Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО
_____
« ___» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАПАЛЬНОЇ ДОЗИ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА НА ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи Василь НАЛИВАЙКО

Здобувач освіти Максим ПАВЛІЙЧУК

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет *Машинобудівний навчально-науковий*
Кафедра *Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації*
Ступінь *Магістр*
Спеціальність *142 Енергетичне машинобудування*
(шифр і назва)
Освітня програма *Двигуни внутрішнього згоряння*

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри *ДВЗ, У та ТЕ*
О. А. Гогоренко
«____» _____2025 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Павлійчуку Максиму Анатолійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Дослідження впливу запальної дози дизельного палива на основні показники газодизельного двигуна*

2. Керівник роботи *канд. техн. наук, доцент Наливайко В. С.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від "*15*" *10* 20*25* року № *1226-уч*
3. Строк подання здобувачем роботи _____
4. Вихідні дані до роботи *Потужність двигуна – 860 кВт; частота обертання колінчатого валу – 750 хв$^{-1}$; ступінь стиснення – 12,5*

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) *Опис двигуна і пропозиції по його вдосконаленю, обгрунтування типу обєкта, що використовує двигун; Дослідження запальної порції дизельнорго палива газодизельного двигуна на на ефективні показники; Економічний ефект від переводу дизельгенератора на роботу на газовому паливі; Організація* охорони праці та навколишнього середовища.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Попорений переріз двигуна; Вид двигуна з боку; Паливний насос високого тиску; Втулка плунжера; Плунжер; Плунжерна пара; Схема машиного відділення.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічне обґрунтування	*канд. техн. наук, доцент Наливайко В. С.*		
Охороні праці	*канд. техн. наук, доцент Наливайко В. С.*		

8. Дата видачі завдання_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Особливості застосування двигуна 6 ГЖЧН 26/34 у складі енергетичної установки судна		
2	Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи.		
3	Дослідження впливу запальної дози дизельного палива на основні показники газодизельного двигуна		
4	Економічний розділ		
5	Охорона праці та навколишнього середовища		

Здобувач освіти _____ /*Максим ПАВЛІЙЧУК*/
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ /*Василь НАЛИВАЙКО*/
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У дані кваліфікаційнії роботі розроблена судова газодизельна електростанція на базі двигуна підприємства „ДИЗЕЛЬ КГУ" – газодизель-генератора ДГР 2А800/750 ГОСТ 22246-84.

Тема роботи «Дослідження впливу запальної дози дизельного палива на основні показники газодизельного двигуна»

Робота складається з 80 аркушів розрахунково-пояснювальної записки (5 розділів) та 7 креслень формату А1.

В першому розділі наведено загальну характеристику судна, опис двигуна і пропозиції по його вдосконаленню та обгрунтування по застосуванню.

В другому розділі розраховані параметри робочого процеса, теплового баланса та динаміка двигуна, розраховано та побудовано індикаторну діаграму та графіки сил, що діють в КШМ.

В третьому розділі розглянуто основні аспекти використання газу в ДВЗ, обрунтування прийнятих технічних рішень, виконано необхідні розрахунки та проведено конструктивну оптимізацію.

Четвертий розділ присвячений економічному обгрунтуваню прийнятих технічних рішень та визначено строк окупаємості модернізації двигуна.

В пятому розділі розглянуті питання охорони праці та захисту навколишнього середовища, наведено розрахунок штучного освітлення машиного відділення.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ), запальна доза, паливний насос високого тиску (ПНВТ), ефективні показники, питома ефективна витрата палива, енергетична установка.

ANNOTATION

This qualification work presents the development of a marine gas-diesel power plant based on an engine manufactured by the company “DIESEL KGU” — the gas-diesel generator DGR 2A800/750 in accordance with GOST 22246-84.

The topic of the thesis is *“Investigation of the Influence of the Ignition Dose of Diesel Fuel on the Key Performance Indicators of a Gas-Diesel Engine.”*

The work consists of 80 pages of analytical and calculation materials structured into five chapters, as well as 7 tables presented on A1 sheets.

The first chapter provides a general description of the vessel, an overview of the engine design, proposals for its improvement, and a justification for its selection and application.

The second chapter includes the calculation of working process parameters, thermal balance, and engine dynamics. It also presents the construction of the indicator diagram and the force-acting graphs in the crank mechanism.

The third chapter examines the fundamental aspects of gas utilisation in internal combustion engines. It provides justification for the adopted technical solutions, performs the necessary engineering calculations, and presents design optimisation measures.

The fourth chapter is devoted to the economic assessment of the proposed technical solutions and determines the payback period for the engine modernisation.

The fifth chapter addresses issues of occupational safety and environmental protection. It includes the calculation of artificial lighting for the engine room.

Keywords: internal combustion engine (ICE), ignition dose, high-pressure fuel pump (HPFP), performance indicators, specific effective fuel consumption, power unit.

ЗМІСТ

ВСТУП

1 ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6 ГЖЧН 26/34 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА 4

1.1 Загальна характеристика газовоза. 4

1.2 Опис двигуна і пропозиції по його вдосконаленню. 9

1.3. Обґрунтування типу об’єкта, що використовує ДВЗ 13

1.4 Висновок до розділу 15

2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ 16

2.1 Розрахунок робочого процесу газодизеля 16

2.2. Розрахунок індікаторної діаграми. 25

2.3 Динамічний розрахунок двигуна 30

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна 37

2.5 Висновок до розділу 42

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАПАЛЬНОЇ ДОЗИ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА НА ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 43

3.1 Основні аспекти використання газів в двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ). 43

3.2 Обгрунтування заміни паливного насосу високого тиску (ПНВТ).. 47

3.3 Визначення основних параметрів паливного насоса високого тиску 48

3.4 Оптимізація діаметру плунжера. 53

3.5 Висновок до розділу 57

4 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ 58

4.1 Розрахунок економічного ефекту від переводу дизельгенератора 58

ДГР 2А 800/750 для роботи на природному газі з запалльною порцією дизельного палива 3%
4.2 Висновки до розділу 62
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА. 63
5.1 Охорона праці 63
5.2 Захист навколишнього середовича 69
5.3. Висновки до розділу 73
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ 74
Додаток А. Поперечний розріз двигуна
Додаток Б. Вид двигуна з боку
Додаток В. ПНВТ
Додаток Г. Втулка плунжера
Додаток Д. Плунжер
Додаток Е. Плунжерна пара
Додаток Ж. Схема машинного відділення

ВСТУП

Підвищення вимог до ефективності суднових енергетичних установок, зниження витрати традиційного рідкого палива та необхідність обмеження шкідливих викидів відпрацьованих газів зумовлюють пошук нових способів удосконалення двигунів внутрішнього згоряння. Одним із перспективних напрямів є використання природного газу як основного палива для газодизельних двигунів.

Особливістю газодизельного двигуна є використання невеликої запальної порції дизельного палива для надійного займання газоповітряної суміші. Кількість палива, що подається як запальна доза, безпосередньо впливає на процес згоряння та, відповідно, на основні показники роботи двигуна. Зі зміною величини запальної дози змінюються параметри робочого процесу, ефективні показники, теплова ефективність та витрата палива. Тому визначення раціональної величини запальної порції є важливим завданням при переведенні дизельного двигуна на роботу за газодизельним циклом.

Мета даної роботи – дослідження впливу запальної дози дизельного палива на основні показники газодизельного двигуна ДГР 2А 800/750 та визначення технічних рішень для забезпечення його ефективної роботи на природному газі.

Задачі, що вирішуються у роботі:

1. Аналіз особливостей застосування газодизельного двигуна у складі суднової енергетичної установки.
2. Розрахунок робочого циклу двигуна для номінального режиму роботи та визначення його основних показників.
3. Дослідження впливу запальної дози дизельного палива на основні показники газодизельного двигуна.

4. Обґрунтування технічних рішень щодо паливної системи та визначення параметрів паливного насоса високого тиску.

5. Оптимізація діаметра плунжера паливного насоса високого тиску.

6. Економічне обґрунтування запропонованих технічних рішень та розгляд питань охорони праці й захисту навколишнього середовища.

Об'єкт дослідження – газодизельний двигун ДГР 2А 800/750, що працює на природному газі із запальною порцією дизельного палива.

Предмет дослідження – вплив величини запальної дози дизельного палива та параметрів паливної системи на основні показники роботи газодизельного двигуна.

1 ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 6 ГЖЧН 26/34 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА

1.1 Загальна характеристика газовоза.

Газовоз, побудований на верфі «Кантьере Навалюванні Марення» у Венеції. Він призначений для перевезення в рідкому стані, природного газу і його похідних при температурах до —163°С.Судно побудоване на клас КМ*Л2[2] А1 (перевезення зріджених газів) морського Регістра і має необмежений район плавання. При проектуванні конструкцій і устаткування, безпосередньо пов'язаних з обробкою і транспортуванням вантажу, виконувалися вимоги Норвезького Верітас.

Судно одногвинтове однопалубне, з бульбовим носовим краєм і транцевою кормою, з кормовим розташуванням машинного відділення і 5-ярусної житлової надбудови і з перехідним містком над вантажною палубою.

Основні елементи і характеристики

Довжина, м

найбільша 232,8

між перпендикулярами 222,0

Ширина, м..... 35,8

Висота борту, м 22,8

Довжина машинного відділення, м.....42

Ширина машинного відділення, м.....32

Осідання, м

специфікаціонна 12,0

по вантажну марку 12,9

Дедвейт при 98%-ний завантаженню природним газом

до специфікаційного осідання, т . . .55 000

Повна вантажомісткість танків, $м^3$ . . . 75 000

Швидкість, вуз 17,35

Корпус судна набраний в основному по повздовжній системі; поперечна використана в конструкціях подвійного дна в районі машинного відділення, а змішана — для оконечностей і надбудови. По всій довжині судна передбачене подвійне дно, в якому окрім цистерн розташований тунель для трубопроводів суднових систем. Вантажний простір у носі і в кормі відокремлений коффердамами, а три поперечні водонепроникні перегородки ділять його на чотири відсіки, усередині кожного з них розміщується вбудований вантажний танк конструкції фірми «Технігаз». Вантажні танки закріплені в корпусі судна за допомогою спеціальних опор, клинів і стопорів, перешкоджаючих вертикальним і горизонтальним переміщенням. Ці опори, крім того, передають на корпус всі навантаження, що виникають при русі вантажу в танках, а також забезпечують безперешкодне переміщення конструкцій танка при стисненні і розширенні від дії температурного ефекту. Прийнята форма вантажних танків дозволяє якнайповніші використовувати об'єм відсіків.

Танки, що мають гладку обшивку, зварені із спеціальної вуглецевої сталі, розрахованої на роботу при температурі —170°С. Дно їх має ухил до місць установки вантажних насосів. Верх танків виконаний похилим, що дозволило зменшити вільні поверхні рідкого вантажу і тим самим понизити поверхню випаровування. Зовнішня поверхня всіх вантажних танків ізольована шаром пенополіуретана товщиною 100 мм і зашита листами оцинкованої сталі. Між вантажними відсіками і корпусом судна розташовані сухі відсіки, що також забезпечують необхідну термоізоляцію танків. Крім того, в діаметральній площині передбачена непроникна повздовжня перегородка, що закінчується в центральному куполу, який має розміри 5,0Х5,0 м і виступає над головною палубою на 0,7 м. По лінії контакту центрального куполу з настилом палуби нанесена спеціальна

неопренова ізоляція, що виключає утворення теплового моста, а поверхня куполу над палубою ізольована від запотівання.

У кожному вантажному танку встановлені два погружніх вантажних насоса фірми «Аурека» подачею по 650 $м^3$/ч. На поздовжній перегородці у настилу другого дна передбачений клапан з поворотним затвором, що дозволяє при виході з ладу одного з насосів використовувати інший для відкачування вантажу з суміжної половини танка.

Для забезпечення безпеки при вантажних операціях, підготовці танків і в рейсі на судні передбачені дві установки інертного газу (високого і низького тиску) з автономними газогенераторами, що виробляють відповідно 5000 $м^3$/ч димових газів з високим змістом азоту при 117 кПа і 50 $м^3$/ч при 686 кПа. Система інертних газів дозволяє продувати всі трубопроводи вантажної системи, а також заповнювати і продувати вантажні танки і сухі відсіки. Управління вантажними операціями здійснюється із спеціального поста, розташованого в середній частині судна на палубі. У рейсі робота установки повторного зріджування повністю автоматизована, а всі необхідні засоби аварійно-попереджувальної сигналізації знаходяться на містку.

Як головний двигун на судні встановлений малооборотний дизель 9ДКРН 80/160-4 максимальною тривалою потужністю 17 500 кВт при 126$хв^{-1}$, що приводить в обертання п’яти лопастний весельний гвинт діаметром 6,5 м. Електростанція складається з трьох автоматизованих дизель-генераторів потужністю по 860 кВт два з яких працюють за газодизельним циклом один на 10% запальні порції а інший на 3% запальні порції дизельного палива і аварійного дизель-генератора потужністю 120 кВт.

Поповнення запасів прісної води здійснюється за допомогою вакуумної опріснювальної установки продуктивністю 35 т/сут. На судні встановлений сепаратор льяльних вод продуктивністю 30 $м^3$/ч з

пристроями контролю вмісту нафтопродуктів в суміші, що скидається, і запобігання її скиданню, якщо вміст нафти перевищує норму. Передбачені цистерни збору льяльних вод місткістю 25 м^3 і устаткування обробки стічних і фекальних вод, а також мусороспалювальна піч для знищення рідких і твердих відходів.

Забезпечення необхідних в експлуатації остійкості і деферента судна здійснюється заповненням баластних танків загальною ємкістю/ 26 000 м^3, у тому числі і підпалубних. Для швидкого проведення баластних операцій встановлені два насоси подачею по 1000 м3/ч; підпалубні баластні танки можуть спорожнятися самопливом. Управління системою здійснюється із спеціального пульта, встановленого в посту управління вантажними операціями.

Окрім традиційного засобу пожежегасіння — протипожежної водяної системи, газовіз оснащений рядом інших, обумовлених характером вантажу, що перевозиться. Основним засобом боротьби з вогнем у вантажних танках є система порошкового гасіння. Запаси порошку зберігаються в двох резервуарах місткістю близько 5 м3 кожен, а на вантажній палубі розміщені п'ять апаратів для його розпилювання. Для відділення електродвигунів компресорів вантажної системи передбачена система на основі хладона 1301, для машинного відділення прийнята стаціонарна система піногасіння з кратністю 1:1000. Крім того, на судні є система піногасіння кратністю 1:100, використовуючи трубопроводи водяної системи.

Всі житлові і суспільні приміщення розташовані в кормовій надбудові. Екіпаж розміщується в одномісних каютах або блок-каютах; на судні є дві двомісні каюти для практикантів і каюта для лоцмана. Оформлення кают відповідає сучасним вимогам.

