

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ий університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« » _____ 2025 г.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення техніко-економічних показників 4-тактного двигуна з наддувом потужністю $P_e=750$ кВт з удосконаленням конструкції шестерні механізму газорозподілу при зміні виду палива.
Прототип 6ЧН 26/34

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23з

 **Єршова Н.П.**
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис) **Нестеренко В.В.**

Первомайськ - 2025 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

_____ (підпис)

« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Єршовій Надії Петрівні

1. Тема роботи: «Покращення техніко-економічних показників 4-тактного двигуна з наддувом потужністю $P_e=750$ кВт з удосконаленням конструкції шестерні механізму газорозподілу при зміні виду палива. Прототип 6ЧН 26/34».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 25.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 26/34 потужністю 750 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. 2. Конструкторський розділ. 3. Розрахунок систем двигуна. 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун-генератор ДвГА-700 – габаритне креслення (СК). 2. Двигун 6ГЖЧН 25/34 – поперечний переріз (СК). 3. Розподільчий вал (СК) 4. Зубчасте колесо (РК).

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

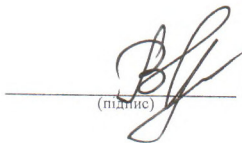
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітки
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Розрахунок систем двигуна.	14.04.2025	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	23.04.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи.	12.05.2025	

Студент


(підпис)

Єршова Н.П.

Керівник
роботи


(підпис)

Нестеренко В.В.

Анотація

Завданням кваліфікаційної роботи є розробка конструкції газодизельного двигуна потужністю 750 кВт для приводу стаціонарної електростанції з розробкою конструкції приводу розподільчого валу, що забезпечить надійну та довготривалу роботу газодизель-генератора в цілому. За базовий двигун при проектуванні був обраний газодизельний двигун з наддувом 6ГЖЧН26/34, конструкція якого добре відпрацьована і який надійно працює при частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$.

В дипломному проекті обрано об'єкт, на якому встановлюється двигун, та приведено його технічну характеристику. Розглянуто основні показники роботи двигуна. В розрахунковій частині проведено розрахунки робочого циклу, динаміки та систем двигуна.

Для забезпечення високих ресурсних показників запроєктованого двигуна та надійності його роботи вдосконалена конструкція приводу розподільчого валу.

Визначені заходи по охороні праці на електростанції, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища.

В графічній частині виконано креслення: розташування двигуна на об'єкті, поперечний розріз двигуна, складальне креслення розподільчого валу, робоче креслення зубчастого колеса приводу розподільчого валу.

Ключові слова: газодизельний двигун, розподільчий вал, зубчасте колесо, клапанний механізм.

Summary.

The task of the qualification work is to develop the design of a 750 kW gas-diesel engine to drive a stationary power plant with the development of a camshaft drive design that will ensure reliable and long-term operation of the gas-diesel generator as a whole. The 6GZHCHN26/34 supercharged gas-diesel engine was chosen as the base engine for the design, the design of which is well established and reliably operates at a crankshaft speed of $n = 750 \text{ min}^{-1}$.

In the diploma project, the object on which the engine is installed is selected and its technical characteristics are given. The main indicators of engine performance are considered. In the calculation part, the duty cycle, dynamics, and engine systems are calculated.

To ensure the high resource performance of the designed engine and the reliability of its operation, the design of the camshaft drive has been improved.

Measures for labor protection at the power plant were determined, and labor and environmental protection measures were developed.

In the graphic part, the following drawings were made: the location of the engine at the facility, a cross section of the engine, an assembly drawing of the camshaft, a working drawing of the camshaft drive gear.

Keywords: gas-diesel engine, camshaft, gear, valve mechanism.

ЗМІСТ

Вступ	4
1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його застосування	5
2. Конструкторський розділ	
2.1 Визначення основних параметрів та вимог до проектного двигуна	13
2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу газодизельного двигуна з наддувом	16
2.3 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна	28
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	33
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	37
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	44
2.7 Висновок по розділу 2	44
3. Розробка конструкції приводу розподільчого валу.	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.	45
3.2 Розробка конструкції приводу розподільчого валу.	48
3.3 Висновок по розділу 3	54
4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном. Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації.	56
4.2 Охорона навколишнього середовища.	62
4.3 Висновок по розділу 4	64
Висновок	65
Література	66
Додатки	

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ</i>								
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата									
Розробив		Єршова Н.П.			<i>Пояснювальна записка</i>				Літера		Лист	Листів	
Перевірив		Нестеренко В.В								н		3	67
									<i>44-ЕМ-23з</i>				
Н. контр		Нестеренко В.В											
Затвердив		Нестеренко В.В											

ВСТУП

Сучасна електроенергетика і досі базується на поршневому двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ). Тому незмінно важливими є завдання підвищення їх потужностних, економічних, екологічних показників і довговічності. Вирішення цих завдань пов'язане з вдосконаленням механізму газорозподілу, однією з найбільш навантажених в ДВЗ, на частку якої припадає значна частка відмов ДВЗ.

