряний тракт. Газ поступає до змішувачів під тиском, можливо близьким до атмосферного з тим, щоб запобігти витoku газу в зовнішнє середовище і проникнення повітря в газопровід. Проте хороша здібність газового палива до сумішоутворення визначила широке застосування внутрішнього

сумішоутворення, особливо у великорозмірних двигунах і двигунах з наддувом. При такій системі газ і повітря подаються в циліндри двигуна роздільно. Змішення ж відбувається усередині кожного циліндра.

3.3. Конструктивні особливості газових двигунів

Особливістю конструкції газових двигунів суднового і тепловоза призначення є система газо подачі, займання (запалення) і регулювання. У систему газо подачі входять як основні елементи редуктори і регулятори тиску газу, газові змішувачі і дозуючі пристрої на повітря і газ, газо впускні клапани, а також їх привід, колектори або ресивери газу. Всі ці елементи в основному мають системи як з внутрішнім, так і із зовнішнім сумішоутворенням [10].

В тому випадку, якщо система газового двигуна працює не від постійного джерела тиску, або працюючи від магістралі вимагає регулювання тиску газу при зміні частоти обертання або потужності двигуна, в схемах газо подачі застосовують пристрої, що забезпечують або просто зниження тиску до потрібного (редуктора), або, разом із зміною тиску залежно від режиму роботи двигуна ще зміна кількості газу, що подається (редуктор - регулятор). У першому випадку застосовують як правило редуктори, що серійно випускаються промисловістю, залежно від необхідної витрати для конкретного двигуна або групи двигунів.

У разі потреби зміни тиску газу по певному закону застосовують автоматичні редуктори-регулятори тиск газу, який або встановлюють на вхідний трубопровід газу до двигуна, або на трубопровід того виду газу, який вимагає таких регулювань. Редуктор-регулятор тиску (рис. 3.1.) газу складається з редукційного клапана 1 і діафрагми 4, що управляє, зв'язаною штоком з клапаном, а також двох дисків 5 і 6. Діафрагма, щільно затиснута по периферії, утворює дві порожнини. Верхня сполучається з атмосферою (може з тиском, що управляє). Нижня порожнина ізолюється малою діафрагмою від газоподаючої порожнини, але повідомляється трубкою 9 з газовідвідною порожниною. При непрацюючому двигуні тиск газу в порожнинах діафрагми рівний атмосферному

і редукційний клапан закритий пружиною 10. При пуску двигуна в нижній порожнині утворюється розрідження і клапан 1 відкривається. При зростанні тиску в газовідвідній порожнині унаслідок невідповідності між кількістю газу, споживаним двигуном і що поступає через редукційний клапан, діафрагма, прогинається вгору, закриває клапан, і кількість газу, що поступає, зменшується.

Пристрої змішувачів застосовують у двигунів із зовнішнім сумішоутворенням. Змішувач може бути загальним для всього двигуна або індивідуальним для кожного циліндра. Другий тип частіше зустрічається у двигунів, що мають відносно великі розміри циліндра. При використанні одного змішувача для живлення багатоциліндрового двигуна важко зберегти однакове наповнення циліндрів із-за різних опорів на впусканні, а також однаковий склад суміші.

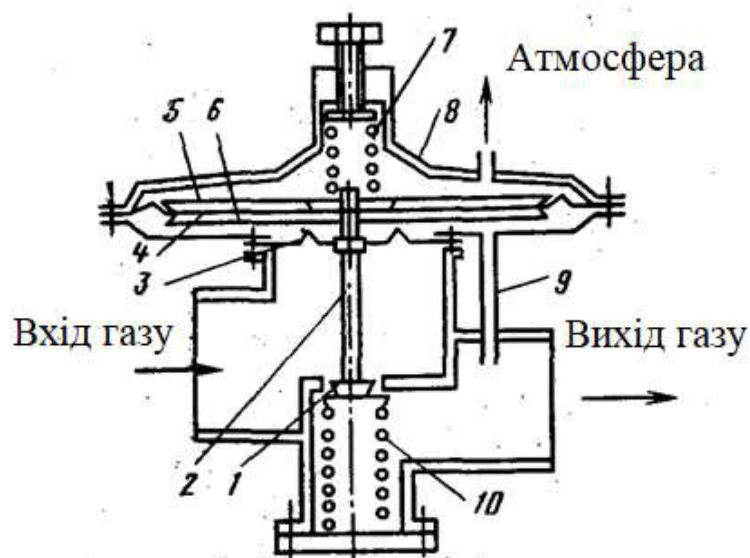


Рис. 3.1. Регулятор тиску газу

Навантаження по циліндрах в цьому випадку розподіляється нерівномірно. Тому змішувачі загальні для всього двигуна, зазвичай застосовують в двигунах невеликої потужності і що мають достатньо короткі впускні колектори. Такого роду змішувачі встановлюють на автомобільних газових двигунах.

Змішувачі можуть бути виконані у вигляді особливих клапанів або у вигляді особливих пристосувань, розташованих в безпосередній близькості від головок циліндрів двигуна і сполучених короткими трубопроводами з впускним

каналом головки. Найбільш раціональним слід визнати пристрій клапана газозмішувача, проте цей пристрій ускладнює конвертацію двигуна, вимагаючи або доопрацювання головки, або розробки спеціального клапана газозмішувача. Клапан змішувача повинен забезпечити не тільки максимальне наповнення циліндра, але і створити якнайкращі умови для перемішування повітря і газу.

У клапані-змішувачі (рис. 3.2.) газ і повітря змішуються над головкою впускного клапана 1, який приводиться в дію звичайним способом за допомогою коромисла і штанги з штовхачем від кулачка розподільного валу. На стрижні впускного клапана посаджений газовий клапан 2, що віджимається вгору пружиною 3 і що перекриває отвір для проходу газу. При натисненні коромисла на стрижень впускного клапана він починає відкриватися і в циліндр поступає спочатку тільки повітря.

При подальшому відкритті клапана напелегливе кільце 4 відкриває газовий клапан, і в циліндр поступає суміш газу і повітря, що утворюється безпосередньо перед впускним клапаном. Запізнювання відкриття газового клапана визначається зазором між уступом і газовим клапаном. Цей зазор дозволяє встановити фази відкриття так, щоб виключити можливість зворотного спалаху. Повітря, що поступає на початку впускання, забезпечує продування циліндра.

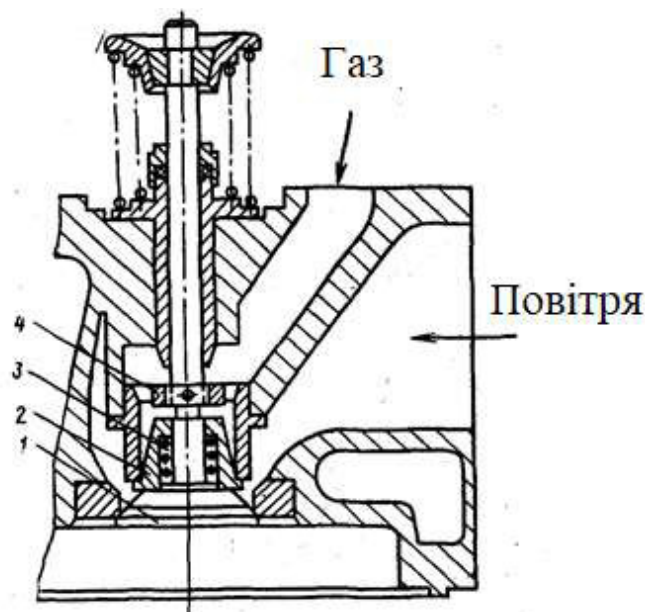


Рис. 3.2. Клапан – змішувач

Потужність в газових двигунах регулюють за допомогою дросельних заслінок або золотникових дозаторів. Потужність іноді регулюють зміною часу - перетини впускного клапана і відповідно кількістю що поступає в циліндр суміші. Регулювання кількості свіжої суміші зміною ходу клапана-змішувача складніше, ніж дросельними заслінками. Регулятор в цьому випадку повинен обов'язково мати сервомотор для подолання значних зусиль. Крім того, зміну ходу клапана вносить ряд істотних труднощів в схему управління газового двигуна. До переваг такої схеми відноситься відсутність горючої суміші між регулюючими органами і циліндром двигуна. У разі регулювання дросельними заслінками або дозаторами між ними і циліндром залишається нерегульований об'єм газу і повітря, що створює певну інерційність і викликає запізнювання дії регулятора при зміні робочих режимів двигуна. Це дуже важливо у разі використання газового двигуна, як силової частини мотор-генератора.