Всі каюти, мед блок і основні службові приміщення, включаючи ПУГО, обладнані двох канальною системою кондиціонування повітря з

автоматичною підтримкою його параметрів, ЦПК обслуговується окремим кондиціонером розташованим в машинному відділенні.

Комплекс радіонавігаційного устаткування радіозасобу забезпечують безпечне плавання і можливість підтримки стійкого радіозв'язку при знаходженні судна в будь-якому районі Світового океану.

1.2 Опис двигуна і пропозиції по його вдосконаленню.

Автоматизований дизель-генератор ДГР 2А 800/750 ГОСТ 22246-84 пристосований для використання на судах необмеженого району плавання в якості допоміжного дизель-генератора в складі з судновими енергетичними установками.

Дизель-генератор підготовлений для установки на суда які мають знак автоматизацій А-1, та А-2 в символі класа морського Регістру. Дизель-генератор складається з дизеля 6ЧН 26/34 по ГОСТ 10150-88 і синхронного генератора перемінного струму типу СБГ 800-750 Ом-4, змонтованих на сумісні рамі. Рама дизель-генератора зварної конструкцій, в рамі передбачена масляна ванна для збору масла. Дизель-генератор пристосований для встановлення на амортизатори під рамою.

Номінальна потужність на вихідних клемах дизель-генератора -860кВт, номінальна частота обертання 750 $хв^{-1}$, витрата палива на одиницю потужності 223г/кВт. год.

Дизель 6ЧН 26/34 повністю за капотований , трубопроводи високого тиску мають захист від розбризкування палива при розриві. Паливні насоси високого тиску встановлюються на верхні повздовжні площині блока.

Кришка циліндра – індивідуальна для кожного циліндра, відлита з високопробного чавуна, з’єднується з блоком чотирма силовими шпильками. Втулка циліндра з рубашкою з’єднуються з кришкою циліндра шістьма шпильками, які разом з силовими шпильками забезпечують замикання газового стика.

Сідла клапанів з сталі ХН70 МВТЮБ(ЭИ-598) вставні ГОСТ- 5632 – 72 фаски випускних клапанів мають наплавку твердим сплавом, для випускних клапанів пристосований механізм повороту типу «ротокап».

Кількість клапанів на один циліндр дорівнює 4 з послідовним розташуванням в кришці циліндра однойменних клапанів.

Розміщення форсунки в кришці циліндра – центральне з ущільненням в огневому днищі.

Для дизеля 6ЧН 26/34 прийнята конструкція втулки з напресованою рубашкою. Що, забезпечує сухість блоку тим самим зберігає його від корозії. Гільза втулки виготовлена з спеціального чавуну.

Поршень – составний, охолоджуємий маслом, головка поршня від'ємна, виготовлена з хромоникелевой сталі високої міцності (40 ХН) тронк поршня виготовлений з сірого чавуну(СЧ 20).

Шатун – виготовлений з косим роз'ємом нижньої головки . Стержень шатуна і кришка нижньої головки виготовлені з хромомаргенцевої цементуємо й сталі (20 ХГР). В стержні шатуна є центральний отвір для підвода мастила до підшипника верхньої головки шатуна та для охолодження поршня.

Колінчастий вал – виконується цільнокованим з хромоникелевой сталі(30 ХН2А). На ведучому кінці вала розміщена шестерня приводу розподільчого валу. На вільному кінці валу встановлюється шестерня приводу масляного насоса, водяних насосів і насоса для охолодження форсунок.

Даний двигун конструктивно розрахований для збільшення циліндрової потужності до 300 кВт. При певних доробках. Основним видом палива що, застосовується в даному двигуні є рідке паливо нафтового походження легке дизельне пальне з кінематичною густиною при 20^0С 3,5 – сст., та важке моторне паливо з густиною при 50^0С не більше 36 сст.

Маючи добрі теплотехнічні та споживчі якості, паливо нафтового походження має і ряд недоліків: висока ціна, складність забезпечення екологічно чистого вихлопу, ймовірність забруднення навколишнього середовища паливом що, витікає при аваріях, неможливість тушіння палива що, горить водою, необхідність підігріву і очищення високов'язких палив,

ускладнюється конструкція двигунів при використанні високосірнистих палив.

Паливом яке не має перелічених недоліків, є природний газ. Основним питанням при використанні газу в якості палива для суднових двигунів є питання: його доставки та зберігання на судні, раціональне використання , правильна організація робочого процесу з метою отримання високих техніко-економічних показників двигуна.

Зберігати природний газ на судні можливо в стисненому або зрідженому стані . Більш раціональним є зберігання і використання зрідженого природного газу (зпг) або зрідженого пропан-бутану . Проблеми пов'язані з зберіганням газу відсутні на судах які призначенні для транспортування газу, так як в якості палива використовується газ, що транспортується. Транспортування зрідженого газу до споживачів забезпечує флот танкерів - метановозів, що останнім часом має тенденцію до збільшення кількості танкерів. Для судових енергетичних установок (СЕУ) метановозів ідеальним моторним паливом може служити зріджений газ. Таке рішення доцільне так як випаровування транспортованого газу неминуче, а випуск пропан - бутанових газів в атмосферу ще й вибухонебезпечне, по скільки вони важчі повітря і можуть накопичуватися на судні. Так і з економічної точки зору випуск палива в атмосферу не раціональний. Виходячи з динаміки росту флоту танкерів метановозів вбачається перспективним переобладнання їх судових енергетичних установок для роботи на газоподібному паливі.

Також раціонально використовувати газоподібне паливо для суден які працюють при берегові зонні, а також суден річного флоту. Доцільність переводу суден на використання газоподібного палива в першу чергу залежність від можливості забезпечення цим паливом. Доля капіталовкладень для переобладнання суден під використання газоподібного палива в порівнянні з їх вартістю незначна. Також не представляє великих труднощів розміщення запасів зрідженого газу на судні.

Найбільш важливим питанням при використанні газу є раціональна організація робочого процесу двигуна. Газодизельний двигун працює як по дизельному так і по газо дизельному циклу, що, забезпечує без перебійне енерго постачання у випадку відсутності газу він працює за дизельним циклом.

Саме завдяки вище зазначених переваг та недоліків в данні роботі пропонується конвертація дизельного двигуна 6ЧН 26/34 який використовується на судах в якості допоміжного дизель-генератора, для роботи за газо дизельним циклом.

Газодизелі в яких газоповітряна суміш підпалюється не великою порцією дизельного пального (5…15%) від подачі дизельного палива на номінальній потужності, яке впорскується в камеру згоряння під високим тиском і самозаймається. Газодизелі мають середній ефективний тиск 2-2,2 мПа, високу паливну економічність. Їх недоліком є складність конструкції в зв'язку з двопаливністю і високий показник Nox більше 1,0……0,5% . В даному випадку дизельна паливна система виступає альтернативою системі запалення від іскри але забезпечує меншу між циклову не стабільність . Недоліком такої системи є неможливість забезпечити однією комплектацією паливної апаратури і запальну порцію за газодизельним циклом і вийти на номінальний режим на дизельному циклі, тому їх робота по дизельному циклу або неможлива, або потребує двох комплектів паливної апаратури: один для газодизельного циклу , другий для дизельного (без газу). Такі двигуни забезпечують рівень Nox менше 1,0г/кВт. год., а середній ефективний тиск до 2 мПа може бути досягненим з хорошою паливною економічністю.

1.3. Обґрунтування типу об’єкта, що використовує ДВЗ.

Для суднової енергетичної установки газовозів доцільним є використання газодизельних двигунів. При використанні газодизельних двигунів вартість виробництва 1кВт., енергії в значні мірі залежить від розміру запальної порцій дизельного палива . При запальні порцій 10% витрати на дизельне пальне дорівнюють витратам на газоподібне паливо. Зменшення запальної дози до 1 % підвищує паливну економічність газодизеля майже в двічі.

Також якщо взяти до уваги те що, при транспортуванні зрідженого природного газу він нагрівається та розширюється і час від часу його необхідно стравлювати в атмосферу кількість стравлюємого газу дорівнює 0,3-0,4% на добу від усієї кількості газу, що транспортується.

Але це невигідно як з економічної так і з екологічної точки зору так як цей газ можна спалювати в ДВЗ, вданому випадку газовоз має повну вантажомісткість танків 75000 $м^3$ виходячи з вище сказаного це дорівнює 225-300$м^3$ зрідженого природного газу а при нормальних умовах це приблизно дорівнює 67500-90000 $м^3$ природного газу на добу, що більш ніж достатньо для роботи газодизель генераторної установки судна.

Вартість 1кВт. енергії в значні мірі залежить від витрат на паливо так як за газ ми не платимо то витрати залежать від витрат дизельного палива а саме запальної порції.

Одним із дієвих методів зменшення запальної порцій дизельного палива в газодизельних двигунах є зменшення геометричних розмірів плунжерної пари паливного насоса високого тиску,(з 16мм на 12мм діаметра плунжера) також для забезпечення сталості подачі запальної порцій по циліндрам передбачене застосування гідро затвору форсунок .

На даному двигуні переобладнання паливної апаратури окупиться через 500-1500 годин роботи двигуна. При відсутності газу двигун легко

конвертується з газодизеля в дизель шляхом заміни форсунок на протязі 30…60 хв., але необхідно врахувати те що, при даних розмірах плунжерної пари двигун не вийде на номінальну потужність при повному навантаженні для цього необхідно замінити паливні насоси високого тиску зі зменшеними плунжерними парами (12мм) на штатні (16мм) на протязі 60-90 хв., але варто взяти до уваги те що, на даному судні застосовуються три дизель-генератори, два з яких працюють постійно, а один знаходиться у резерві. Один з працюючих дизель-генераторів конвертується на газодизель-генератор і працює в паралелі з дизель-генератором. На випадок аварійної ситуації та інтенсивного енергоспоживання, газодизель-генератор виводиться з експлуатації, а вводиться дизель-генератор. Але у випадку виходу з ладу дизель-генератора з будь-яких причин чи то аварія чи плановий ремонт газодизель-генератор здатний вийти на рівень номінальної потужності за двох умов:

- заміна паливних насосів високого тиску з діаметром плунжера (12мм) на (16мм) на протязі 60-90 хв., якщо дозволяє час і обставини, інакше;
- номінальний рівень потужності можна досягти шляхом відключення енергоспоживачів які не приймають участі в збереженні життєдіяльності судна під час несприятливих погодних умов, чи інших аварійних ситуаціях.

Також необхідно взяти до уваги і те, що з кожним роком все жорсткішими стають вимоги до суден з точки зору забруднення навколишнього середовища відпрацьованими газами. Переобладнання судової енергетичної установки для роботи за газодизельним циклом дозволило б зняти цю проблему в першу чергу на судах, що працюють в акваторії порту , в прибережній зоні та на річному флоті де є можливість бункерування суден газом.

1.4 Висновок до розділу

Використання газоподібного палива економічно вигідно: по перше , ціна на газ в декілька разів менша за ціну на дизельне паливо; по друге, використання газоподібного палива дозволить збільшити мото ресурс циліндро поршневої групи та строк служби масла. Також використання природного газу в судових енергетичних установках забезпечує важливий екологічний ефект власними характеристиками, а саме: відсутність оксидів сірки , незначна кількість Nox, і понижене виділення CO при згорянні.

Для підвищення паливної економічності двигуна 6ГЖЧН 26/34 потрібно дослідити вплив розміру запальної порції дизельного палива на ефективні показники двигуна.

2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДЛЯ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

2.1 Розрахунок робочого процесу газодизеля

Умова завдання:

Єфективна потужність	P_e=	860	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	n=	750	$хв^{-1}$
Діаметр циліндра	d=	260	мм
Хід поршня	S=	340	мм
Ступінь стиску	ε =	12,5	
Коефіцієнт надлишку повітря	α =	1,78	
Число циліндрів	i=	6	
Коефіцієнт тактності	Z=	4	

Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_в$=	219	кПа
Тиск навколишнього середовища	P_a=	100	кПа
Температура навколишнього середовища	T_a=	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового насосу	n_k=	1,7	
Підігрів свіжого заряду	ΔT =	20	К
Температура залишкових газів	T_r=	800	К
Максимальний тиск згорання.	P_{max}=	12500	кПа
Середнє значення показника політропи:			
стиску	n_1 =	1,37	
розширення	n_2 =	1,29	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	ξ_z =	0,86	
Коефіцієнт повноти індікаторної діаграми	ξ =	0,96	

Паливо:
Дизельне пальне Л - 0.2 - 40 ГОСТ 305 - 82
Середній елементарний склад палива
C=0.86 H=0.13 O=0.01
Найнижча теплота згорання палива
$Q_H^Ж$=42500 кДж/кг

Природний газ

Склад:		в%	В об'ємних долях	
метан	CH_4=	96	R_{CH4}=	0,96
етан	C_2H_6=	2,5	R_{C2H6}=	0,025
пропан	C_3H_8=	0,5	R_{C3H8}=	0,005
бутан	C_4H_{10}=	0,2	R_{C4H10}=	0,002
пентан	C_5H_{12}=	0,1	R_{C5H12}=	0,001
вуглекислота	CO_2=	0,2	R_{CO2}=	0,002
оксид вуглецю	CO=	0	R_{CO}=	0
азот	N_2=	0,5	R_{N2}=	0,005

кисень	O_2=	0	R_{O2}=	0
Водень	H_2=	0	R_{H2}=	0

Нижча теплота згорання газу $Q_H^Г$= 36115 кДж/м^3

Параметри робочого тіла.
Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left[0{,}5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m) C_n H_m - O_2\right] =, \ кмоль/кмоль$$

L_0= 9,77857 кмоль/кмоль

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг. палива

$$L_0^{ж} = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32}\right) = 0.495 \ кмоль/кг$$

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу.

$$q = \frac{22.4 \times V_{сж}}{V_г}, \ кг/кмоль$$

$V_{сж}$= 5,4 кг/год - масова витрата рідкого палива (приймаємо по прототипу).

$V_г$= 207,03 м^3/год - масова витрата газу (приймаємо по прототипу).

q= 0,58426 кг/кмоль

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0^Г, \ кмоль/умол$$

M_1 = 18,4059 кмоль/кмоль

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

Кількість CO_2: $M_{CO_2} = q \cdot \frac{C}{12} + CO + (\sum n C_n H_m) + CO_2$ кмоль

M_{CO_2} = 1,08187 кмоль

Кількість H_2O: $M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5 m C_n H_m) + 0.5 \cdot q \cdot H =,$ кмоль

M_{H_2O} = 2,06898 кмоль

Кількість O_2: $M_{O_2} = 0.21 \times [(\alpha - 1) \times L_0^Г - q \times L_0^Ж],$ кмоль

M_{O_2} = 1,541 кмоль

Кількість N_2: $M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0^Г + N_2,$ кмоль

M_{N_2} = 13,7556 кмоль

Загальна кількість продуктів згоряння.