Найбільшого поширення в ДВЗ отримали клапанні системи газорозподільних механізмів. У переважній більшості сучасних ДВЗ застосовують механічні приводи впускних і випускних клапанів, внаслідок чого процесами газообміну в циліндрах управляють кулачки розподільчих валів. Розробка ефективної і довговічної системи ГРМ ДВЗ неможлива без встановлення взаємозв'язку її характеристик з розмірами циліндро-поршневої групи і кривошипно-шатунного механізму, з процесами в циліндрах, газо-повітряних трактах і умовами експлуатації.

Тому отримання нових перспективних конструктивних рішень механізму газорозподілу, з урахуванням підвищення жорсткості вимог техніко-економічних та екологічних показників і довговічної роботи двигунів в експлуатації, вимагає проведення не тільки складних, трудомістких конструкторських робіт, але й виконання тривалих доводочних робіт.

За рахунок реалізації комплексу заходів, направлених на підвищення надійності та довговічності роботи складових елементів ГРМ, можна отримати ефективну та довготривалу роботу двигуна з мінімальною кількістю відмов.

В ході даного дипломного проекту планується спроектувати чотиритактний поршневий двигун потужністю 750 кВт, на базі двигуна-прототипу 6ГЖЧН 26/34. В ході роботи над спеціальною частиною проекту планується розробити конструкцію приводу розподільчого валу.

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ЗАСТОСУВАННЯ.

1.1 Опис електростанції на базі газодизельного двигуна 6ГЖЧН 26/34

При розробці стаціонарної електростанції на базі газового двигуна внутрішнього згоряння, що повинен забезпечити електроенергією та теплом користувача, в якості базового двигуна був обраний газодизель 6ГЖЧН 26/34.

Стаціонарна автоматизована дизель-електрична станція потужністю 700 кВт на базі двигуна-генератора ДвГА-750, розміщена в капітальному приміщенні, призначена для використання як основного, або резервного джерела електропостачання трифазним змінним струмом напругою 380 В і частотою 50 Гц для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує дизель-генератор від +8 до +45°C;
- температура зовнішнього повітря від -22 до +47°C;
- відносна вологість не більш 88%;
- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

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

Автоматизований двигун-генератор ДвГА-750 призначений для використання на електростанціях в якості основного або допоміжного джерела електроенергії змінного трифазного струму в режимі автономної або паралельної роботи між собою чи з промисловою мережею.

Двигун-генератор ДвГА-750 складається з газодизеля 6ГЖЧН26/34 і синхронного генератора перемінного струму типу СГ2-85/45-12, змонтованих на сумісній рамі. Рама двигуна-генератора зварної конструкції.

Силова установка розташована на фундаменті для зменшення вібрації та

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шуму. Приміщення має достатнє природне та штучне освітлення яке забезпечується великою кількістю віконних отворів.

Система вентиляції призначена для видалення з укриття надлишків тепла при роботі дизель-генератора і подачі свіжого (зовнішнього) повітря для забезпечення роботи двигуна.

Система вентиляції складається з витяжного вентилятора, від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення також вентилується приточною вентиляцією.

Електростанція має звукоізовльований пост керування, що має гарний огляд машинного приміщення. Він обладнаний пультом керування та приборними панелями, на яких імітовані схеми систем обслуговуючих установку, з точками від яких потрапляє інформація про стан установки (температура та тиск робочих рідин, газу повітря, також контролюється частота обертання колінчатого валу).

В машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання, що обслуговує двигун, а саме: балон пускового повітря, компресор, бак мастила та розширювальний бачок води, теплообмінник утилізаційний є складовими елементами відповідно системи пуску, системи мащення, охолодження, вихлопних газів.