3.4. Розрахунок паливної системи двигуна типу 8ЧН 25/34

Проаналізувавши особливості газу в якості палива, а також враховуючи конструктивні особливості газових двигунів та специфіку робочого процесу для двигуна 8ЧН 25/34 була розроблена паливна система з впорскуванням газу з електронною системою управління (рис. 3.3).

Згідно зі схемою газ подається у впускні колектори через спеціальний електро - магнітний клапан (форсунка) фірми «Clean air power», необхідна кількість газу регулюється тривалістю відкриття цього клапану. ПНВТ відрегульований на постійну подачу дизельного палива у розмірі - 10 %. До переваг такої схеми відноситься відсутність горючої суміші між регулюючими органами і циліндром двигуна. У разі регулювання дросельними заслінками або дозаторами між ними і циліндром залишається нерегульований об'єм газу і повітря, що створює певну інерційність і викликає запізнювання дії регулятора при зміні робочих режимів двигуна. Це дуже важливо у разі використання газового двигуна, як силової частини мотор-генератора.

Особливістю двигуна є електронна система управління. Так збір інформації про роботу двигуна здійснюється системою датчиків, в яку входять: датчик тиску наддувочного повітря 3, датчик тиску газу 4, датчик частоти обертів колінчастого валу 7, та лямбда - зонди 11. Так сигнали поступають в управляючу обчислювальну систему (УОС), де переробляються та видають сигнали на ПНВТ та блок силових ключів (БСК), який управляє електромагнітним газовим клапаном, змінюючи тривалість його відкриття в залежності від навантаження. Дозвіл на перехід на газодизельний процес виробляється тільки після набору певної суми закодованої інформації. Запуск та зупинка двигуна здійснюється на дизельному паливі. Змінюючи алгоритм, можна в певній мірі змінювати параметри роботи двигуна. Наприклад, дозу запального палива, тиск газу. Крім того, така система дозволяє здійснювати комплексне управління роботою двигуна та його захистом.

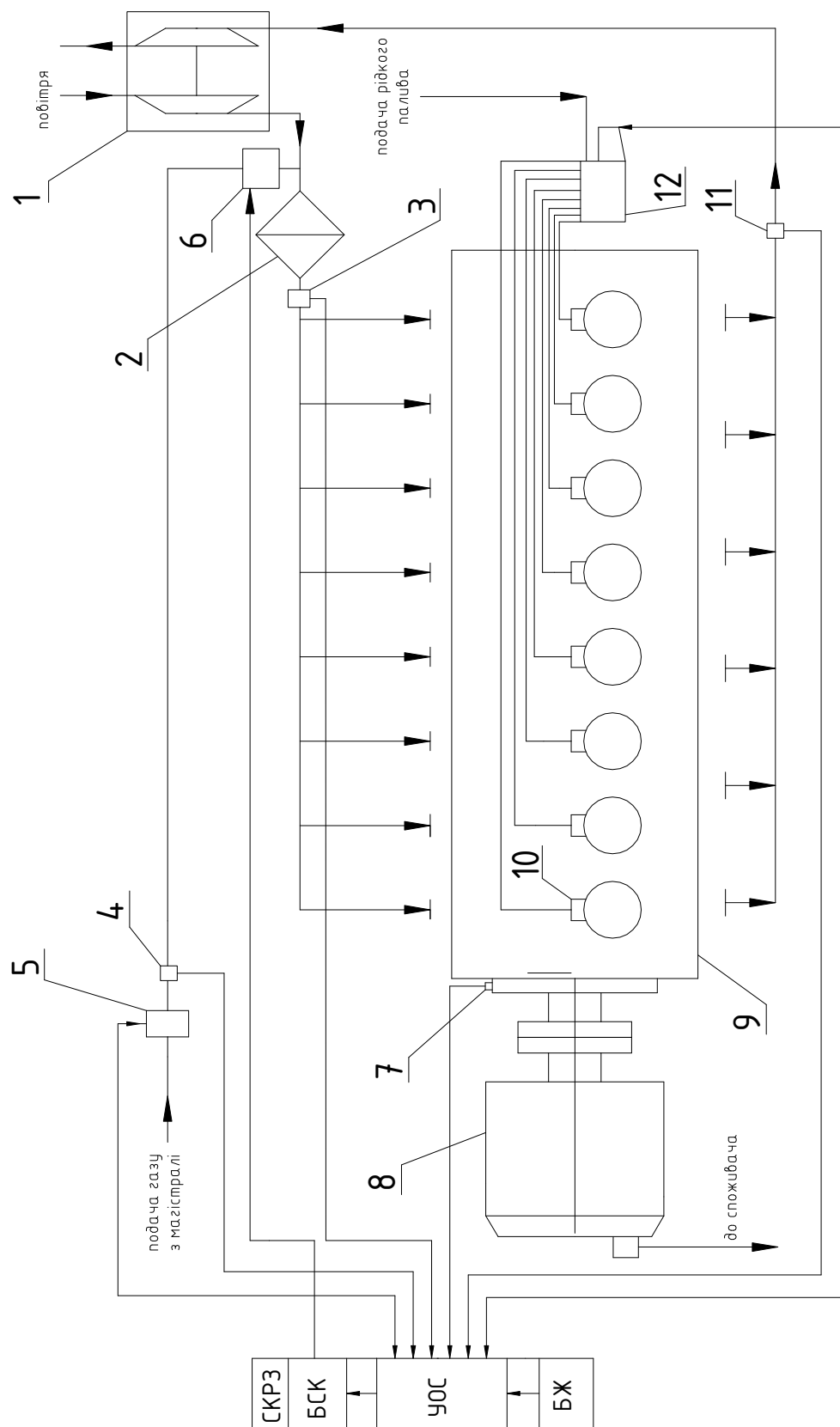


Рис. 3.3. Схема паливної системи двигуна типу 8ЧН 25/34

Визначення подачі газу на номінальному режимі роботи двигуна:

$$g_z = \frac{N_E \cdot g_e}{3600} = \frac{600 \cdot 208}{3600} = 34,7 \text{ г/с}$$

де $g_e = 208 \text{ г/кВт* год}$ – питома ефективна витрата газу;

$N_E = 600 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

Визначення витрати газу через ЕМК серії SP:

$$m_g = K \cdot \rho_1 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{2 \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \cdot \frac{P_1}{\rho_1} \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}$$

де K – константа клапану;

$\rho_1 = 717 \text{ кг/м}^3$ – густина природного газу;

$\gamma = 1,3$ – співвідношення теплоємностей для природного газу;

P_1 – абсолютний тиск на вході в ЕМК, кПа;

$P_2 = 200 \text{ кПа}$ - абсолютний тиск на виході з ЕМК.

Ця формула допустима тільки для значення співвідношень P_2 / P_1 більших ніж значення критичного тиску P_p .

$$P_p = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{2}{1,3+1}\right)^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 0,545$$

Тобто, максимальний тиск на вході в ЕМК дорівнює:

$$P_{1max} = \frac{P_2}{P_p} = 367 \text{ кПа}$$

Визначимо витрати газу через кожний ЕМК в залежності від тиску на вході, табл. 3.3. Залежність витрати газу через ЕМК від тиску на вході приведено на рис. 3.4.