$M_2=M_{CO2}+M_{H2O}+M_{O2}+M_{N2}$, $^{кмоль}/_{кг}$ 18,4475 кмоль

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

$$\Delta M=M_2-M_1=,кмоль$$

$\Delta M =$ 0,04162 кмоль

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$\beta_0 =$ 1,00226

Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_в=T_a\times\left(\frac{P_в}{P_a}\right)^{\frac{n_к-1}{n_к}},K$$

$T_в=$ 404,623 К

Температура повітря після ожолоджувача.

$$T_{int}=T_в-(10-50^0)$$

число з інтервалу = 70

$\Delta T_{int} =$ 334,62 К

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{см}=\frac{T_г+\alpha\times L_0^Г\times T_{int}}{1+\alpha\times L_0^Г},К$$

$T_{см}=$ 332,742 К

де Тг=300 К - температура поступаючого газу.

Тиск повітря після охолоджувача.

$$P_{int}=P_B-\Delta P_{охл}кПа$$

$\Delta P_{охл}=$ 5 - втрата тиску в охолоджувачі.

$P_{int}=$ 214 кПа

Тиск газової суміші.

$$P_{см}=\frac{P_г+\alpha\times L_0^Г\times P_{int}}{1+\alpha\times L_0^Г},кПа$$

$P_{см}=$ 213,239 кПа

де Рг=200 кПа - тиск поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

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

де $P_d = 0.95 \times P_в$ тиск в кінці впуску.

P_d= 208,05 кПа

$P_r = 1.07 \times P_{\text{int}}$ кПа Тиск залишкових газів

Pr= 228,166 кПа

$\gamma_r =$ 0,04241

$\gamma_r =$ 0,04 - 0,06

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{T_{см} \times (\varepsilon \times P_d - P_r)}{(T_{см} + \Delta T) \times (\varepsilon - 1) \times P_{см}}$$

Φ_c= 0,91261

Температура газоповітрянної суміші на початку стиску.

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

T_d= 370,936 К

Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

P_c= 6621,17 кПа

Температура в кінці стиску.

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

T_c= 944,4 К

Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$\beta =$ 1,00217

Ступінь підвищення тиску

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

λ= 1,8879

Максимальна температура циклу.

$$T_Z = \frac{\left[\frac{\xi_z\left(22.4\times Q_H^{\Gamma} + q\times Q_H^{Ж}\right)}{\beta\times(1+\gamma_r)\times\left(1+\alpha\times L_H^{\Gamma}\right)} + \frac{C'_v\times T_C}{\beta}\right]}{C''_v}, \text{К}$$

коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення.

$$\alpha = \frac{\alpha}{1 + q\times L_0^{ж} / L_0^{\Gamma}}$$

α = 1,72887

середня питома теплоємкість свіжого заряду при V-const,
в проміжку температур від 0…t^{0}C

$$C'_v = \sum(R_к \times C_{vк})\times 4{,}18$$

C'_v = 174,841 кДж/(кмоль ^{0}C)

Середня питома теплоємкість продуктів згорання.

$$C''_v = \sum(R_к \times C_{vк})\times 4.18$$

C''_v = 93,4703 кДж/(кмоль ^{0}C)

де $C_{vк}$ - питома середня мольна теплоємкість компонента свіжого заряду та продуктів згорання при даній температурі.
29,31 - для 3-х і багатоатомних компонентів.
20,93 - для 2-х атомних компонентів.
12,56 - для одноатомних компонентів.

склад продуктів згорання в об'ємних долях:

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

R_{CO_2} = 0,0586 або 5,86%

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

R_{H_2O} = 0,1122 або 11,22%

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

R_{O_2} = 0,0835 або 8,35%

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

R_{N_2} = 0,7457 або 74,57%

Звідки:

T_Z= 2161,72 К

Параметри процесу розширення.

Ступінь попереднього розширення.

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

ρ = 1,21509

Ступінь подальшого розширення.

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

δ = 10,2873

Тиск в кінці розширення.

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

$P_в$= 618,074 кПа

Температура в кінці розширення.

$$T_в = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}$$

$T_в$= 1099,59 К

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_в}{\sqrt[3]{\frac{P_в}{P_r}}}$$

$T_г$= 788,802 К

Перевірка: $\frac{\left|T_r^{\,3} - T_r\right|}{T_r^{\,3}} \times 100\ \%$ 1,3997 %

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

P_{mi} = 1465,52 кПа

Індікаторний ККД.

$$\eta_i = 1.985 \frac{\left(1+\alpha \cdot L_0^{\Gamma}\right) T_{см} \times P_{mi}}{P_{см} \times \Phi_c \times (22.4 \times Q_H^{\Gamma} + q \times Q_H^{ж})} 4.186$$

η_i = 0,460

Питома індикаторна витрата газу.

$$V_i = \left[\frac{632 \times (1-q)}{\eta_i \times Q_H^{\Gamma}}\right] \times \frac{4,18}{0,736} =, M^3/квт год$$

$$q = \frac{V_{ж} \times Q_H^{ж}}{\left(V_{\Gamma} \times Q_H^{\Gamma} + V_{ж} \times Q_H^{Ж}\right)}$$ - доля теплоти введеної рідким паливом.

q= 0,02978

V_i= 0,2098 м^3/квт год

Питома індикаторна витрата рідкого палива.

$$в_i = \left[\frac{632 \times q}{\eta_i \times Q_H^{ж}}\right] \times \frac{4,18}{0,736} =, кг/квт год.$$

$в_i$= 0,00547 кг/квт год

Ефективні показники робочого циклу.
Середній тиск механічних втрат.

$$P_М = 0.088 + 0.0118 \times V_{П.СР}, кПа$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{П.СР.} = \frac{S_{ПР.} \times n}{30} =, M/C$$

$S_{ПР}$= 0,34 м Хід поршня по прототипу.

$V_{П.СР.}$ = 8,5 м/с
$P_М$ = 188,3 кПа

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, кПа$$

P_{me} = 1277,22 кПа

Механічний К.К.Д.

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

η_M = 0,872

Ефективний К.К.Д.

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

η_e = 0,401

Ефективна об'ємна витрата газу.

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_m} =, M^3/квт.\ год.$$

V_e = 0,24073 м^3/квт год

Ефективна витрата рідкого палива.

$$в_e = \frac{в_i}{\eta_m} =, кг/квт.\ год.$$

$в_e$ = 0,00628 кг/квт год

Годинна витрата газу.

$$B_Г = V_e \times P_e =, м^3/год$$

$B_г$= 207,026 м^3/год

Годинна витрата рідкого палива.

$$B_e = в_e \times P_e =, кг/год$$

B= 5,3999 кг/год

Основні розміри циліндра і двигуна.
Літраж двигуна.

$$V_{St} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n} =, Л$$

Z=4 - Коефіцієнт тактності.
V_{st}= 107,734 Л

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, Л$$

V_s= 17,9557 Л

Діаметр циліндра.

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

$$m = \frac{S_{ПР}}{d_{ПР}}$$

$d_{ПР}$ = 0,26 м

m= 1,30769
d= 259,583 мм

Хід поршня.

$$S = m \times d =, мм$$

S= 339,454 мм

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.
d= 260 мм

Хід поршня.
S= 340 мм

Літраж двигуна.

$$V_{St} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} =, Л$$

V_{St} = 108,255 Л

Робочій об'єм поршня.

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

V_s= 18,0424 Л

Ефективна потужність двигуна.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z \times 10^3} =, КВт$$

P_{ep}= 864,154 кВт

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

P_{ecp}= 862,077 кВт

ΔP_e = 0,482 %

Так як значення Δ<5% розрахунок виконаний вірно.

2.2 Розрахунок індікаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індікаторної діаграми.

Вихідні дані

P_{mi}=	1,466	МПа	Середній індикаторний тиск.
P_d=	0,209	МПа	Тиск в кінці впуску.
n_1=	1,370		Показник політропи стиску.
ε_c =	12,500		Ступінь стиску.
P_{max}=	12,500	МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
n_2=	1,290		Показник політропи розширення.
ρ =	1,215		Ступінь попереднього розширення.
m_p=	0,050	МПа/мм	Масштаб по осі тиску.

Таблиця3 Результати розрахунку.

V/V_c	$P_{CT}, МПа$	P_{CT} , мм	$P_{роз}, МПа$	$P_{роз}$, мм	$P_{ср}, МПа$
1	6,63549	132,7			5,86451
1,215	5,08163	101,6	12,5	250	
1,25	4,88772	97,75	12,0503	241	
1,5	3,80739	76,15	9,5248	190,5	
1,75	3,08255	61,65	7,80718	156,1	
2	2,56721	51,34	5,97181	119,4	3,40459
3	1,47305	29,46	3,89518	77,9	2,42213
4	0,99323	19,86	2,68755	53,75	1,69431
5	0,73162	14,63	2,01531	40,31	1,28369
6	0,56991	11,4	1,59294	31,86	1,02303
7	0,46141	9,228	1,30568	26,11	0,84427
8	0,38427	7,685	1,09907	21,98	0,7148
9	0,32701	6,54	0,94415	18,88	0,61714
10	0,28306	5,661	0,82416	16,48	0,54111
11	0,24841	4,968	0,72881	14,58	0,48041
12	0,22049	4,41	0,65143	13,03	0,43094
12,5	0,2085	4,17	0,61802	12,36	0,40952
				$P_{mi}^{Д}$=	1,51773

Об'єм камери згорання

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

V_s=[AB]=	345	мм	Приведенний робочий об'єм
V_c=	30	мм	

Похибка середнього індикаторного тиску.

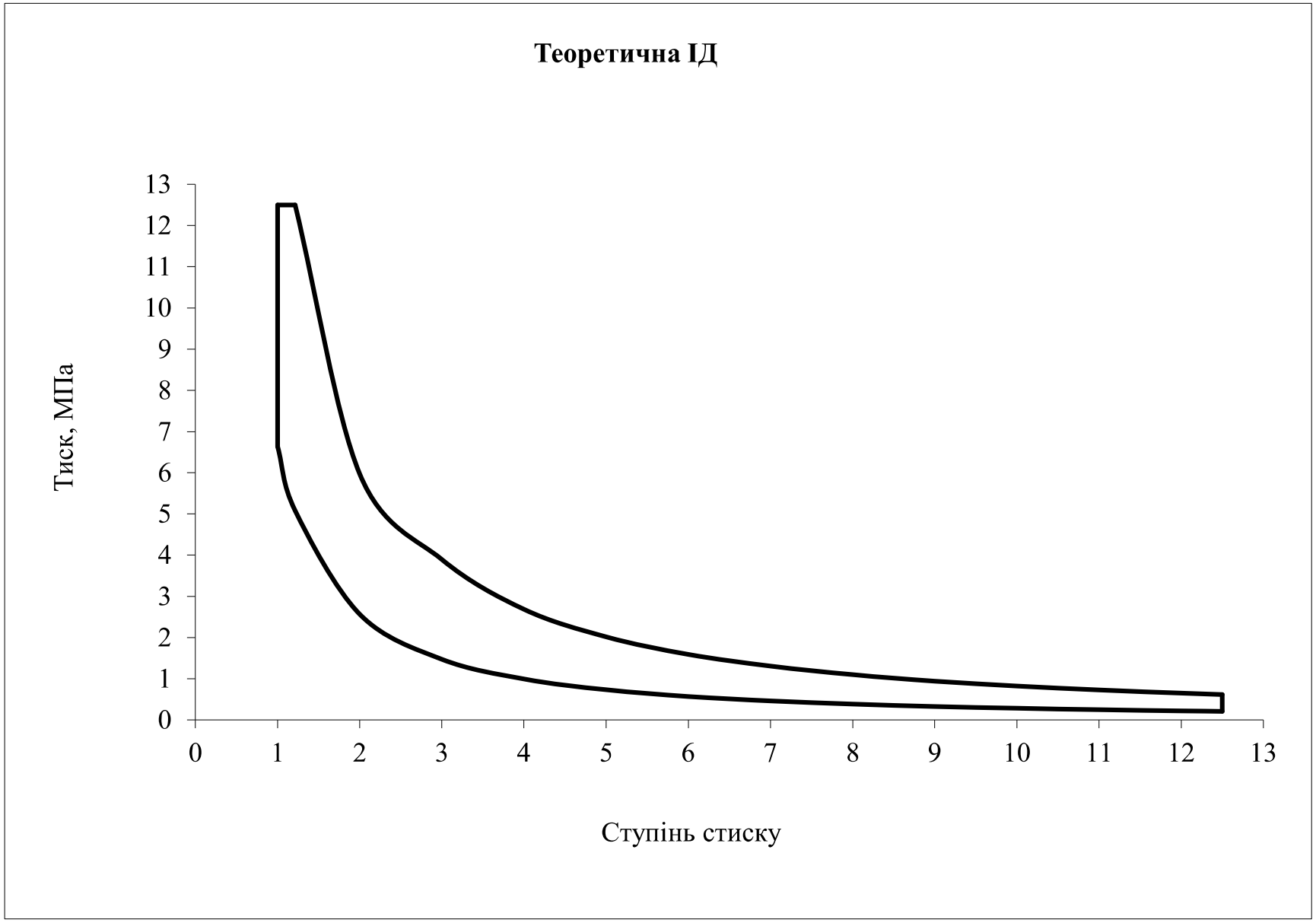
$$\Delta P_{mi} = \frac{\left| P_{mi} - P_{mi}^{Д} \right|}{P_{mi\ ср}} \times 100\%$$

$$P_{mi ср} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{Д}}{2}, МПа$$

$P_{mi\ ср}$= 1,49161

ΔP_{mi}= 3,50138 %

Похибка не перевищує 5%


Теоретична ІД
Тиск, МПа
0
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
Ступінь стиску

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

$C', ДоВМТ$	точка подачі палива форсункою (подачі іскри). Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання).
$f, ДоВМТ$	точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 =^0 ПКВ$
$\Delta\varphi_2, ПіслявМТ$	кут після ВМТ, де тиск максимальний
$b', ПіслявМТ$	точка відкриття випускного клапану
$r', ДоВМТ$	точка відкриття впускного клапану
$r'', ПіслявМТ$	точка закриття випускного клапану
$d', ДоВМТ$	точка закриття впускного клапану
c''	точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску
Z_d	точка максимального тиску газів

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,25		Кривошипно-шатунне відношення.
[AB]=	345	мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі.
$\Delta\varphi_1 =$	10	^{0} ПКВ	Кут затримки згорання.
P_r=	0,22817	МПа	Тиск залишкових газів.
m_p=	0,05	МПа/мм	Масштаб тиску.
S=	340	мм	Хід поршня.
Pc=	6,6212	МПа	Тиск в кінці стиску.
Pmax=	12,5	МПа	Максимальний тиск.

Таблиця4 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, ПКВ$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, ПКВ$	Постийна $X=(1-\cos\varphi)+\frac{\lambda_L}{4}\times(1-\cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X\times\frac{[AB]}{2}, мм$
$C', ДоВМТ$	20	0,074929602	12,92535626
$f, ДоВМТ$	10	0,018961458	3,270851538
$\Delta\varphi_2, ПіслявМТ$	10	0,018961458	3,270851538
$b', ПіслявМТ$	80	0,947582611	163,4580004
$r', ДоВМТ$	20	0,074929602	12,92535626
$r'', ПіслявМТ$	20	0,074929602	12,92535626
$d', ДоВМТ$	80	0,947582611	163,4580004

Ордината точки r

$\frac{P_r}{m_p}$, мм 4,56 мм

Тиск газів в ВМТ.

$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c$

1,2 Чмсло з інтервалу.

$P_c'' =$ 7,94544 МПа

$P_c'' =$ 158,91 мм

Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd}=P_{max}$

для карбюраторних, і газових

$P_{zd} = 0.85 \times P_{\max}$

$P_{zd}=$ 10,625 МПа

$P_{zd}=$ 212,50 мм

Поправка Брікса

$OO' = \frac{R \cdot \lambda_L}{2}$, мм

$O O' =$ 21,25 мм

Масштаб переміщення

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

$M_s=$ 0,99

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO = \frac{O O'}{M_S}$, мм

OO= 21,5625 мм

2.3 Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

$$F_г = (P_ц - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально.

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

сумарна сила (дійсна).

$$F_d = F_г \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

$$F_n = F_d \times tg\beta, H$$

Радіальна сила.

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, H$$

Дотична сила.

$$F_K = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, H$$

Вихідні дані:

A =	0,053	м^2	Площа поршня
λ_l =	0,250		Кривошипно-шатунне віднощення.
m_s =	105,0	кг	Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально.
r=	0,170	м	Радіус кривошипа.
ω =	78,50	с$^{-1}$	Кутова швидкість.
m_F =	3	кН/мм	Масштаб сил.
P_d=	209,0	кПа	Тиск в кінці впуску
P_a=	100	кПа	Атмосферний тиск
n_1=	1,370		Показник політропи стиску
n_2=	1,23		Показник політропи розширення
P_{max}=	12500	кПа	Теоретичний тиск згорання
P_{zd}=	12500	кПа	Дійсний тиск згорання
$P_{c''}$ =	7945,44	кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
P_r=	228,17	кПа	Тиск залишкових газів
P_b=	618	кПа	Тиск в кінці розширення
d=	0,26	м	Діаметр циліндра

S= 0,34 м Хід поршня

$\varepsilon =$ 12,5 Ступінь стиску

п= 750 хв$^{-1}$ Частота обертання

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} S, \; м^3$$ робочий об"єм

V_s = 0,018042 м^3

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}, м^3$$ об"єм камери стиску

V_c = 0,001569 м^3

$$V_a = V_s + V_{c,м^3}$$ повний об"єм

V_a = 0,019611 м^3

Об"єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

$$V_f = Ar\left[(1-\cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4}(1-\cos 2\varphi)\right] + V_c, м^3$$

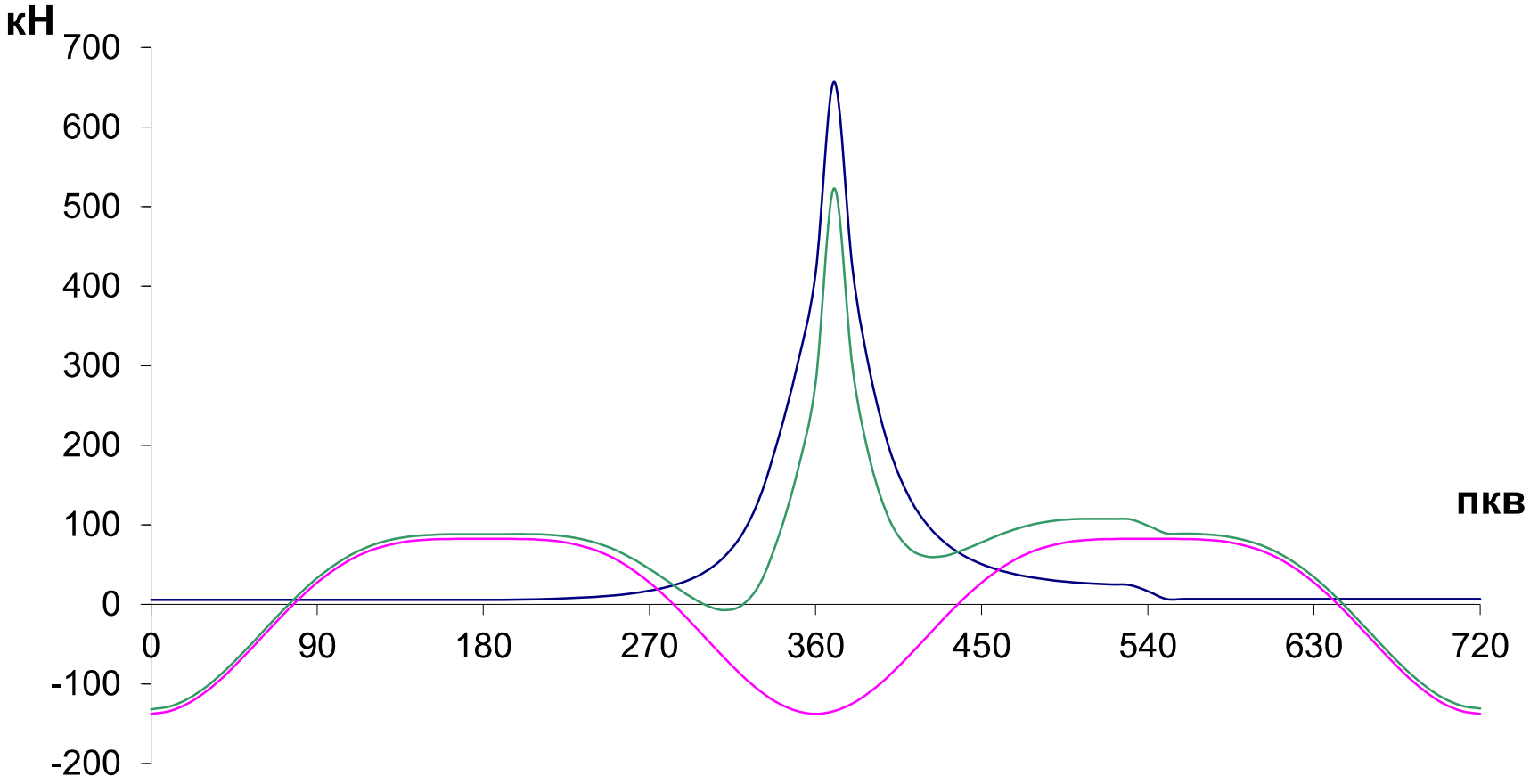


Рисунок 2.2 Сили газів,інерції,дійсна

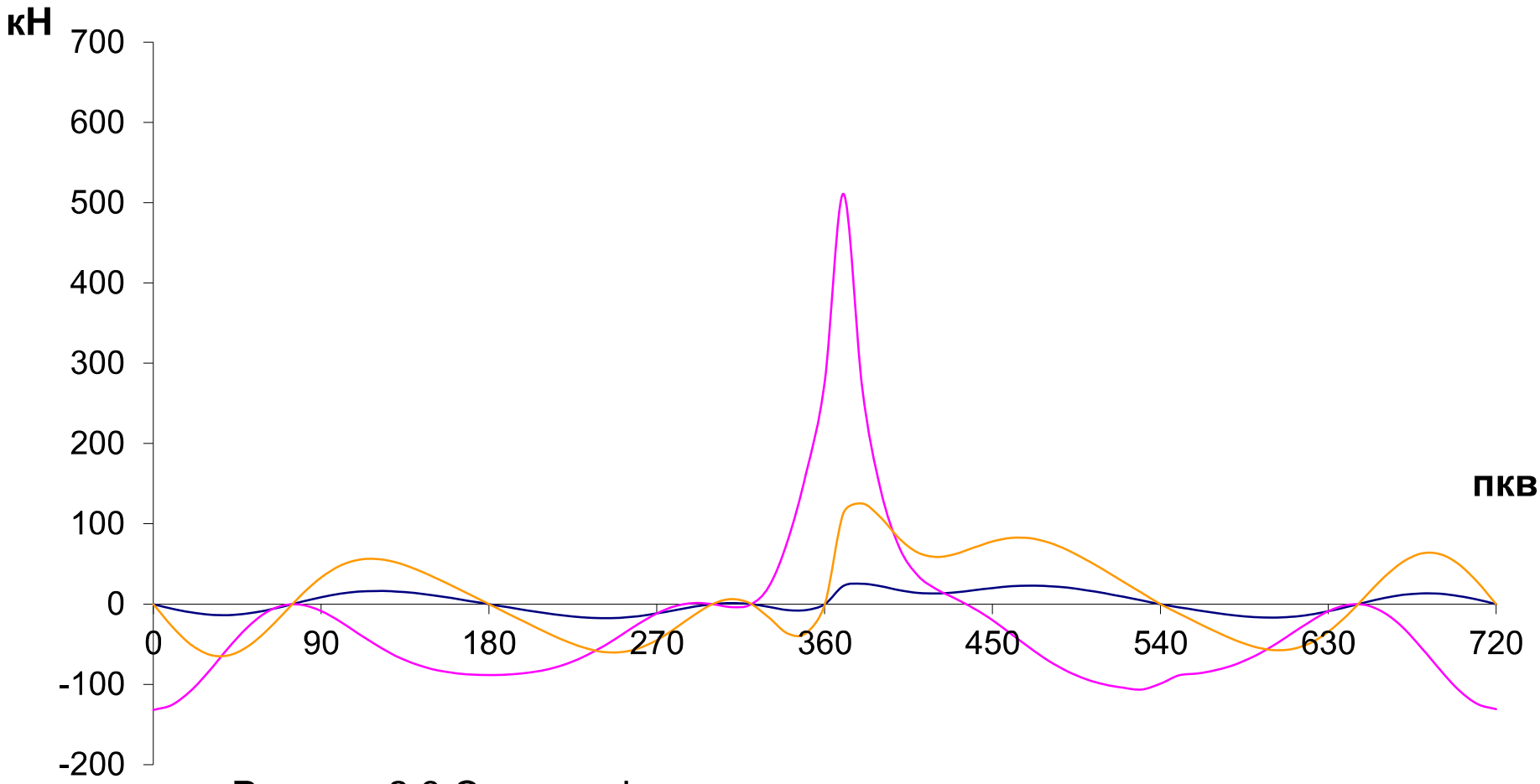


Рисунок 2.3 Сили радіальна,дотична,нормальна

Таблиця 3 Результати динамічного розрахунку.

φ °	V_f	$F_Г$	Fи	F_d	F_N	Fr	Fk	$F_Г$	Fи	F_d	F_N	Fr	Fk
ПКВ	$м^3$	кн	кн	кн	кн	кн	кн	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0016	5,777	-137,495	-131,72	0	-131,72	0	1,9257	-45,832	-43,906	0	-43,906	0
10	0,0017	5,777	-134,166	-128,39	-5,5789	-125,47	-27,789	1,9257	-44,722	-42,796	-1,8596	-41,823	-9,2629
20	0,0022	5,777	-124,428	-118,65	-10,183	-108,01	-50,15	1,9257	-41,476	-39,55	-3,3942	-36,004	-16,717
30	0,0031	5,777	-109,009	-103,23	-13,006	-82,899	-62,88	1,9257	-36,336	-34,411	-4,3353	-27,633	-20,96
40	0,0041	5,777	-89,0371	-83,26	-13,556	-55,067	-63,903	1,9257	-29,679	-27,753	-4,5186	-18,356	-21,301
50	0,0054	5,777	-65,929	-60,152	-11,737	-29,674	-53,624	1,9257	-21,976	-20,051	-3,9123	-9,8913	-17,875
60	0,0069	5,777	-41,2486	-35,472	-7,8664	-10,923	-34,652	1,9257	-13,75	-11,824	-2,6221	-3,6411	-11,551
70	0,0085	5,777	-16,5554	-10,778	-2,605	-1,2385	-11,019	1,9257	-5,5185	-3,5928	-0,8683	-0,4128	-3,6731
80	0,0101	5,777	6,74001	12,517	3,1796	-0,9577	12,879	1,9257	2,2467	4,1723	1,0599	-0,3192	4,293
90	0,0117	5,777	27,499	33,276	8,5918	-8,5918	33,276	1,9257	9,1663	11,092	2,8639	-2,8639	11,092
100	0,0132	5,777	44,9413	50,718	12,884	-21,495	47,711	1,9257	14,98	16,906	4,2945	-7,165	15,904
110	0,0147	5,777	58,6864	64,463	15,58	-36,688	55,247	1,9257	19,562	21,488	5,1933	-12,229	18,416
120	0,0159	5,777	68,7476	74,525	16,527	-51,575	56,277	1,9257	22,916	24,842	5,509	-17,192	18,759
130	0,017	5,777	75,4793	81,256	15,855	-64,376	52,055	1,9257	25,16	27,085	5,285	-21,459	17,352
140	0,0179	5,777	79,4868	85,264	13,882	-74,239	44,172	1,9257	26,496	28,421	4,6273	-24,746	14,724
150	0,0187	5,777	81,51	87,287	10,997	-81,091	34,12	1,9257	27,17	29,096	3,6657	-27,03	11,373
160	0,0192	5,777	82,2971	88,074	7,5585	-85,348	23,02	1,9257	27,432	29,358	2,5195	-28,449	7,6735
170	0,0195	5,777	82,4844	88,261	3,8352	-87,587	11,549	1,9257	27,495	29,42	1,2784	-29,196	3,8498
180	0,0196	5,777	82,4971	88,274	0,00	-88,274	0,00	1,9257	27,499	29,425	0,00	-29,425	0,00
190	0,0195	5,8747	82,4844	88,359	-3,84	-87,684	-11,56	1,9582	27,495	29,453	-1,2798	-29,228	-3,8541
200	0,0192	6,1219	82,2971	88,419	-7,5881	-85,682	-23,111	2,0406	27,432	29,473	-2,5294	-28,561	-7,7035
210	0,0187	6,555	81,51	88,065	-11,095	-81,814	-34,424	2,185	27,17	29,355	-3,6984	-27,271	-11,475
220	0,0179	7,2087	79,4868	86,695	-14,115	-75,486	-44,914	2,4029	26,496	28,898	-4,705	-25,162	-14,971
230	0,017	8,1384	75,4793	83,618	-16,316	-66,247	-53,567	2,7128	25,16	27,873	-5,4386	-22,082	-17,856