Таблиця 3.3. Витрати газу через кожний ЕМК в залежності від тиску на вході

<i>SP – 051</i>			
<i>K</i>	<i>P</i> ₁	<i>P</i> ₂	<i>m</i> _g
3,92E-05	220	200	6,269505
3,92E-05	240	200	8,428445
3,92E-05	260	200	9,850085
3,92E-05	280	200	10,88849
3,92E-05	300	200	11,68704
3,92E-05	320	200	12,32105
3,92E-05	340	200	12,83567
3,92E-05	360	200	13,2603
<i>SP – 021</i>			
<i>K</i>	<i>P</i> ₁	<i>P</i> ₂	<i>m</i> _g
6,86E-05	220	200	10,97163
6,86E-05	240	200	14,74978
6,86E-05	260	200	17,23765
6,86E-05	280	200	19,05486
6,86E-05	300	200	20,45232
6,86E-05	320	200	21,56183
6,86E-05	340	200	22,46243
6,86E-05	360	200	23,20552
<i>SP – 014</i>			
<i>K</i>	<i>P</i> ₁	<i>P</i> ₂	<i>m</i> _g
9,46E-05	220	200	15,12998
9,46E-05	240	200	20,34007

9,46E-05	260	200	23,77087
9,46E-05	280	200	26,27682
9,46E-05	300	200	28,20393
9,46E-05	320	200	29,73395
9,46E-05	340	200	30,97589
9,46E-05	360	200	32,00062
SP-010			
K	P_1	P_2	m_g
1,46E-04	220	200	23,35071
1,46E-04	240	200	31,39166
1,46E-04	260	200	36,68654
1,46E-04	280	200	40,55408
1,46E-04	300	200	43,52826
1,46E-04	320	200	45,88961
1,46E-04	340	200	47,80634
1,46E-04	360	200	49,38785

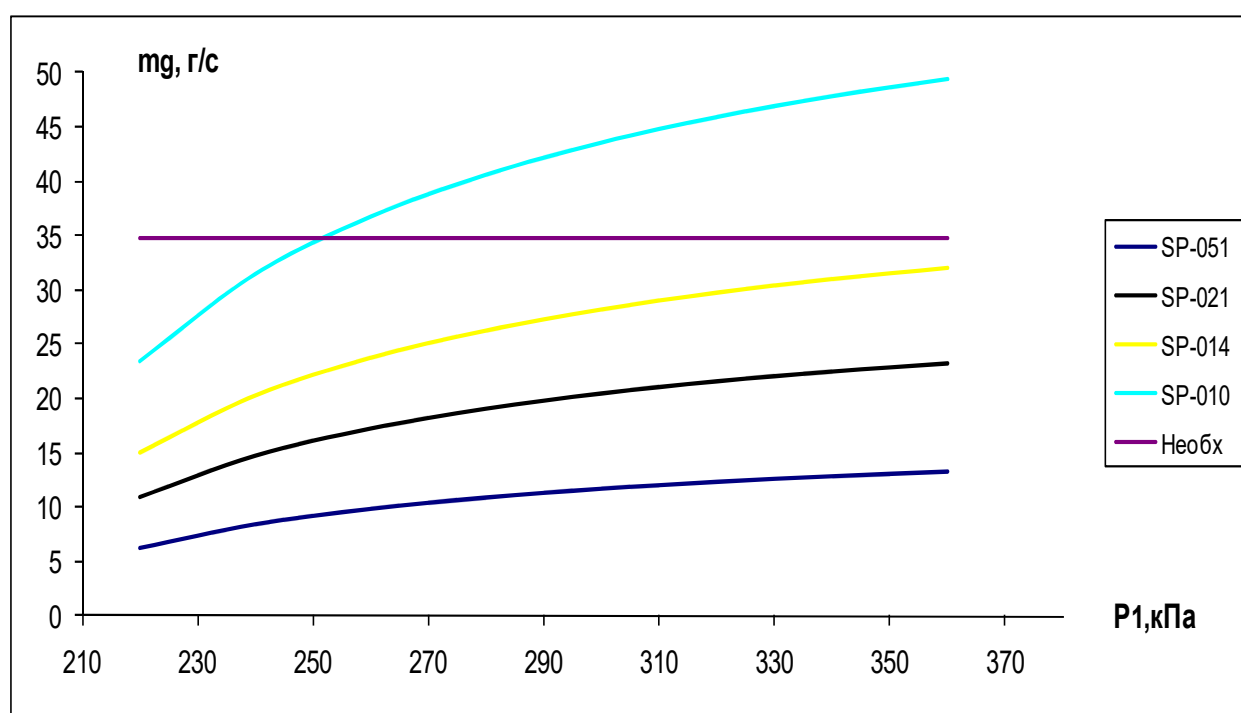


Рис. 3.4. Залежність витрати газу через ЕМК від тиску на вході

Таким чином, згідно з розрахунків нас задовольняє ЕМК з серії SP – 010 , з подачею газу на вході не менше ніж 253 кПа. Основні характеристики клапану приведенні у табл. 3.4.

Таблиця 3.4. Основні характеристики ЕМК SP-010

Вид палива	Природний газ
Матеріал	Нержавіюча сталь
Максимальний тиск	1200 кПа
Інтервал температур	-40 °С....+ 1200 °С
Робоча напруга	24 В
Маса	0,137 кг

РОЗДІЛ 4. ФОРМУВАННЯ ЗАХОДІВ ЩОДО БЕЗПЕКИ ПРАЦІ ТА ЗБЕРЕЖЕННЯ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення електростанції

Охорона праці - це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів направлених на збереження життя, здоров'я і працездатності людини в процесі трудової діяльності. Закон України «Про охорону труда» визначає основні положення щодо реалізації конституційного права працівника на охорону життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, на належних безпечні і здорові умови праці, регулює за участю відповідних органів державної влади відношення між працедавцем і працівником по питаннях безпеки, гігієна праці і виробничої середовища і встановлює єдиний лад організації охорони праці в Україні.

Завдання охорони праці - звести до мінімуму можливі поранення і захворювання робітників, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці [11].

Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих чинників. Небезпечним виробничим чинником називається такий виробничий чинник, вплив якого на того, що працює в певних умовах приведе до хвороби або зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим чинниками не завжди можна провести чіткий кордон. Той самий чинник може привести до нещасного випадку або до зниження продуктивності праці.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих чинників, які впливають на персонал обслуговуючий дизеля.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, які обслуговують дизель, виникає ряд виробничих чинників небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці чинники регламентовані ГОСТ 12.0.003 - 83.

Пари палива і масла

Пари палива і змащувального масла проникають в організм людини, дратівливо діють на нього, а також можуть привести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

По ГОСТ 12.1. 005 – 88 встановлений допустимий кордон концентрації пари дизельного палива в повітрі виробничих приміщень, вона складає 100 мг/м^3 .

В процесі експлуатації дизель взаємодіє з навколишнім середовищем: для роботи споживаються повітря, а в атмосферу викидаються вихлопні гази. Основними шкідливими компонентами ВГ дизельних двигунів є оксиди азоту, сажа і сірчисті з'єднання (для бензинових двигунів – окисел вуглецю, вуглеводні оксиди азоту, а також з'єднання свинцю для етилірованих бензинів). По БудНіПу 245 – 71 величина допустимої концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду у вигляді опіків. Для того, щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна, по можливості, покрити теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність замочної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, використання відкритого вогню недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Електробезпека

Проходячи через тіло, струм впливає:

- термічно, виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин;
- електрично, виражається в зміні фізико-хімічного складу крові і інших рідин;
- біологічно, виражається в роздратуванні і руйнуванні тканин організму, а також в порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами розжарювання;
- світильники з двома люмінесцентними лампами;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

Вентиляція

В результаті порушень герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні з'єднання (CO ; SO_2 ; CH). Щоб запобігти підвищенню концентрації шкідливих речовин в машинному відділенні, необхідна система вентиляції.

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

Система вентиляції розроблена відповідно з вимогами і нормами БудНіП. У машинному відділенні застосовуються наступні типи вентиляції: штучна приточування і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним чином через газонепроникні перегородки і жалюзі, встановлені на кожухах димарів. Вентиляція приточування машинного відділення забезпечується вентиляторами.

Для ефективної роботи системи вентиляції поважно щоб були виконані наступні технічні і санітарно-гігієнічні вимоги:

- кількість приточування повітря повинно відповідати кількості витягнутого, різниця між ними має бути мінімальною;

- система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях який перевищує допустимі норми;
- система вентиляції має бути електробезпечною, пожаробезпечною і вибухобезпечною, проста в пристрої, надійна в експлуатації і ефективна.

Шум

Під шумом розуміється сукупність безладного (негармонічного) поєднання звукових коливань різних частот і амплітуд. Частота звукових коливань лежить в діапазоні 16...20 Гц – 16..20 КГц. Весь діапазон звукових частот ділять на низькочастотний – 300...400 Гц, середнє частотний – 300...400 - 800...1000 Гц, високочастотний – вище 800...1000 Гц.

Шум значно погіршує продуктивність праці. При тривалій дії на людину спостерігається втома слухового апарату, який може привести до часткової або навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

Середнєгеометричні частоти в октавних полосах ν , Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Рівень звуку a_v , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація

Вібрація виникає із-за динамічної неврівноваженості мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Спільна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу з частотою 4...30 Гц може викликати пошкодження плечового поясу і більшості внутрішніх органів із-за резонансного явища. Стандартні норми вібрації приведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с·10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/ 132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/10 7
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/10 1	0,56/1 01

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні дизельної електростанції

Рівень шуму вироблюваний двигуном 8ЧН 25/34 визначається по формулі:

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

n_n – номінальна частота обертання колінчастого валу, $n_n = 500 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання колінчастого валу, $n = 500 \text{ хв}^{-1}$;

Ne – номінальна потужність двигуна, $Ne = 600 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(500 + 600^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{500}{500}\right) \right] = 81,27 \text{ Дб}$$

Рівень шуму перевищує допустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Для зниження аеродинамічного шуму, що створюється двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. За принципом дії їх ділять на активних і реактивних. Використання глушників дозволяє понизити спільний рівень шуму на 10-12 Дб.

Існуючі методи гасіння шуму засновані на використанні вібро- і звукоізоляції і на вібро- і звукопоглинанні. При глушінні шумів впускання і випуску найбільшого поширення набули методи вібропоглинання (ВП). Ефект ВП полягає в здатності конструктивних матеріалів поглинати енергію вагання із-

за наявності внутрішнього тертя, в результаті якого енергія вагання необратимо переходить в теплову енергію. Конструкційні матеріали для двигунів доцільно підбирати з розрахунком величини внутрішнього тертя. Властивості віброізоляції полягають в тому, щоб перешкоджати поширенню енергії коливань по конструкції або звуку по повітрю. До звукоізолюючих пристроїв відносяться екрани – пристрої, що частково перегороджують шлях звуковому потоку. У межі екран можна розташовувати безпосередньо на поверхні двигуна і його елементів, особливо якщо є інтенсивно звукоізолююча поверхня. У останньому випадку екран матиме не лише ізолюючу, але і поглинаючу дію.

Для зниження повітряного шуму випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи, які дозволяють понизити загальний рівень шуму на 10-15 Дб.

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

Рівень вібрації для двигуна 8 ЧН 25/34 визначається по формулі:

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

де m - маса двигуна, $m = 11380$ кг;

n – частота обертання колінчастого валу, $n = 500$ хв⁻¹;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{500 \cdot 600^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 600}{11380} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{11380}{450}} + 30 \lg \left(\frac{500}{500} \right) \right) = 71,8 \text{Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачені:

- підбір поршнів і шатунів по вагових групах;
- використання маховика для урівноваження сил інерції;
- урівноваження неврівноважених мас за допомогою противаг.

Заходи щодо зниження рівня шуму і вібрації

Шум і вібрація впливають на здоров'я людей, що працюють в машинному відділенні, зменшують продуктивність праці, притуплюють увагу. Двигун відносять до найбільш гучних механізмів в більшості випадків він є основним джерелом шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, в той же час, найбільш складним методом боротьби з шумом є зниження шуму самого двигуна. Суть методу - в спеціальній організації робочого місця і конструкції двигуна і його вузлів у поліпшеній технології виготовлення і обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестерні, спільне доведення і притирання деталей, вибір менш гучних підшипників). Одним з найбільш поширених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є встановлення віброгасників в місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей і люків з метою зменшення їх вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних засобів захисту від шуму: пробок і навушників, касок спільно з пробками, звукоізолюючих кабін з яких ведеться управління двигуном. Способи індивідуального захисту залежно від їх конструкції і частоти шуму дозволяють зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

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

До роботи на дизелі допускаються люди, які пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки. Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох зворотів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;

- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без з'єднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

4.2. Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система законодавчих актів, яка забезпечує нормальне функціонування біосфери при впливі на неї природних або антропогенних чинників [9].

Закон України «Об охороні навколишнього середовища» визначає правові економічні і соціальні основи організації охорони навколишнього природного середовища на користь нинішнього і майбутніх поколінь. З цією метою Україна здійснює на своїй території екологічну політику, направлену на збереження безпечною для існування живої і неживої природи навколишнього середовища захист життя і здоров'я населення від негативного впливу, обумовленого забрудненням навколишнього середовища, досягнення гармонійної взаємодії суспільства і природи, охорону, раціональне використання і відтворення природних ресурсів. Охорона навколишнього середовища, раціональне використання природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки життєдіяльності людини – невід'ємна умова постійного економічного і соціального розвитку України.

Запобігання впливу таких шкідливих виробничих чинників, як газ, пара, пил надлишкова температура і вологість, а також створення здорового повітряного простору – важливе народногосподарське завдання, яке повинне здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи і шкіру, а також з їжею. Більшість цих речовин відносяться до

небезпечних і шкідливих виробничих чинників, оскільки вони впливають на організм людини.

Забруднення навколишнього середовища пов'язані з експлуатацією двигуна. В процесі експлуатації дизель взаємодіє з навколишнім середовищем: для роботи споживаються повітря, а в атмосферу викидаються вихлопні гази.

Розглянемо характер впливу компонентів, які містяться в газах (ВГ) двигунів, що відходять, на організм людини. За цією ознакою компоненти ВГ діляться гігієністами на 6 груп.

До *першої групи* входять речовини, які безпосередньо на людину і біосфері в цілому не впливають: азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До *другої групи* відноситься CO – окисел вуглецю, або чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше за повітря (щільність щодо повітря складає 0,97), практично нерозчинний у воді, горючий (з повітрям утворює вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини а звідти в кров CO витісняє з неї кисень, оскільки має в 200 разів велику розчинність (зниження вмісту кисню в крові приводить до задухи). Шкідливий вплив окислу вуглецю на організм людини пояснюють також тим що червоні кров'яні тільця – еритроцити – захоплюють CO і втрачають здатність брати участь в газообміні організму. В результаті у людини настає кисневе голодування і пов'язане з ним порушення центральної нервової системи, а в деяких випадках – смерть; при невеликих концентраціях в повітрі – запаморочення і нудота. Оскільки оксид вуглецю має практично ту ж щільність, що і повітря (28 і 28,7 відповідно), то самотійно вивітрюється з приміщень дуже погано.

Вплив окислу вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері: до 0,0016 % за об'ємом – концентрація нешкідлива; при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому перебуванні; при 0,05 – легке отруєння через 1 годину; при 1,0 – втрата свідомості після декількох вдихів і смерть якщо людини не винести з повітряного об'єму і не надати йому необхідну допомогу.

У *третю групу* входять оксиди азоту, головним чином окисел (оксид) NO і двоокис (діоксид) азоту NO₂. Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окислюється до NO₂. Діоксид азоту NO₂ – газ червонувато-бурого кольору з характерним різким запахом, важче за повітря. При рівних кількостях оксиди азоту значно токсичні, чим CO. Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони образують в дихальних шляхах азотну і азотисту кислоти і їх з'єднання які руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необратимі зміни в серцево-судинній системі.

Вони також викликають захворювання слизових оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні нітроолефіни. Отруєння мають прихований період, коли отруєний відчуває себе добре, але потім важко захворює.

Залежно від об'ємної концентрації в повітрі (%) вплив NO₂ на людський організм наступний: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизових оболонок; до 0,002 – утворення метгемоглобіна; 0,004...0,008 – набряк легенів. Крім того оксиди азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До *четвертої групи* (найчисленнішою) відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), які є представниками всіх гомологічних рядів: алкенов, алкадієнов, цикланов, ароматичних з'єднань а також канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять спільний токсичний і дратівливий вплив.

До *п'ятої групи* входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо – формальдегід). При певних дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизових оболонок носа і очей. Дії на організм людини виявляється в наступному: дратівливий і загальнотоксичний ефект на центральну нервову систему, ураження внутрішніх органів.

У *шосту групу* виділяють сажу, яка є дрібними частками вуглецю – від мікрона до десятків мікрон; найдрібніші (не більше 10мкм) здатні по декілька діб

знаходиться в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини. Головна небезпека сажі полягає в тому, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому бензопирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітини сильніше, ніж в чистому вигляді. Бензопирен міститься не лише в сажі дизелів, але і бензинових двигунів. (У сажі останніх міститься в 200 разів більше цієї речовини.) Проте сама сажі в ВГ дизелів міститься значно більше, чим в ВГ бензинових двигунів.