240	0,0159	9,429	68,7476	78,177	-17,337	-54,103	-59,034	3,143	22,916	26,059	-5,779	-18,034	-19,678
250	0,0147	11,21	58,6864	69,897	-16,893	-39,78	-59,904	3,7368	19,562	23,299	-5,631	-13,26	-19,968
260	0,0132	13,683	44,9413	58,624	-14,892	-24,845	-55,148	4,5609	14,98	19,541	-4,9639	-8,2818	-18,383
270	0,0117	17,164	27,499	44,663	-11,532	-11,532	-44,663	5,7212	9,1663	14,888	-3,844	-3,844	-14,888
280	0,0101	22,169	6,74001	28,909	-7,3436	-2,212	-29,745	7,3897	2,2467	9,6364	-2,4479	-0,7373	-9,9151
290	0,0085	29,568	-16,5554	13,013	-3,145	1,4953	-13,303	9,856	-5,5185	4,3375	-1,0483	0,4984	-4,4345
300	0,0069	40,867	-41,2486	-0,3814	0,0846	-0,1175	0,3726	13,622	-13,75	-0,1271	0,0282	-0,0392	0,1242
310	0,0054	58,744	-65,929	-7,1849	1,4019	-3,5444	6,4051	19,581	-21,976	-2,395	0,4673	-1,1815	2,135
320	0,0041	87,929	-89,0371	-1,1077	0,1804	-0,7327	0,8502	29,31	-29,679	-0,3692	0,0601	-0,2442	0,2834
330	0,0031	136,02	-109,009	27,006	-3,4025	21,687	-16,45	45,338	-36,336	9,0021	-1,1342	7,229	-5,4833
340	0,0022	210,6	-124,428	86,171	-7,3951	78,445	-36,421	70,2	-41,476	28,724	-2,465	26,148	-12,14
350	0,0017	300,68	-134,166	166,51	-7,2355	162,73	-36,04	100,23	-44,722	55,504	-2,4118	54,242	-12,013
360	0,0016	415,81	-137,495	278,31	0	278,31	0	138,6	-45,832	92,771	0	92,771	0
370	0,0017	657,2	-134,166	523,03	22,727	511,14	113,21	219,07	-44,722	174,34	7,5758	170,38	37,735
380	0,0022	421,29	-124,428	296,86	25,476	270,24	125,47	140,43	-41,476	98,953	8,4921	90,081	41,824
390	0,0031	286,28	-109,009	177,27	22,334	142,35	107,98	95,426	-36,336	59,09	7,4446	47,451	35,992
400	0,0041	195,41	-89,0371	106,38	17,32	70,357	81,645	65,138	-29,679	35,459	5,7732	23,452	27,215
410	0,0054	137,97	-65,929	72,046	14,058	35,541	64,226	45,992	-21,976	24,015	4,6859	11,847	21,409
420	0,0069	101,49	-41,2486	60,246	13,361	18,552	58,855	33,831	-13,75	20,082	4,4535	6,1841	19,618
430	0,0085	77,704	-16,5554	61,149	14,779	7,0265	62,516	25,901	-5,5185	20,383	4,9263	2,3422	20,839
440	0,0101	61,705	6,74001	68,445	17,386	-5,237	70,424	20,568	2,2467	22,815	5,7955	-1,7457	23,475
450	0,0117	50,633	27,499	78,132	20,174	-20,174	78,132	16,878	9,1663	26,044	6,7245	-6,7245	26,044
460	0,0132	42,786	44,9413	87,727	22,285	-37,18	82,525	14,262	14,98	29,242	7,4282	-12,393	27,508
470	0,0147	37,124	58,6864	95,81	23,156	-54,529	82,112	12,375	19,562	31,937	7,7187	-18,176	27,371
480	0,0159	32,991	68,7476	101,74	22,562	-70,408	76,827	10,997	22,916	33,913	7,5207	-23,469	25,609
490	0,017	29,964	75,4793	105,44	20,574	-83,539	67,549	9,9881	25,16	35,148	6,8581	-27,846	22,516
500	0,0179	27,766	79,4868	107,25	17,462	-93,385	55,564	9,2553	26,496	35,751	5,8207	-31,128	18,521
510	0,0187	26,21	81,51	107,72	13,571	-100,07	42,107	8,7368	27,17	35,907	4,5238	-33,358	14,036

520	0,0192	25,175	82,2971	107,47	9,2232	-104,15	28,091	8,3916	27,432	35,824	3,0744	-34,715	9,3635
530	0,0195	24,582	82,4844	107,07	4,6524	-106,25	14,01	8,1941	27,495	35,689	1,5508	-35,416	4,6701
540	0,0196	16,617	82,4971	99,114	0	-99,114	0	5,5391	27,499	33,038	0	-33,038	0
550	0,0195	6,793	82,4844	89,277	-3,8794	-88,595	-11,682	2,2643	27,495	29,759	-1,2931	-29,532	-3,8941
560	0,0192	6,793	82,2971	89,09	-7,6457	-86,332	-23,286	2,2643	27,432	29,697	-2,5486	-28,777	-7,762
570	0,0187	6,793	81,51	88,303	-11,125	-82,035	-34,517	2,2643	27,17	29,434	-3,7084	-27,345	-11,506
580	0,0179	6,793	79,4868	86,28	-14,047	-75,124	-44,699	2,2643	26,496	28,76	-4,6825	-25,041	-14,9
590	0,017	6,793	75,4793	82,272	-16,053	-65,181	-52,705	2,2643	25,16	27,424	-5,3511	-21,727	-17,568
600	0,0159	6,793	68,7476	75,541	-16,752	-52,278	-57,044	2,2643	22,916	25,18	-5,5841	-17,426	-19,015
610	0,0147	6,793	58,6864	65,479	-15,826	-37,266	-56,118	2,2643	19,562	21,826	-5,2752	-12,422	-18,706
620	0,0132	6,793	44,9413	51,734	-13,142	-21,926	-48,666	2,2643	14,98	17,245	-4,3805	-7,3085	-16,222
630	0,0117	6,793	27,499	34,292	-8,8542	-8,8542	-34,292	2,2643	9,1663	11,431	-2,9514	-2,9514	-11,431
640	0,0101	6,793	6,74001	13,533	-3,4377	-1,0355	-13,924	2,2643	2,2467	4,511	-1,1459	-0,3452	-4,6415
650	0,0085	6,793	-16,5554	-9,7624	2,3594	-1,1218	9,9806	2,2643	-5,5185	-3,2541	0,7865	-0,3739	3,3269
660	0,0069	6,793	-41,2486	-34,456	7,6411	-10,61	33,66	2,2643	-13,75	-11,485	2,547	-3,5368	11,22
670	0,0054	6,793	-65,929	-59,136	11,539	-29,173	52,718	2,2643	-21,976	-19,712	3,8463	-9,7242	17,573
680	0,0041	6,793	-89,0371	-82,244	13,39	-54,395	63,123	2,2643	-29,679	-27,415	4,4635	-18,132	21,041
690	0,0031	6,793	-109,009	-102,22	12,878	-82,083	62,261	2,2643	-36,336	-34,072	4,2927	-27,361	20,754
700	0,0022	6,793	-124,428	-117,64	10,095	-107,09	49,72	2,2643	-41,476	-39,212	3,3651	-35,696	16,573
710	0,0017	6,793	-134,166	-127,37	5,5347	-124,48	27,569	2,2643	-44,722	-42,458	1,8449	-41,492	9,1896
720	0,0016	6,793	-137,495	-130,7	0	-130,7	0	2,2643	-45,832	-43,567	0	-43,567	0

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Умова завдання:

ефективна потужність:	P_e=	860	кВт
частота обертання колінвалу:	n=	750	$хв^{-1}$
діаметр циліндру:	d=	260	мм
хід поршня:	S=	340	мм
число циліндрів:	i=	6	
коефіцієнт тактності:	Z=	4	
нижча теплота згорання газу:	$Q_H^г$=	36115	$кДж/м^3$
годинна витрата газу:	$B_r^г$=	207,03	$м^3$/год
нижча теплота згорання дизпалива:	Q_H^P=	42500	кДж/кг
годинна витрата дизпалива:	B_r^P=	5,3	кг/год
запальна доля палива	q=	0,03	
Індикаторний к.к.д.:	η_i=	0,46	
ефективний к.к.д.:	η_e=	0,872	
кількість свіжого заряду	M_1=	18,406	кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	M_r=	18,447	кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г.}$=	788,8	К
температура на початку стиску	T_d=	370,94	К

мольна теплоємкість продуктів згорання при постійному об'ємі: $mC''v =$ 25,32118 **кДж/кмоль К**

мольна теплоємкість свіжого заряду при постійному об'ємі: $mC'v =$ 21,96815 **кДж/кмоль К**

середній індикаторний тиск: P_{mi}= 1466 кПа

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_П = Q_e + Q_B + Q_Г + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e- теплота, еквівалентна ефективній роботі;

$Q_в$- теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_г$- теплота, яка виноситься випускними газами;

$Q_м$- теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{н.в.}$- невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{П} = \frac{B^{Г} Q_H^{Г} + B^{P} Q_H^{P}}{3,6}$$

$Q_{П}$ = 2139482,9 Дж/с

у відсотковому відношенні $q_п$ приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_{e} = 1000 \cdot P_{e}$$

Q_e= 860000 Дж/с

у відсотковому відношенні

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

q = 40,196629 %

Перевірка: $Q'_{e} = Q_{n} \cdot \eta_{e}$

Q'_e= 1865629,1 Дж/с

Вираховуємо похибку

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

Δ = -116,9336 %

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_в = Q_w + Q_{Т.П} + Q_{в.н.}$$

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

$W_{нап.}$=0	$W_{г.р.}$=0,09-0,16	0,16
$W_{ст.}$=0	$W_{вип}$=0,01-0,05	0,035

Q_w = 417199,17 Дж/с

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

де а=0,088 в=0,0118 - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

$C_m = S \cdot n/30$ середня швидкість поршня

C_m = 8,5 м/с

$P_{мд}$ = 188,3 кПа

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0.6 \cdot P_{мд}$$

$P_{ср.т.}$= 112,98 кПа

Потужність тертя поршня:

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

де V_s- Робочій об'єм циліндру.

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

V_s= 0,0180424 м^3

P_n= 76,441308 кВт

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{Т.П.} = 1000 \cdot P_П$$

$Q_{Т.П.}$= 76441,308 Дж/с

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:
Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

Q'_B = 493640,47 Дж/с

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_в \cdot C_{тв} \cdot \Delta T_в}$$

К=1,2-1,5 коефіцієнт запасу. К= 1,2

$\rho_в$ = 1000 кг/м^3 середня щільність води.

$C_{тв}$=4,19 кДж/кг - середня теплоємкість води.

$\Delta T_в$ = 6-10 - температурний перепад води в холодильнику.

$\Delta T_в$ = 70 К

$V_в$= 0,0020197 м^3/с

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_в \cdot \Delta P_в / \eta_{в.н.}$$

де $\Delta P_в = 98$ кПа - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н}$ = 0,8 - 0,9 к.к.д. водяного насосу.

$\eta_{в.н.}$ = 0,85

$P_{в.н.}$= 0,2328558 кВт

Тоді $Q_{в.н.}$= 232,856 Дж/с

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_в = Q_W + Q_{Т.П} + Q_{в.н.}$$

$Q_в$= 493873,33 Дж/с

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_в = Q_в / Q_П \cdot 100\%$$

$q_в$= 23,083771 %

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_Г = Q_Г^Г + Q_Г^P$$

$$Q_Г^Г = \frac{B_r^Г}{3.6 \times 224}\left[M_2 \cdot \left(mC''_p\right)_{T_0}^{T_{срг}} \cdot T_{срг} \cdot (1-q) - M_1 \cdot \left(mC_p\right)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \cdot (1-q)\right]$$

$mC''_v = 8{,}314 + mC''v$ Ізобарна теплоємкість продуктів згорання

$mC'_p = 8{,}314 + mC'v$ Ізобарна теплоємкість свіжого заряду.

mC''_p = 33,635181 кДж/кмоль К

mC'_p = 30,282153 кДж/кмоль К

$Q_Г^Г$= 703945,77 Дж/с

$$Q_{Г}^{P}=\frac{B_r^{Г}}{3.6}\left[M_2\cdot\left(mC_p''\right)_{t_0}^{t_2}\cdot t_r\cdot q-M_1\cdot\left(mC_p\right)_{t_0}^{t_d}\cdot t_d\cdot q\right]$$

mC''_p = 33,4604 Ізобарна теплоємкість продуктів згорання
mC_p = 29,1524 Ізобарна теплоємкість свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$t_r=T_r-273^0$

t_r= 515,8 Температура залишкових газів.

$t_d=T_d-273^0$

t_d= 97,94 Температура на початку стиску.

$Q_Г$= 11740,467 Дж/с

$Q_Г$= 715686,24 Дж/с

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_Г=Q_Г/Q_П\cdot 100\%$$

$q_г$= 33,451365 %

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:
Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1}=\left(Q_w+Q_{МД}\right)-Q_в$$

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

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

$\Delta_{МД}$ = 0,0590846
тоді
$Q_{МД}$ = 126410,46 Дж/с

Q_{M1} = 49736,294 Дж/с

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.
Витрата циркуляційного масла.

$$V_M=\frac{\kappa\cdot Q_{M1}}{\rho_M\cdot Cтм\cdot\Delta}$$

К=1,2-1,5 - Коефіцієнт запасу К= 1,5

$\rho_м=900$ кг/м^3 щільність масла

$C_{тм}$= 2,094 кДж/кг - середня теплоємкість масла.

$\Delta T_м$=6-15 К Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$\Delta T_м$= 6 К

$V_м$= 0,0065977 М^3/с

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де P_0=(0,3 - 0,4)10^6 - робочий тиск масла в системі.

P_0= 400000 Па

$\eta_M = 0{,}8 - 0{,}9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$\eta_м$ = 0,8

$P_{м.н.}$= 3,2988627 кВт

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$Q_{м2}$ = 3298,8627 Дж/с

Загальна кількість теплоти складає:

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

$Q_м$ = 53035,156 Дж/с

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_П \cdot 100\%$$

$q_М$= 2,4788773 %

Невраховані теплові втрати

$$Q_{НВ} = Q_П - (Q_е + Q_в + Q_г + Q_М)$$

$Q_{Н.В.}$= 16888,179 Дж/с

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Н.В.} = Q_{Н.В.} / Q_П \cdot 100\%$$

$q_{Н.В.}$ = 0,789358 %

Всі отримані дані зведені в таблицю №4

Таблиця 4 Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	860000	40,1966288
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	493873,3	23,0837708
теплота, яка виноситься випускними газами	715686,2	33,4513651
теплота, яка відводиться маслом	53035,16	2,47887731
невраховані теплові втрати	16888,18	0,78935799
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	2139483	100

2.5 Висновок до розділу

У результаті виконаного розрахунку номінального режиму роботи суднового двигуна 6ГЖЧН 26/34, отримано всі основні параметри робочого циклу, а також побудовано графічні залежності зміни основних параметрів від кута повороту колінчастого валу.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАПАЛЬНОЇ ДОЗИ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА НА ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

3.1 Основні аспекти використання газів в двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Розвиток транспорту багато в чому визначається рівнем паливної ефективності ДВЗ, забезпеченістю рідким паливом і посилюванням вимог по захисту навколишнього середовища. Одним з напрямів досліджень корпорацій провідних країн світу є створення ДВЗ, використовуючих як паливо різні гази. Традиційні палива одержують з нафти, природні ресурси якої вичерпуються досить швидко.

За прогнозами західних фахівців нафти, з урахуванням Близького Сходу, вистачить на 50-60 років. При цьому вартість її видобутку і переробки безперервно підвищується. Тому звертає на себе увагу третій вид горючих копалин - природний газ, на 90% що складається з метану. Вважається, що природних ресурсів цього пального вистачить більш ніж на 100 років.

Останніми роками все більш ясною стає енергетична криза, особливо в частині використовування вуглеводневих палив. Різко загострюються проблеми, пов'язані з екологією. Сьогодні ясно, що обмеження на використовування бензину, газу, дизпалива для двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) реально може виникнути унаслідок несприятливої екологічної обстановки. Саме цей чинник виконує рушійну роль в роботах по переводу ДВЗ на газове паливо. Проблема екології набуває все більшого значення, виходячи вже на перше місце. У загальному балансі забруднень навколишнього середовища частка ДВЗ перевищує 70%. При цьому враховуються не тільки токсичні викиди, але і викиди продуктів, що впливають на енергетичний баланс Землі, - це діоксид вуглецю, вода, метан, фторовмістні з'єднання. Застосування природного газу знижує як викид

токсичних речовин, так і діоксиду вуглецю. У вихлопних газах двигунів токсичних речовин міститься в 2-4 рази менше, а діоксиду вуглецю менше на 30-35%. Проте метан, що є основним компонентом природного газу, викликає збільшення парникового ефекту приблизно в 50 разів більше, ніж діоксид вуглецю. Отже, щоб одержати позитивний ефект від застосування природного газу, необхідно запобігти викиду його в атмосферу при отриманні, транспортуванні, заправці і застосуванні. Застосування водню як палива для ДВЗ істотно знижує дію на навколишнє середовище. Сам водень є екологічно чистим продуктом і його викид не робить шкідливого впливу на навколишнє середовище. У вихлопних газах двигуна не міститься токсичних речовин, окрім оксидів азоту, кількість яких не перевищує встановлених міжнародних норм і може бути понижене за умови спеціальної розробки камери згорання. Серед різних способів отримання водню з природного газу найдешевшим є плазмохімічний піроліз при виробництві ацетилену, де водень є основним побічним продуктом, що становить 78,8% піро-газу. При цьому собівартість ацетилену складає 10% його ринкової ціни, а на окислення і доочистку залишкових домішок і вихід чистого водню необхідні мінімальні витрати.

У квітні 1988 року був зроблений перший політ тупольовського літака, на якому один з двигунів успішно працював на водні, а в квітні 1989 року - перший політ літака з використанням зрідженого метану Літак ТУ-155 успішно пройшов наземні і льотні випробування при роботі експериментальної силової установки як на рідкому водні, так і на зрідженому природному газі.

Сьогодні всім добре відомо про природний газ метан, вживаному в стислому стані, і зрідженому вуглеводневому газі Пропан-Бутані, працюючих успішно і економічно вигідно на автотранспорті. Але вчені, наукові інститути, розробники устаткування нашої країни і на Заході успішно

працюють над використовуванням зрідженого метану, зрідженого водню, газоподібного водню.

Створення і льотні випробування літака ТУ-155 привели до наступних досягнень:

- придбаний досвід проектування систем, що працюють на криогенних паливах;

- накопичений досвід в розробках технологічних процесів і виготовлення таких систем.

Все це дає підставу стверджувати, що складні проблеми кріогеніки на ДВЗ будуть успішно розв'язані. Сьогодні область застосування криогенних палив широка: авіація; морський і річковий транспорт; залізничний транспорт; стаціонарні двигуни внутрішнього згорання.

Проте, при розгляді проблеми упровадження і експлуатації таких літальних апаратів, автомобілів, локомотивів, теплоходів і інших ДВЗ одних успіхів в створенні конструкцій і комплексів по забезпеченню паливом ДВЗ виявляється недостатньо. Існує ряд питань, які можуть зробити значний вплив на масштабність упровадження цих розробок. Їх можна розбити на п'ять крупних блоків: економічні; технічні; організаційні; юридично-правові; законодавчі питання.

Найбільш відпрацьовані технічні питання, не дивлячись на те, що існують проблеми, пов'язані з матеріалами конструкцій, теплоізоляцією, розробкою нових систем і агрегатів та ін. Досвід іноземних машинобудівних фірм і інститутів, працюючих в області переводу ДВЗ на газове паливо, показав, що з позицій техніки тупикових проблем не існує. Основна проблема полягає у фінансовому забезпеченні даних розробок.

Отже, для успішного упровадження і експлуатації техніки з ДВЗ, використовуючих як паливо гази, разом із створенням техніки необхідний одночасний відробіток питань і по інших напрямах.

У окремих підприємств і організацій є значний досвід і необхідний потенціал для успішного вирішення практично всіх питань. Об'єднання зусиль цих підприємств і організацій, фірм і фінансових інститутів дозволить не тільки успішно і в короткі терміни вирішувати основні проблеми, але і розробити значну кількість актів, стимулюючих використовування більш екологічно чистих видів палива.

3.2 Обгрунтування заміни паливного насосу високого тиску (ПНВТ).

На двигуні 6ЧН 26/34 застосовується паливний насос високого тиску (ПНВТ.) з заводським номером 962Е. Який має діаметр плунжера 18мм та хід плунжера 26мм.

При конвертуванні даного двигуна для роботи по газодизельному циклу даний насос є пере розмірений, і тому пропонується замінити цей насос на 962Г який має менші геометричні розміри та меншу вагу і відповідно менші розміри плунжерної пари діаметр плунжера 16мм і хід плунжера 16мм у штатному виконанні, а після переобладнання паливного насосу високого тиску 962Г для роботи на газодизельному циклі діаметр плунжера і відповідно внутрішній діаметр втулки матимуть 12мм а хід плунжера залишиться не змінний 16мм. Конвертований двигун 6ГЖЧН 26/34 працює при запальні дозі 3% і має циклову подачу палива Вц=0.0401 г/цикл.

Подача такої мізерної циклової порцій палива насосом 962Е з його діаметром плунжера 18мм не доречна, так як об’єм стискаємого палива є дуже близьким до об’єму над плунжерного простору при його верхньому положенні. Як наслідок виникнуть проблеми з організацією робочого процесу а саме: між циклова нестабільність подачі палива та пропуски вспишок, що є небажаним явищем особливо для двигуна в якому в якості палива використовується газ.

Виходячи з вище зазначених причин пропонується дана модернізація ПНВТ та паливної системи в цілому.

3.3 Визначення основних параметрів
паливного насосу високого тиску. 4 -х тактного ДВЗ

Вихідні данні .

Ефективна потужність Ре = 860 кВт.

Частота обертання колінчастого валу n = 750 $хв^{-1}$

Кількість циліндрів z = 6

Питома ефективна витрата палива Ве = 0,0063 кг/(кВт*г)

Циклова подача палива $Вц = \frac{Be \times Pe \times 10^3}{60 \times Z \times n_к} =$ 0,04013333 $г/цикл$

де nк - частота обертання кулачкового валу, $хв^{-1}$

$n_к = \frac{n}{2} =$ 375 $хв^{-1}$, для чотирьохтактного ДВЗ.

$n_к = n =$ 750 $хв^{-1}$, для двотактного ДВЗ.

Об'ємна циклова подача палива

$Vf = \frac{Вц \times 10^6}{\rho f} =$ 47 $\frac{мм^3}{цикл}$

де $\rho_f = 850 - 900$ $кг/м^3$ – щільність палива

Рf= 850

Теоретична подача секції паливного насоса

$V_T = \frac{V_f}{\eta_п} =$ 52,46187 $\frac{мм^3}{цикл}$

де $\eta_п = 0,7 - 0,9$ - об'ємний коефіцієнт подачі

$\eta_п =$ 0,9

Повна подача секції паливного насоса
враховуючи перепуск палива і перегрузки дизеля .

$V_н = (2,5 - 3,2) \times V_T =$ 131,1547 $\frac{мм^3}{цикл}$

2,5 число з проміжку .(2,5 - 3,2)

Діаметр плунжера .

$d_{пл} = \sqrt[3]{\frac{4 \times V_н}{\pi \times m}} \approx 1.08 \times \sqrt[3]{\frac{V_н}{m}} =$ 5,704583 мм.

де $m = \frac{h_{пл}}{d_{пл}} \approx 1{,}0 - 1{,}7 =$ 0,9 мм.

Повний хід плунжера .

$$h_{пл} = m \times d_{пл} = 5{,}134124 \text{ мм.}$$

Скоректувати получені в розрахунку значення
діаметра і хода плунжера по ГОСТ 10578-74

$d_{пл} =$ . . . . .5;5,5;6;6,5;7;7,5;8;8,5;9;9,5;10;11;.12 ,. . . мм.

$h_{пл} =$ . . . . .7;8;10;12;16;20;. . . . . мм.

$d_{пл} =$ 12 мм.

$h_{пл} =$ 16 мм.

Активний хід плунжера .

$$h_{акт} = \frac{4 \times V_T}{\pi \times d_{пл}^2} = 0{,}4641 \text{ мм.}$$

Вибір матеріала і розрахунок на міцність втулки
і плунжера насоса .
Вибір матеріала втулки і плунжера .
Умови праці плунжерной пари .
Плуежерні пари насосів високого тиску працюють в умовах великих навантажень і інтенсивого стирання . В процесі зворотньопоступального руху плунжера і при малих зазорах відбувається велике зношення , обумовленні вмістом в паливі твердих домішок , деформаціями плунжера і втулки , боковими силами.

Вимоги до матеріалу втулки і плунжера насоса .
Матеріали плунжерних пар повинні мати: високу твердість, ізносостійкість в умовах підвищеного тиску палива , малий коефіцієнт лінійного розширення , зберігати розміри і геоме - тричну форму, добре оброблятися .

Вибір марки матеріала втулки і плунжера насоса .
Вибираємо інструментальну леговану сталь ХВГ ГОСТ 5950-73

Хімічний склад сталі ХВГ

C =0,9 -1,05 % ; Mn = 0,8 - 1,1 % ; Si = 0,15 - 0,35 %;

Cr =0,9 - 1,2 % ; W = 1,2 - 1,6 % .

Механічні властивості сталі ХВГ

Стандартом не регламентуються .

Розрахунок на міцність втулки насоса .

Напруження розтягання на внутрішній поверхні

(ф-ла Ляме)

$$\sigma_p = \rho_f \times \frac{d_н^2 + d_{вн}^2}{d_н^2 - d_{вн}^2} = \quad 92{,}4812 \text{ Мпа.}$$

Де ρ_f - максимальний тиск палива внасосі .

50-80 МПа - в нерозділених камерах .

ρ_f = 60

$d_н$ -зовнішній діаметр втулки 26 мм.

$d_{вн}$ -внуирішній діаметр втулки 12 мм.

$$\sigma_p \le \left[\sigma_p\right] = 80 - 100 \text{ , МПа ;}$$

Умова виконується

Розрахунок на міцність плунжера насоса .

Напруження стиску

$$\sigma_{ст} = \rho_f \times \frac{A_{пл}}{A_o} = \quad 86{,}4 \text{ МПа.}$$

$$A_{пл} = \frac{\pi \times d_{пл}^2}{4} = \quad 113{,}04 \text{ мм.}$$

$$A_o = \frac{\pi \times d_{\min}^2}{4} = \quad 78{,}5 \text{ мм.}$$

d_{min} = 10 мм. - діаметр найменьшого перетину плунжера .

$$\sigma_{ст} \le \left[\sigma_{ст}\right] = 100 \div 120 \text{ МПа}$$

Умова виконується

Де $A_{пл}$= 113,04 - площина торця плунжера , $мм^2$

A_o = 78,5 - площа найменьшого перетину плушжера, $мм^2$

Вибір матеріалу і розрахунок пружини плунжера .

Вибір матеріалу пружини плунжера .

Умови праці пружини плунжера .

Пружина плунжера сприймає значні знакоперемінні наванта - ження при великій швидкості їх прикладання .

Вимоги до матеріалу пружини .

Матеріал повинен витримувати багаторазові перемінні

навантаження і мати високу усталостну міцність .

Вибір марки матеріалу пружини .
Вибираємо . сталь 60 С2А. . . . . .
. . . . . .
Хімічний склад сталі С=0,57 : Si=1,8 : Mn=0,8 : Cr=0,4.
Механічні властивості сталі . . . . . .

Розрахунок на міцність .
Вихідні данні :

середній діаметр пружини	$D_{ср}$ =	40 мм.
діаметр проволоки пружини	d=	5 мм.
число робочих витків	n=	7

Попередній прогин пружини (конструктивно) . f_1= 22 мм.

Мінімальна сила пружини

$$F_1 = \frac{G \times d^4 \times f_1}{8 \times n \times D_{ср}^3 \times K_2} =$$ 291,0053 Н.

Де G = 8 $\times 10^4$ - модуль зрушення .

$$K_2 = \frac{1}{2 \times c} - \frac{1}{2 \times c^2} + 1 =$$ 1,054688 поправочний коефіцієнт.

$$c = \frac{D_{ср}}{d} =$$ 8 індекс пружини .

Максимальна сила пружини

$$F_2 = F_1 \times \frac{f_2}{f_1} =$$ 503 Н.

Де $f_2 = f_1 + h_{пл} =$ 38 максимальний прогин пркжини мм.

Мінімальне і максимальне напруження в пружині Мпа.

$$\tau_{\min} = \frac{2.55 \times D_{ср} \times K_1}{d^3} \times F_1 =$$ 281,1573 МПа.

Де $K_1 = \frac{4 \times c - 1}{4 \times c - 4} + \frac{0.615}{c} =$ 1,184018 поправочний коефіцієнт .

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} \times \frac{f_2}{f_1} =$$ 485,6353 МПа.

$$\tau_{max} \le [\tau] = 450 \div 650 \text{ МПа}$$

Умова виконується

Середнє напруження і амплітуда цикла .

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \quad 383{,}3963 \text{ МПа.}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \quad 102{,}239 \text{ МПа.}$$

Запас міцності по межі втоми

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \varphi_\tau \times \tau_m} = \quad 2{,}034449$$

Де $\tau_{-1} = 0.22 \times \sigma_B =$ 286 МПа.

$\varphi_\tau = 0{,}1$ Коефіцієнт приведення циклу для вуглецевих сталей і легованих сталей .