До складу ВГ дизелів при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, які є з'єднанням сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. Як правило – це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з різким запахом, важче за повітря (питома вага по повітрю – 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини залежно від об'ємного вмісту його в повітрі (%) викликає такі наслідки: 0,0007...0001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 мін; 0,01 – отруєння через 1 мін.

Склад ВГ двигунів на 99,0...99,9 % складається з продуктів повного згорання (вуглецю і пари води), залишкового кисню і азоту повітря. Саме частина ВГ, яка залишилася (не більше 1 % від спільного об'єму ВГ), визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний мир, людину, архітектурні будівлі.

Основними шкідливими компонентами ВГ дизельних двигунів є оксиди азоту, сажа і сірчисті з'єднання; для бензинових двигунів – окисел вуглецю, вуглеводні, оксиди азоту а також з'єднання свинцю (для етилірованих бензинів). Вуглеводні, що викидаються бензиновими двигунами, потрапляють в повітря як з відпрацьованими газами, так і з газами картерів, а також у вигляді випарів з карбюратора і бензобака. Для дизелів викиди вуглеводнів зазвичай пов'язують лише з ВГ. У бензинових двигунах спільна кількість токсинів в ВГ в середньому вище, ніж в дизельних.

Окрім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, який міститься в початкових і відповідно в кінцевих продуктах згорання, і вуглекислий газ CO_2 . Про азот можна відзначити, що сам по собі він нешкідливий для людини, проте є джерелом утворення шкідливих оксидів в циліндрі двигуна.

Діоксид вуглецю не надає безпосередньої шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. До останнього часу він не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. В той же час утворення вуглекислого газу з копалин вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить до числа так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, яке не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються і самі випромінюють. Це випромінювання направлене на всі боки – в результаті половина енергії прямує в космос, а половина повертається на Землю. Дію парникових газів забезпечує підтримка в атмосфері Землі і на її поверхні певних рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного пласта $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так званого парникового ефекту, який може змінити клімат на планеті. При існуючому темпі збільшення кількості цього газу в атмосфері (а його масова частина виросла від 0,00012 в 1912 р. до 0,00038 на початок нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних пластів атмосфери на 2...4 До в найближчих 100...200 років. Це може привести до інтенсивних танень льодовиків планети, підвищення рівня світового океану на 6...16 м і ряду супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

Одним з проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не лише від транспорту).

Розрізняють три основні типи смогу:

- смог льодовиковий (типу Аляски) – з'єднання газоподібних забрудників, пилових часток і кристалів льоду які з'являються при замерзанні крапель туману і пари опалювальних систем;
- смог лондонського типу – з'єднання газоподібних забрудників (як правило, сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель туману;
- смог фотохімічний (лос - анжельського типу, сухий) – вторинне забруднення повітря, яке виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Основний отруйний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу є чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетілнітрата, азотна кислота і деякі інші. Основне джерело смогу цього типу – транспорт.

Всі вказані речовини (окрім сажі) досягши певної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різний і відповідно різна допустима концентрація їх в повітрі. Їх постійний вплив на людину тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкової зміни організмів, які змінює їх морфологічні (зовнішня і внутрішня будова) і (або) фізіолого - поведінкові ознаки.

Вплив відпрацьованих газів ДВЗ на рослинність обумовлена їх попаданням як на поверхню рослин, так і на клітки (з ґрунтовими водами). Рослини особливо чутливі до оксидів сірки і оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив ВГ двигунів на будинки пам'ятники і інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

Основні способи зниження токсичності і димності ВГ

Вдосконалення робочих процесів і сумішоутворення

- підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згорання, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид CO при роботі на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x – на номінальних навантаженнях і бідних сумішах;

- покращують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, часткові і перехідні режими;

- покращують рівномірність подачі палива по циліндрах двигуна. Для цього застосовують багатокамерні карбюратори, системи уприскування палива в повітряний ресівер, впускні патрубки і безпосередньо в циліндри двигуна;

зменшують кут, який визначає момент запалення, зменшує викид NO_x, але знижує економічність двигуна а також збільшує викид вуглеводнів і CO.

Рециркуляція ВГ

Невелику кількість ВГ (10...12 %) подають у впускній трубопровід після карбюратора на номінальному режимі роботи (за іншими даними до 20 %). Це дозволяє понизити викиди NO_x приблизно удвічі за рахунок зниження максимальної температури згорання (за іншими даними на 40...50 %). Зниження відбувається за рахунок зменшення швидкості протікання реакції згорання унаслідок розведення горючої суміші нейтральними газами і зменшення маси свіжого заряду, який таким чином зменшує підведену теплоту згорання палива. Одночасно знижується потужність і зменшується економічність двигуна. Викид CO і CH в цьому випадку може трохи збільшуватися із-за погіршення процесу згорання. Вважається, що рециркуляція вигідніше на неномінальних режимах, хоча на них викиди NO_x і так невеликі. Рециркуляція ВГ ефективніша для двигунів з камерою в поршні чим для двигунів з розділеними камерами.

Паливо і присадки

Підвищення цетанового числа палива покращує процес згорання, знижує період затримки запалення, зменшує динамічність циклу і жорсткість роботи двигуна. Викид NO_x при цьому знижується, проте можуть збільшитися димність і викид вуглеводнів. Збільшення легких фракцій в паливі підвищує його випаровування, а значить – покращує рівномірність розподілу палива за об'ємом

камери згорання. Це знижує всі види викидів. Додатки до дизельного палива присадок на основі барію марганцю і тетраетилсвинцю дозволяють при великих навантаженнях у декілька разів понизити димність вихлопу і вміст в ній альдегідів і бензоперенів. Димність дизеля з нерозділеною камерою згорання зменшується на 40...90 %. На викид оксидів азоту присадки не впливають. Велика частина барію з'єднується з сіркою яка міститься в паливі, і потрапляє в атмосферу у вигляді порівняльний нешкідливий сульфід барію. Запропоновано дві гіпотези дії присадок: згідно першої відбувається гальмування утворення часток сажі в процесі згорання, згідно другої – зниження димності пояснюється каталітичною дією присадок при окисленні часток сажі в процесі дифузного згорання, розширення і випуску.

Вживання бензинів з малим вмістом тетраетилсвинцю дозволяє впливати на викид з'єднань свинцю, а також підвищити у декілька разів термін служби каталітичних нейтралізаторів.

Переклад двигуна на газоподібне паливо дозволяє понизити викид NO_x приблизно в два рази, а також небагато CO . Це пов'язано з тим, що при роботі на газі можливе ефективне використання бідніших сумішей, які згорають при понижених температурах, крім того, знижується нерівномірність складу суміші по циліндрах двигуна.

Нейтралізація ВГ

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації ВГ в спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів призначені для перетворення токсичних речовин в нетоксичні або для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, в результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (масла, палива, води, кислоти). Останні застосовуються порівняно рідко і переважно для стаціонарних установок.

ВИСНОВКИ

В магістерській роботі наведені результати проектування двигуна внутрішнього згоряння, який працює на газовому паливі для стаціонарної електричної станції. В якості базового був обраний двигун 8ЧН 25/34 потужністю 600 кВт.

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу та динамічних навантажень.

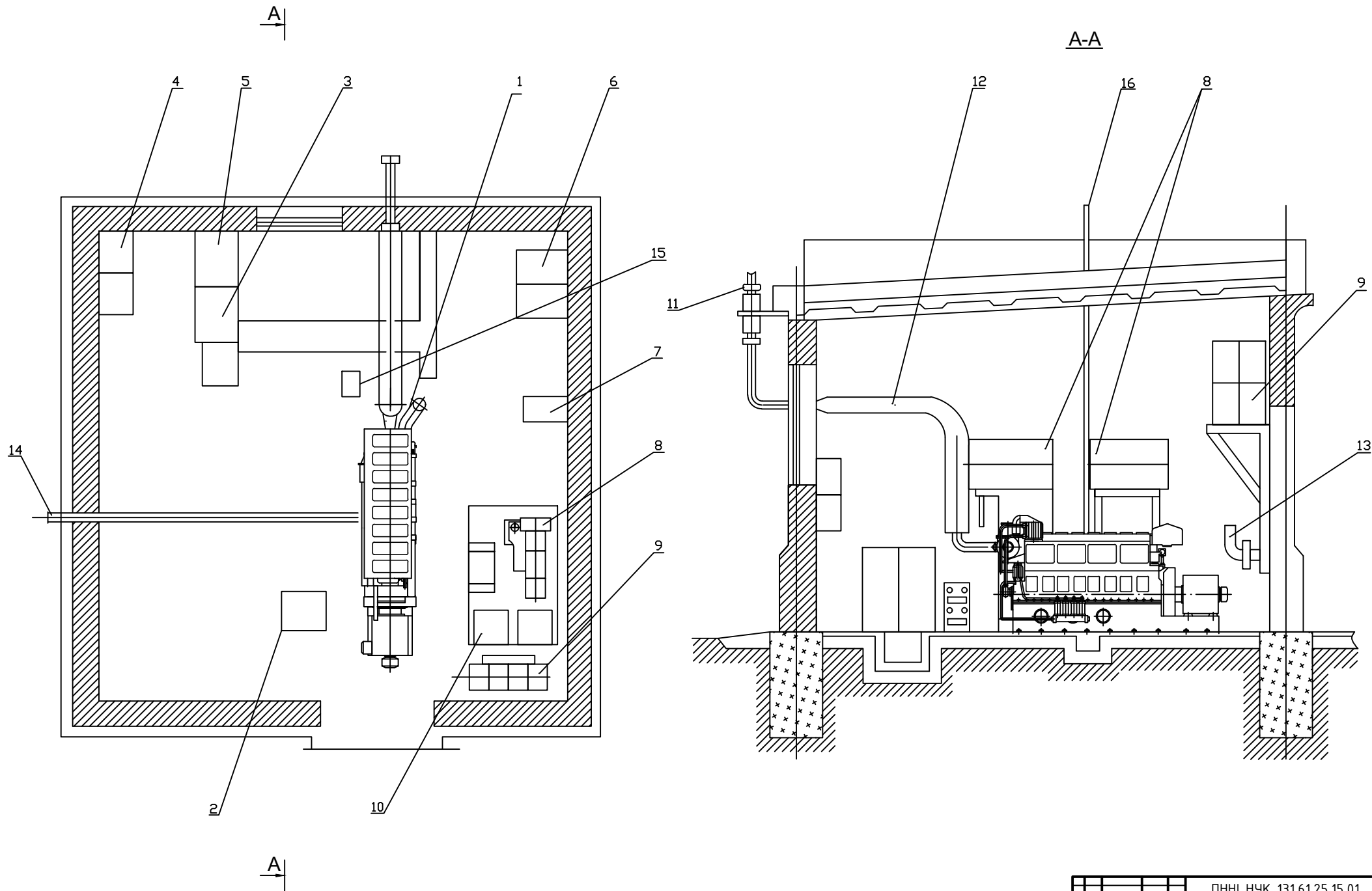
Була розроблена паливна система двигуна з впорскуванням газу, яка забезпечує високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

У роботі досліджено потенційно небезпечні та шкідливі чинники, що виникають під час експлуатації, технічного обслуговування та ремонту паливної системи головних двигунів. Також окреслено комплекс заходів, спрямованих на забезпечення безпеки під час виконання робіт з обслуговування та ремонту головних двигунів.

ЛІТЕРАТУРА

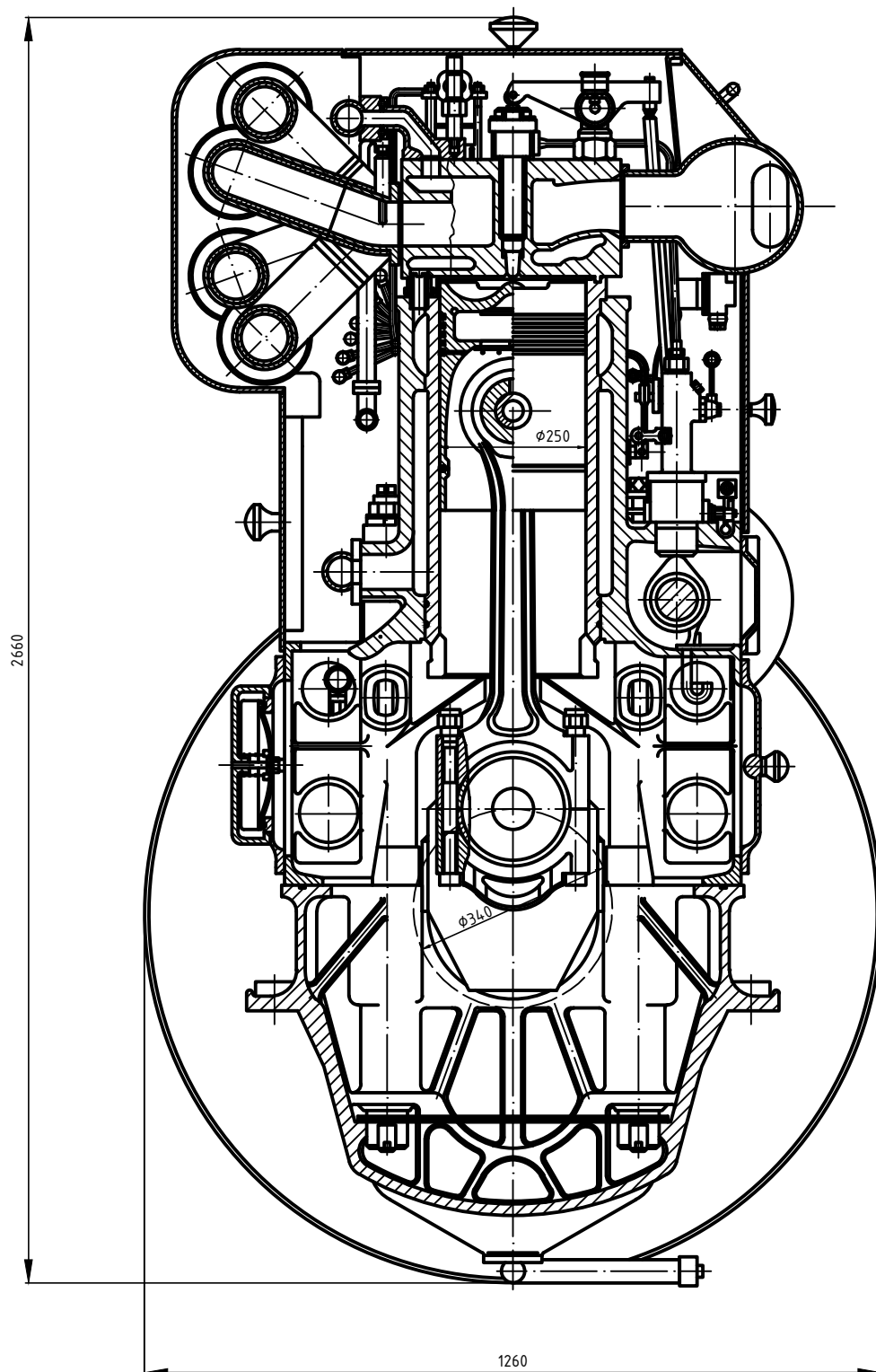
1. Latache M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
2. Білоусов Є.В. Навчальний посібник до курсу «Суднові двигуни внутрішнього згоряння та їх експлуатація» (виконання розрахунково-графічної роботи) Навчальний посібник / Є.В. Білоусов, Р.А. Варбанець, В.П. Савчук // Херсон – ХДМА, Одеса – ОНМУ, 2021 – 215 с.
3. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5 «Екологізація ДВЗ». – Харків: «Прапор», 2004.
4. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППН НУК, 2012. – 40с.
6. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.
7. Двигуни внутрішнього згоряння [Електронний ресурс]: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – 492 с.
8. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – К. : НТУ, 2013. – 249 с.
9. Білявський Г.О. Основи загальної екології : підручник / Г.О. Білявський, М.М. Падун, Р.С. Фурдуй. – 2-е вид. зі змінами. – К. : Либідь, 1995. – 368 с.
10. Kuiken K. Diesel Engines I for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW. Groningen, Netherlands: Target Global Energy Training. 2008. – 509 p.
11. Іванов Б.М. Основи охорони праці на морському транспорті. / Б.М. Іванов, М.О. Колегаєв, Ю.І. Касилов, О.І. Іванов // КОМПАС, Одеса, 2003 – 416 с.