$\sigma_B =$ 1300

$n_\tau \ge [n_\tau]$ =1,2 - 2

Умова виконується

Частота власних коливань пружини за хвилину $кол/хв$

$$n_c = 2.17 \times 10^7 \times \frac{d}{n \times D_{cp}^2} = \quad 242{,}1875$$

Перевіпка на резонанс

$n_c / n_к \neq$ 0,645833 цілому числу

Резонанс відсутній

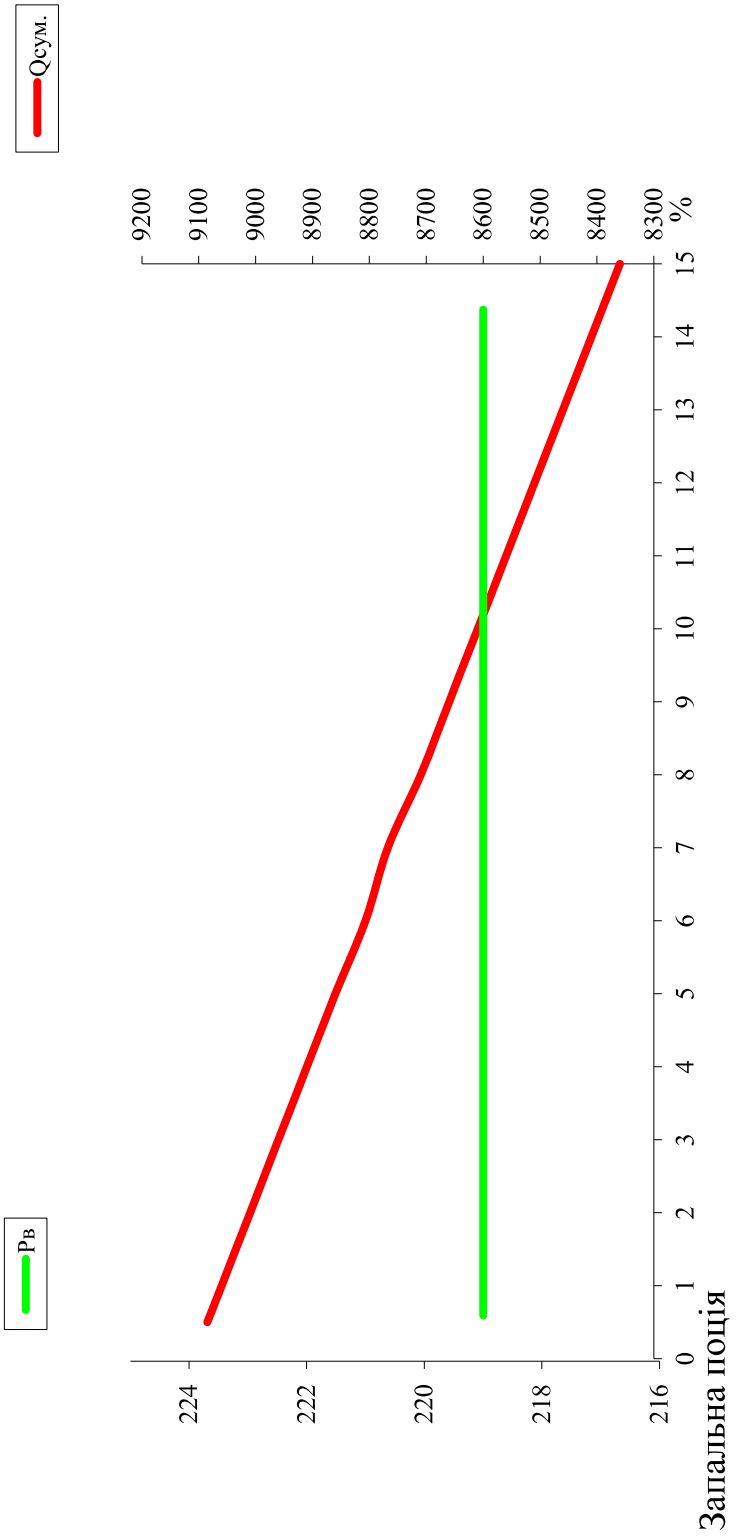
3.4 Оптимізація діаметру плунжера.

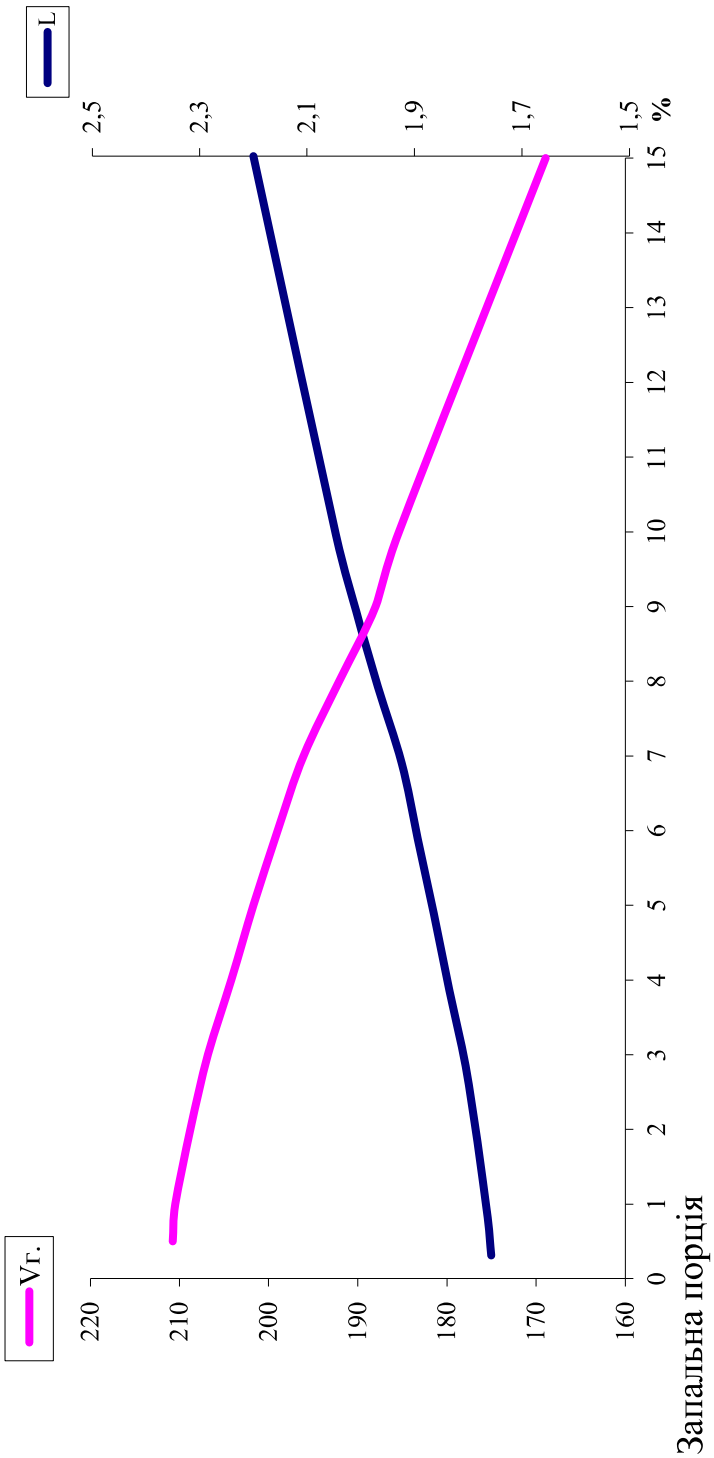
Виходячи з вище приведених розрахунків «Визначення основних параметрів паливного насоса високого тиску» (ПНВТ) видно, що необхідний і достатній діаметр плунжера для подачі циклової порцій палива дорівнює 6мм. Але беручи до уваги тиск необхідний для впорскування палива в робочий циліндр двигуна і враховуючи сили протидій які будуть діяти на плунжер при стисканні палива. Також неможливо не врахувати причини зазначенні в пункті «Оптимізація вибору типу об’єкта» а саме необхідність екстреного виходу на номінальний режим у випадку аварії чи відсутності газового палива.

Тому беручи до уваги всі ці фактори і виконавши певні розрахунки приймаємо діаметр плунжера 12мм. Як видно з розрахунку ПНВТ і графіку саме цей розмір плунжера є оптимальний так як він здатен забезпечити роботу газодизельного двигуна на всіх режимах та роботу дизельного двигуна на холостому ходу і номінальному режимі за умов відключення певних енергоспоживачів які не приймають участі в збереженні життєдіяльності судна в аварійні ситуацій.

Табл.5 залежність показників двигуна від розміру запальної порції.

Зап.доза		Vг.	Рв	L	Pme	Tz	Pd	Pc	Тв	be	Ve	Qсум.
%	кг/год	м3/год.	кПа		кПа	k	кПа	кПа	k	кг/кВт.год	м3/кВт.год	кДж/год.
0,5	0,9	210,77	219	1,757	1254,9	2148,6	206,15	6560,7	403,1	0,001	0,2451	9085
1	1,8	210,46	219	1,764	1256,7	2149,7	206,15	6560,7	403,1	0,0021	0,2447	9060
2	3,6	208,8	219	1,783	1260,3	2151	206,15	6560,7	403,1	0,0042	0,244	9010
3	5,4	206,8	219	1,805	1277,2	2161,7	208,05	6621,2	404,62	0,0063	0,2407	8960
4	7,2	204,2	219	1,835	1279,2	2160,3	208,05	6621,2	404,62	0,0084	0,2391	8910
5	9	201,7	219	1,864	1279,4	2160	208,05	6621,2	404,62	0,0105	0,2365	8860
6	10,8	199	219	1,894	1279,7	2159,6	208,05	6621,2	404,62	0,0126	0,234	8807
7	12,6	196,1	219	1,924	1278,5	2158,2	208	6621,2	404,62	0,0147	0,2306	8768
8	14,4	192,1	219	1,968	1278,7	2155,7	209	6651,4	405,38	0,0167	0,2232	8710
9	16,2	188	219	2,009	1279,7	2153,8	209,95	6681,6	406,14	0,0188	0,2161	8660
10	18	185,4	219	2,046	1277,2	2149,5	210,9	6711,9	406,9	0,0209	0,2071	8610
15	27	168,95	219	2,2	1291,1	2154,8	211,85	6742,1	407,65	0,0314	0,1965	8360


Qсум.
Pв
9200
9100
9000
8900
8800
8700
8600
8500
8400
8300
%
15
14
13
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
0
224
222
220
218
216
Запальна поція


L
Vг.
2,5
2,3
2,1
1,9
1,7
1,5
%
220
210
200
190
180
170
160
0
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
Запальна порція

3.5. Висновок до розділу

У розділі проаналізовано особливості організації процесу подачі запальної дози дизельного чотиритактного двигуна. Виконано дослідження впливу параметрів процесу паливоподачі, а саме розміру запальної порції газодизельного двигуна на ефективні показники двигуна 6ГЖЧН 26/34. За результатами розрахунків зроблено висновок, що оптимальною є порція 3% від номінальної подачі палива на дизельному циклі.

4 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Розрахунок економічного ефекту від переводу дизельгенератора ДГР 2А 800/750 для роботи на природному газі з запалльною порцією дизельного палива 3%

Умова завдання.

№ п/п	Назва параметра.	Позначення, розмірність	Величина
1.	Потужність дизельгенератора (ДГ), газодизельгенератора (ГДГ).	Ne, кВт	860
2.	Кількість годин роботи за рік	t, год	4500
3.	Коефіцієнт використання потужності	Кп	0,85
4.	Годинна витрата дизельного палива дизельгенератором	qп, кг/год	180
5.	Запальна порція дизельного палива (ГДГ)	qп зап., кг/год	5,4
6.	Витрата природного газа з найнижчою теплотою згоряння Qн =8619,332 ккал/м³	qг, нм^3/год	207,03
7.	Ціна дизельного палива	Цп, грн/кг	48
8.	Ціна природного газу за 1000 нм³ (максимально можлива)	Цг, грн/1000нм^3	28500
9.	Ефективна витрата мастила	qм, г/кВт*год	1,46
10.	Кількість мастила в системі мащення	Gмс, кг	810

11.	Строк використання до заміни	Тм, год	2000
12.	Ціна мастила	Цм, грн/кг	84
13.	Витрати на переобладнання дизеля в газодизель	В.пер., грн	1 350 000
14	Оплата праці працівнику	Опп, грн./місяць	18 000
15	Кількість працюючих (всього)	П	6

Розрахунок річних експлуатаційних витрат.

1	Кількість дизельного палива використаного за рік ДГ		$К_{дп} = К_{п} \cdot q_{п} \cdot t$	кг	688500
2	Витрати на дизельне паливо	ДГ	$В_{дп} = К_{п} \cdot q_{п} \cdot t \cdot Ц_{п}$	грн.	33048000
		ГДГ	$В_{дпЗАП} = q_{пЗАП} \cdot t \cdot Ц_{п}$	грн.	1166400
3	Витрати на газ		$В_{г} = \frac{q_{г} \cdot t \cdot Ц_{г} \cdot К_{п}}{10^{3}}$	грн.	22568858
4	Кількість дизельного палива для ГДГ на рік		$К_{дпЗАП} = q_{пЗАП} \cdot t$	кг	24300
5	Кількість газового палива для ГДГ на рік		$К_{г} = q_{г} \cdot t \cdot К_{п}$	$м^3$	791889,75
6	Витрати на мастило		$В_{м} = \frac{q_{м} \cdot N_{e} \cdot t \cdot Ц_{м} \cdot К_{п}}{10^{3}} + \frac{G_{мс} \cdot Ц_{м} \cdot t}{Т_{м}}$	грн.	556514,28
7	Витрати на капремонт		З досвіду эксплуатации або 30% від Ц дг (Вкр).	грн.	5000
8	Витрати на переборки		З досвіду эксплуатации або 5% від Ц дг (Вп)	грн.	1000

9	Витрати на заробітну плату обслуговуючого персоналу	$В_{оп} = П \cdot О_{пп} \cdot 12$	грн.	1296000
10	Витрати, повязані з роботою дизель-генератора	$В_{дг} = В_{дп} + В_{м} + В_{кр} + В_{п} + В_{оп}$	грн.	34 906 514
11	Витрати повязані з роботою газодизель-генератора	$В_{гдг} = В_{дпЗАП} + В_{м} + В_{кр} + В_{п} + В_{оп} + В_{г}$	грн.	25593772

Годовий економічний ефект від переводу дизельгенератора в газодизель-генератор з використанням природного газу.