ДОДАТКИ



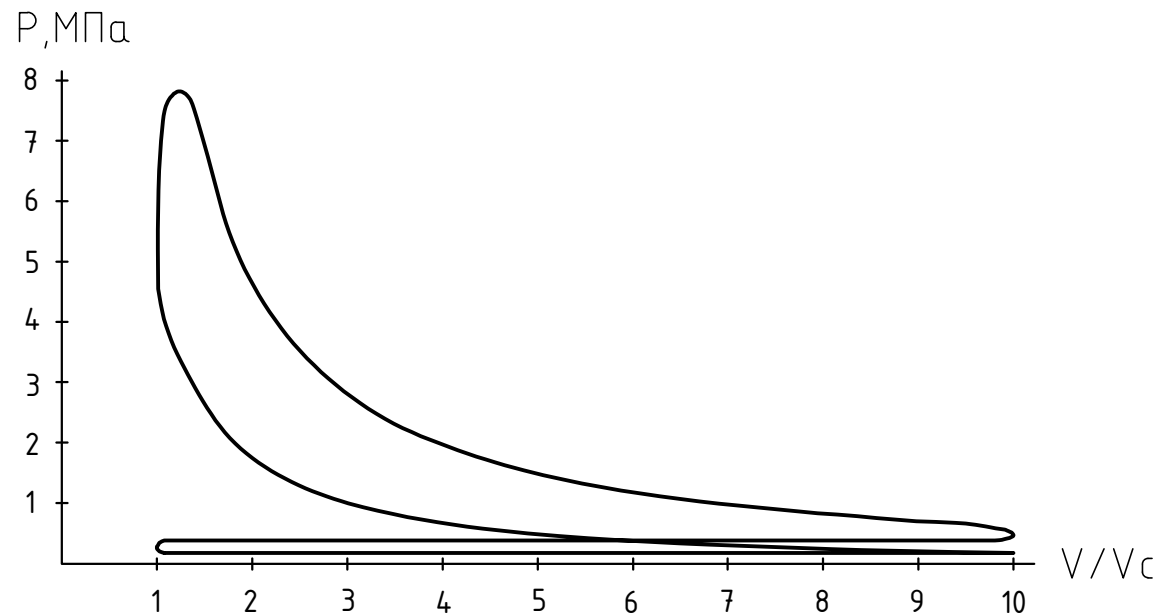
ПННІ НУК 131.61.25.15.01.					План та розріз газо - дизельної електростанції			1:40
Вид	Лист	№ докум.	Підпис	Печат	Вид	Масштаб	Розмір	Деталь
Створен	Шарфук Д.Б.				Висхідний	Підписаний А.С.		
Скорект.	Підписаний А.С.				Висхідний	Підписаний Д.Б.		

[illegible]

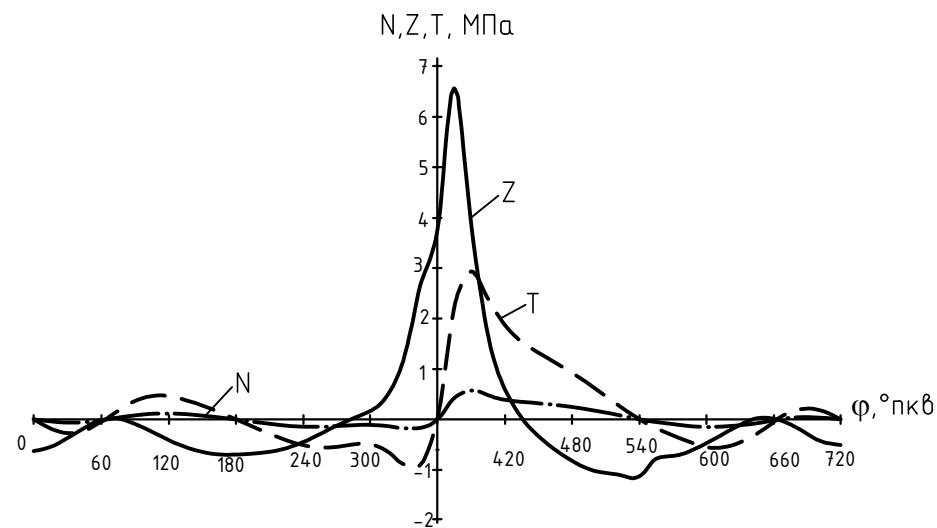
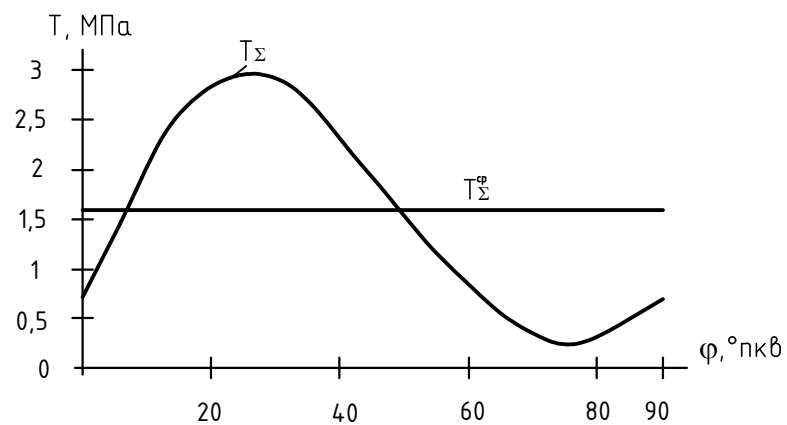
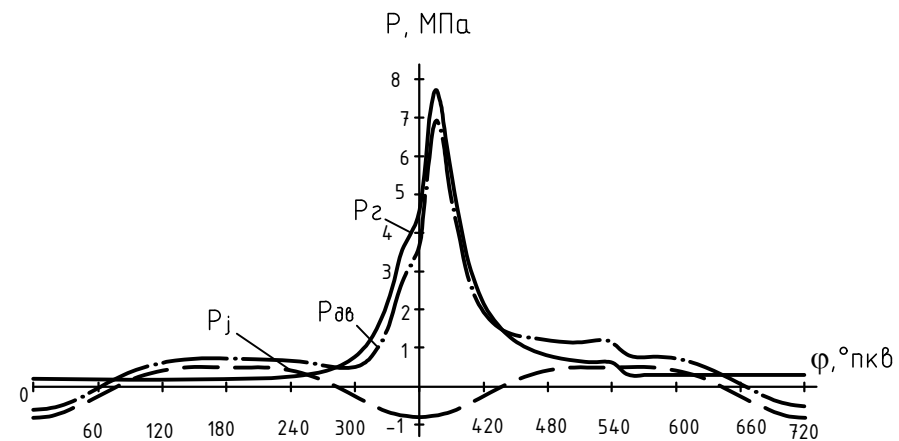


					ПННН НУК 131.61.25.15.02.				
					Поперечний розріз двигуна 8ЧН 25/34				
Знак	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Лист	Маса	Масштаб		
Створено		Відр.					1:4		
Конструктор		Технічний	А.С.		Архив	Архив			
Перевірив		Технічний	В.Р.		61-ТЕМмаг-243				
Затвердив		Технічний	В.Р.						