1	Кількість виробленої електроенергії	$С_{ээ} = N_{e} \cdot t \cdot К_{П}$	кВт/час	3289500
2	Собівартість електроенергії виробленої ДГ	$С_{дг} = \frac{В_{дг}}{С_{ээ}}$	грн./кВт *час	10,611495
3	Собівартість електроенергії виробленої ГДГ	$С_{гдг} = \frac{В_{гдг}}{С_{ээ}}$	грн./кВт *час	7,7804445
4	Зменшення собівартості електроенергії при переході з ДГ на ГДГ	$\Delta С = С_{дг} - С_{гдг}$	грн.	2,831051
5	Зменшення річних затрат після переводу ДГ на газодизельний цикл	$Э_{г} = В_{дг} - В_{гдг}$	грн./рік	9 312 742

5	Термін окупності витрат пов'язаних з переобладнанням дизеля в гозодизель	$T_р = \frac{В_{пер}}{Э_г}$	роки	0,1449627
6	Термін окупності витрат пов'язаних з переобладнанням дизеля в гозодизель	$T_д = T_р \cdot 12 \cdot 30$	дні	52,186563

4.2 Висновки до розділу

Представлено результат визначення позитивного результату від проведеної роботи по модернізації суднового газодизельного двигуна 6ГЖЧН 26/34 виробництва фірми «Дизель КГУ». Зменшення річних затрат після переводу ДГ на газодизельний цикл становить 9312742грн., а незначні кошти потрачені на модернізацію окупляться вже за два місяці.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

5.1 Охорона праці – це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів та засобів, забезпечуючи безпеку здоров'я, працездатність людини в процесі праці. Повністю безпечних та шкідливих підприємств немає. Задача охорони праці – звести до мінімуму ймовірність ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Дисципліна „Охорона праці" – комплексна соціально-технічна дисципліна. До неї належить виробнича санітарія, техніка безпеки, пожежна та вибухова безпека, законодавство по охороні праці.

Безпека людини на виробництві залежить від багатьох факторів. В немалій ступені вона визначається відповідальністю та кваліфікацією робітників управління. Ось чому молоді фахівці, приходячи на виробництво, повинні бути ознайомлені з основами безпеки праці, виробничої санітарної та пожежної безпеки.

При роботі двигуна внутрішнього згоряння, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигуни, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ГОСТом 12.0.003 -74.

Вентиляція

Безпечність роботи плавскладу на судні багато чому залежить від своєчасного виведення з приміщення легко виділяючого тепла, пилу, відпрацьованих газів.

Відповідно до СНІПа 2498-81, температура повітря у машинному відділенні (МВ) повинна знаходиться у межах 19-25оС. Відносна вологість повітря 40÷60 % . з метою забезпечення подальших умов на судні налаштована система пожежно-витяжної вентиляції, що забезпечує 30÷50

кратний облік повітря при швидкості руху вентиляційного повітря 2÷4 м/с. повітря . що подається по МВ у зимовий час підігрівається, можлива різниця температур повітря , що подається до приміщення з температурою не більше , нвж 5оС у данному приміщенні.

З митою ліквідація проникнення у повітря шкідливих речовин, виконується герметизація обладнання, компресорів, насосів, газовипускних трактів.

Неправильне обладнання робочих місць, погане освітлення, знижує безпечність робочих та екіпажа судна. Освітлення на судні ділиться на: основне, аварійне, переносне.

При основному освітленні застосовується напруга 220 В.

При малому аварійному, напруга 127 В. Згідно до норм допускається мінімальне освітлення у МВ 50 лк, а у ЦПУ 75 лк. Аварійне освітлення повинно створювати освітлення не менш ніж 50% основного. Система загального освітлення доцільно здійснювати двома засобами: розподілом рівномірного світильниками, що створюють освітлення переважно у горизонтальній площині, та локалізовано розміщеними світильниками.

Добре освітлення робочих місць сприяє підтриманню на високому рівні працездатності людини, тому, що виключає втому органів зору від частої преадаптації.

Пожежна небезпека.

Можливі причини пожеж у МВ судна:

- несправність проходів випускних колекторів;
- невірне зберігання паливно-змащувальних матеріалів;
- витік палива та мастила;
- несправність електропроводки.

Засоби профілактики та активного пожежного захисту у МВ судна:

- легкозаймисті матеріали, конструкцій покривають вогнестійкими фарбами;

- надійно ізолюють електропроводку;
- заборонено користування відкритого вогнища У МВ;
- періодична перевірка електропроводки;
- оснащення приміщень системами ліквідації пожеж (водогасіння, паро гасіння, піногасіння вуглекислого газу)
- установка у МВ протипожежної сигналізації, вміщує в систему знайдення пожежі, сигнального освітлення та попереджувальну сигналізацію.

Експлуатація двигуна пов'язана з широким застосуванням паливно-змащувальних речовин, лакофарбових покриттів, пальних та спалахонебезпечних газів. У зв'язку з цим необхідно передбачити конструктивні та організацій міри захисту від пожеж та вибухів у МВ.

Необхідно слідкувати за відсутністю підтікання палива й мастила на двигуні та трубопроводах, підтікання повинні бути локалізовані. Паливні трубопроводи не повинні бути прокладені над двигуном. Для попередження вибухів у картері повинні бути установленні запобіжні клапани.

Необхідно передбачити наявність поблизу двигуна вогнегасника. На судні під тиском знаходяться повітря, водяний пар які зберігаються у сосудах та трубопроводах. Аварії таких сосудів можуть викликати зруйнування, вибух, травмування членів екіпажу. Причиною аварій можуть бути, відсутність чи несправність запобіжних клапанів, дефекти при ізолюванні, монтажі чи ремонтуванні, знос стінок труб.

Згідно до вимог сосуди, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам:

- корпуса сосудів повинні мати міцні лапи для кріплення до судових фундаментів;
- кожний сосуд повинен мати пристрій продування, запобіжний клапан, лази для огляду внутрішньої поверхні (якщо дозволять розміри);
- зварні шви повинні бути тільки стикові;
- тиск при випробуванні на міцність сосудів.

Р випр = 1,5 Р праці, при Р праці ≤ 0,5 МПа

Р випр = 1,25 Р праці, при Р праці > 0,5 МПа

Перед експлуатацією сосудів вони повинні бути перевіренні.

Шум та вібрація

Ці шкідливі фактори негативно впливають на організм людини, псуючи його нервову систему, підвищуючи дратівливість.

У МВ основним джерелом шуму є механізми та агрегати, що мають частини, що рухаються, які викликають вібрацію й аеродинамічні збурювання. До них відноситься: головний двигун, дизель – генератор, система вентиляції та інші допоміжні механізми. У якості допустимих величин рівнів шуму у МВ судна встановлені допустимі рівні широко полюсного шуму на робочих місцях по ДСТУ 12.1.003 – 96.

Основні проміжні параметри широко полюсного шуму наведенні у таблиці № 5.1

Таблиця № 5.1

Приміщення	Рівні звукового тиску (ДБ) у активних порожнин середньо геометричними частками ,Гц								Рівень шуму д Б А
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Машинне відділення з постійною вахтою	102	95	89	84	80	76	73	70	85
Періодично обслуговуюче	110	104	98	94	90	85	83	80	95
З безвахтним обслуговуванням	115	109	103	99	95	91	88	85	100
з ЦПУ ЕУ	88	81	75	69	65	62	60	58	70
Виробничі приміщення розташовані в МВ	102	95	89	84	80	76	73	70	85
Виробничі приміщення розташовані не в МВ	88	81	75	69	65	62	60	58	70

Джерелом шуму може бути будь-яке тіло, що коливається, виведене з рівноваги зовнішньою силою. Головним джерелом вібрації на судні є: грибний гвинт, двигун, валопроводи, та допоміжні механізми.

У екіпажів суден та пасажирів тривало підлягаючим дії вібрації, можуть виникнути різні патології: підвищена втома, вібраційна хвороба. Основним нормативним документом, що установлює граничнодопустимі величини вібрації на місцях існування екіпажу та пасажирів на судах є СНІП 1103 – 73

Заходи щодо зниження шуму та вібрації.

Шум та вібрація двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у МВ зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму та вібрації.

Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму ДВЗ. Найбільш ефективним і у той же час, найбільш складним є методи боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшенні технології виготовлення і обробки деталей двигуна (підвищена стійкість нарізання зубів шестерні, загальне доведення і припинення). Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцією повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції МВ.

Ефективними засобами шуму та вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації: амортизатори, застосування еластичних муфт валопроводів. Є широкі можливості амортизування суднових механізмів за допомогою серійно випускаємих гумово – металевих амортизаторів по навантаженню від 10 до 2000 кг.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних засобів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких проводиться управління двигуном. Засоби індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 12-2- ДБ.

Цей розрахунок виконаний для визначення кількості світильників, встановлених в приміщенні. Для штучного освітлення приміщень використовують газорозрядні лампи, найбільш сприятливі з фізіалогійної точки зору та економії електроенергії. Якщо їх використання не можливе, або не екологічне, допускається використання ламп накалювання.

Розрахунок виконаний методом використання світлового потоку. Кількість світильників визначається по формулі

$$N = \frac{E \cdot K \cdot S \cdot Z}{F \cdot z},$$

Де Е – норма освітленості, Е = 150 лк;

К – коефіцієнт запасу, К = 1,5;

S – освітлювальна площа, м2.

$S = a \cdot b$

a – довжина МВ судна, а = 42 м;

b – ширина МВ судна, b = 32 м.

$S = 42 \cdot 32 = 1344$ м2

Z – коефіцієнт мінімальної освітленості, Z = 1,15 ;

F – сумарний світловий потік ламп ЛД – 80, F = 4070лм;

z – коефіцієнт використання світлового потоку, z = 0,36

$$N = \frac{150 \cdot 1{,}5 \cdot 1344 \cdot 1{,}15}{4070 \cdot 0{,}36} = 237{,}35$$

Приймаємо в МВ судна 238 світильників.

5.2 Захист навколишнього середовича

Проблема захисту навколишнього середовища від забруднень і відходів, внесених промисловими підприємствами і транспортом, з кожним роком здобуває все більшого значення. Рішення цієї проблеми носить комплексний характер і жоден із джерел забруднення не повинен бути залишений без уваги.

Суда і їх енергетичні установки є значними джерелами забруднення навколишнього середовища. У зв'язку зі збільшенням чисельності флоту його вплив на навколишнє середовище з кожним роком зростає.

Джерелами забруднення на судні э відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згоряння, парогенератори, скидання палива й масла, технічної води і багато чого іншого.

Задача збереження навколишнього середовища полягає в тому щоб, не перевищувати допустимий рівень забруднення. Ця проблема може вирішитися лише двома шляхами:

- створення систем працюючих під замкнутим циклом, які дозволяють утилізацію;
- очищення і зниження токсичних відходів, що постійно надходять у біосферу.

При роботі СЕУ викидають в атмосферу вихлопні гази, а в морське середовище - забортну воду палива, недосконаліть систем суднових і енергетичних установок, конструкцій устаткування, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії в машинному відділенні або загибелі судна виникає теплове, шумове, вібраційне і радіаційне забруднення навколишнього середовища.

Джерела забруднення біосфери при експлуатації СЕУ. Якісні і кількісні показники забруднення біосфери визначаються типом і потужністю СЕУ, сортом палива і т.д.

Основні джерела забруднення біосфери при експлуатації СЕУ розглянуті нижче.

При роботі СЕУ в атмосферу викидаються випускні гази головних та допоміжних двигунів і котлів, токсичність яких визначається сортом палива і умовами його згоряння. Так, застосування важких сірчистих палив сприяє зменшенню експлуатаційних витрат на паливо, але при цьому підвищується забруднення ОС сірчистим і сірчаним ангідридом, збільшуються знос і число відмов СЕУ.

В результаті досліджень в випускних газах було знайдено близько 200 різних складових, які гігієністами діляться на сім груп .

Випускні гази сприяють задимленню атмосфери, чорний колір їм додають сажа і зола. Коптіння, окрім забруднення біосфери, а так само погіршує видимість. За допомогою штучних супутників Землі були знайдені стійкі димові утворення над основними курсами руху судів в Атлантиці, кількість яких щодоби досягає 2000 одиниць.

При експлуатації СЕУ вуглеводні потрапляють в атмосферу у складі випускних газів або в результаті випаровування бункерного палива. Оскільки велика частина вуглеводнів разом з опадами потрапляє в морське середовище, то це джерело забруднень слід вважати найпоширенішим і небезпечним.

В результаті несправностей і аварій установок систем кондиціонування повітря і рефрижерацій мають місце витоки хладагентов в атмосферу. Хладагенти є галогенсодержащие вуглеводні (галони) і по прийнятій у вітчизняній промисловості термінології називаються хладонами. Вони застосовуються також в суднових системах пожежегасіння (порошкові вогнегасні апарати місцевого гасіння, СИГ, системи СЖБ).

Основною причиною забруднення морського середовища в нормальних умовах експлуатації є скидання нафтовмістних вод. При експлуатації СЕУ споживають паливо, масло, прісну і забортну воду. Ці робочі речовини в суміші утворюють НСВ, які стікають в трюми машинних і машинно-котельних відділень, де накопичуються в збірних колодязях.

5.3. Висновки до розділу

Розглянуто допустимий рівень шуму та вібрації від суднової енергетичної установки. Виконано аналіз та розроблено рекомендації щодо зниження рівня шуму й вібрації у машинному відділенні судна. Розраховано штучне освітлення в машинному відділені та визначено кількість світильників. Розглянуто шляхи можливого зменшення забруднення навколишнього середовища.

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Магістерська робота на тему: «Дослідження впливу запальної дози дизельного палива на основні показники газодизельного двигуна» містить усі рекомендовані розділи та креслення.

В першому розділі наведено загальну характеристику судна, опис двигуна і пропозиції по його вдосконаленню та обгрунтування по застосуванню.

В другому розділі розраховані параметри робочого процеса, теплового баланса та динаміка двигуна, розраховано та побудовано індикаторну діаграму та графіки сил, що діють в КШМ.

В третьому розділі розглянуто основні аспекти використання газу в ДВЗ, обрунтування прийнятих технічних рішень, виконано необхідні розрахунки та проведено конструктивну оптимізацію. За результатами розрахунків зроблено висновок, що оптимальною запальною порцією дизельного палива є 3% від номінальної подачі дизельного циклу, вона забезпечує сталу роботу газодизельного двигуна на всіх режимах та можливість переходу на дизельний цикл в аварійних ситуаціях.

Четвертий розділ присвячений економічному обгрунтуваню прийнятих технічних рішень та визначено строк окупаємості модернізації двигуна.

В пятому розділі розглянуті питання охорони праці та захисту навколишнього середовища, наведено розрахунок штучного освітлення машиного відділення.

Таким чином можна зробити загальний висновок о позитивних результатах проведених досліджень та оптимізації робочого процесу двигуна.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.

2. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.

3. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 2. Доводка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 288 с.

4. Марченко А. П., Пильов В. О. М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 336 с.

5. Двигуни внутрішнього згоряння : Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. [текст] / за ред. А. П. Марченка, А. Ф. Шеховцова. – Х. : Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.

6. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 423 с.

7. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с

8. Наливайко В. С. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів [текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. Г. Хоменко – Миколаїв: НУК, 2011. – 95 с.

9. Мінчев Д.С., Нагірний А.В. Інформаційні основи систем автоматизованого проектування двигунів внутрішнього згоряння: планування та обробка результатів експерименту : навчальний посібник. Миколаїв: НУК, 2012. 100 pp.

10. Крушедольский О.Г. Моделювання робочих процесів транспортних дизелів на експлуатаційних режимах. Харків: УкрДАЗТ, 2007. 217 pp