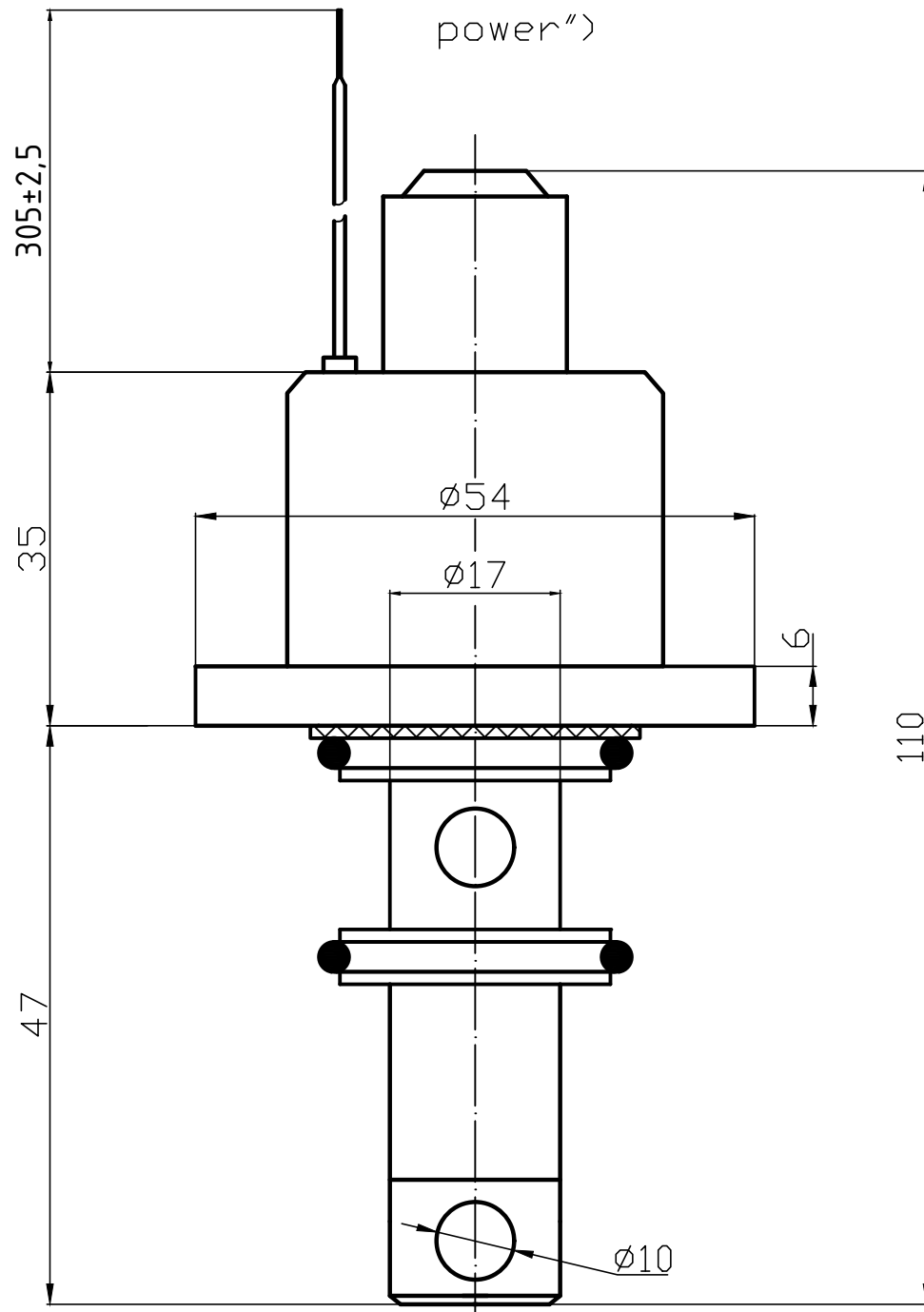
Індикаторна діаграма



Діаграми діючих у КШМ сил



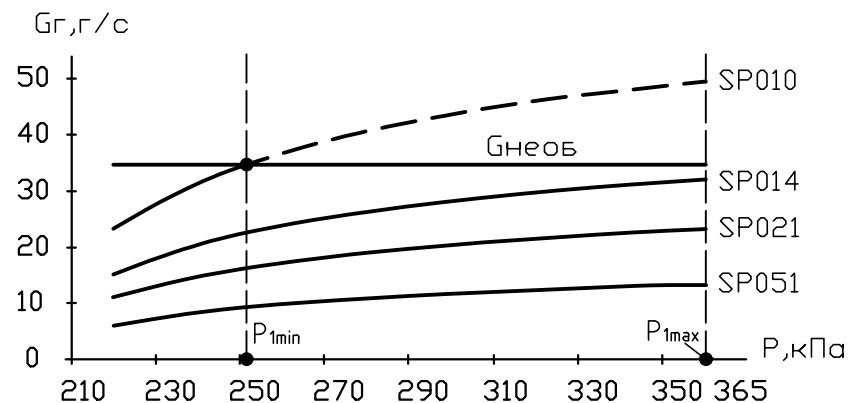
ЕМК (SP010 "Clean air power")

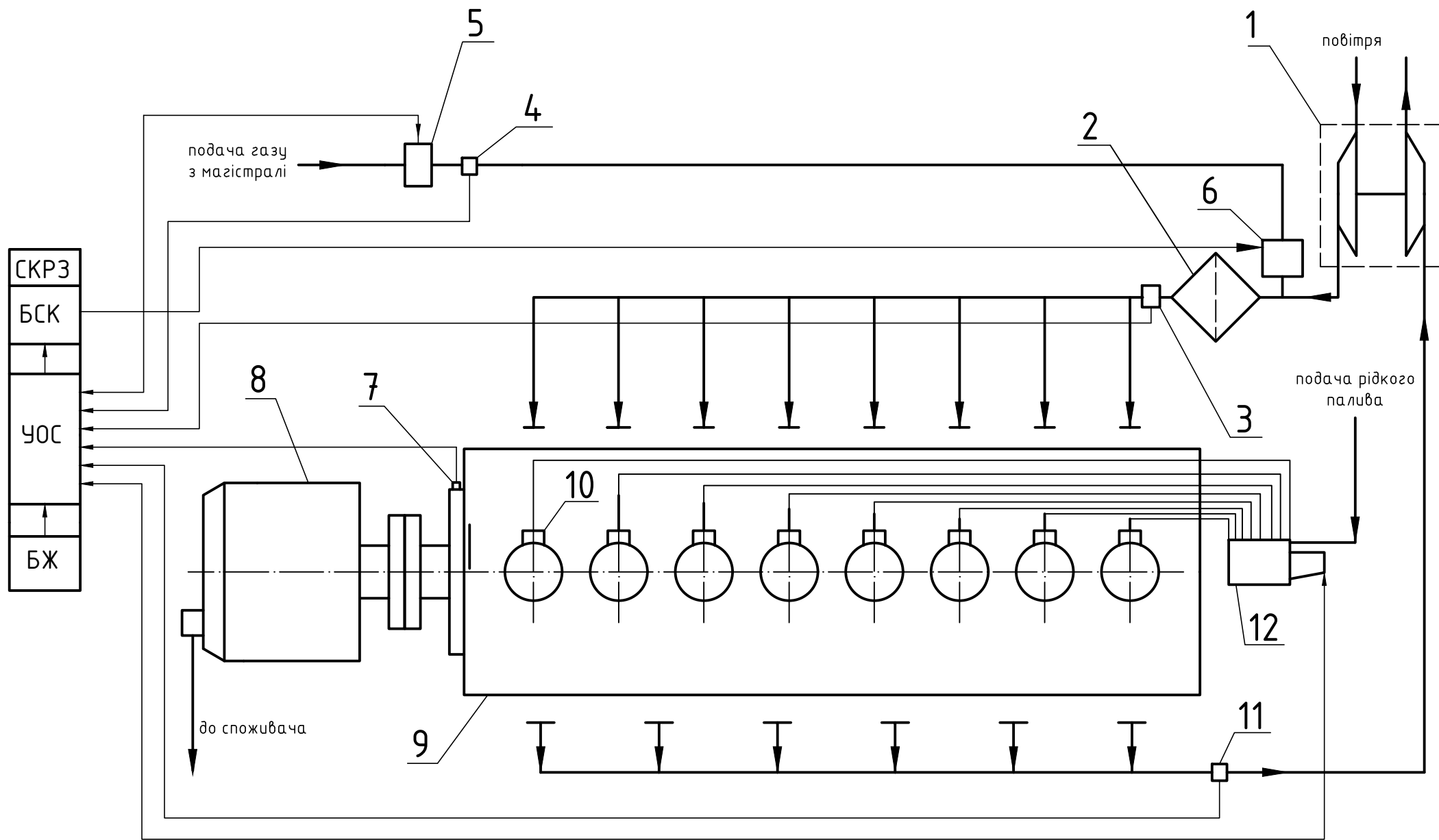


Основні характеристики

Вид палива	природний газ
Матеріал	нержавіюча сталь
Максимальний тиск	1200 кПа
Інтервал температур	від -40 до +120°C
Робоча напруга	24В
Маса	0,137 кг

Залежність витрати газу через ЕМК від тиску на вході





[illegible]