Блок охолодження циркуляційної води зовнішнього контуру (градирня) та глушник-іскрогасник винесені з приміщення.

Машинне приміщення обслуговується 15-тонним мостовим краном, що має висячу колодку з кнопками керування.

Також в машинному приміщенні встановлена автоматизована протипожежна система.

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис двигуна прототипу.

Стационарний газодизель 6ГЖЧН26/34 в комплекті з допоміжним обладнанням, призначений для установки на електростанції в якості основного або резервного джерела електроенергії змінного трифазного струму в режимі паралельної роботи з промисловою електромережею або автономної роботи при відключенні промислової мережі, а також для комбінованого виробництва електричної та теплової енергії.

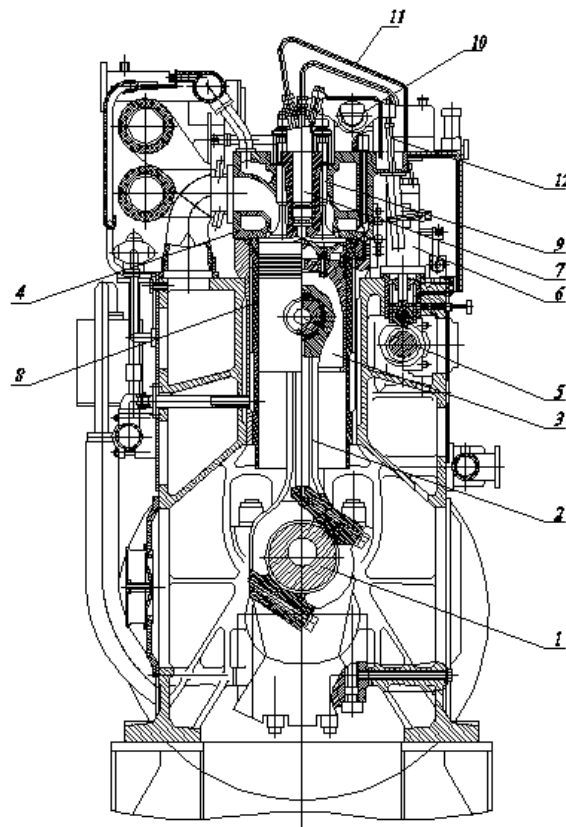


Рисунок 1.1 Поперечний переріз двигуна 6ГЖЧН26/34

З'єднання колінчастого вала газодизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве.

По виконанню газодизель-генератор правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, якщо дивитися із сторони генератора).

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Газодизель 6ГЖЧН26/34 - чотирьохтактний, шестициліндровий, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів. Головне паливо газ, суміш газу запалюється за допомогою запальної дози дизельного палива яке безпосередньо впорскується в циліндр двигуна.

Газодизель складається із блок-картера з підвісним колінчастим валом і підмоторної рами з'єднаних болтами, на яких змонтовані всі інші деталі та вузли.

На передньому торці газодизеля розміщені: турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, фільтр палива, насоси води, масла, підкачування палива, розподільувач пускового повітря.

Із сторони заднього торця розміщені: щит приладів, головний пусковий клапан, механізм безпеки, регулятор швидкості, привід розподільчого вала.

На верхній частині газодизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: випускний колектор та колектор відведення води із кришок циліндрів.

На стороні управління газодизелем розміщені: розподільчий вал, паливні насоси та їх приводи, привод впускних та випускних клапанів, механізм регулювання подачі палива і тяга із клямками механізму безпеки. На протилежній управлінню стороні газодизеля розташовані: колектор подачі охолоджуючої води до втулок робочих циліндрів, запобіжні проти вибухові клапани, фільтр тонкого очищення масла, охолоджувачі масла і води з регуляторами температури прямої дії, система вентиляції картера.

Колінчастий вал - сталевий, азотований, підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелів. Вкладиші корінних підшипників біметалеві сталеві, демонтуються без необхідності виймання колінчастого вала. Із сторони переднього торця на колінчастому валу розташовані шестерні привода насосів води і масла та насоса для підкачування палива, які закриті кожухом. Шестерінчастий привід розподільчого вала виконується від колінчастого вала із сторони заднього торця.

На фланці колінчастого вала закріплений маховик, який спільно з ротором генератора забезпечує необхідну рівномірність обертання колінчастого вала

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	8

ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ

газодизель-генератора.

Система змащування газодизеля циркуляційна, під тиском, із вільним зливанням масла в раму. На газодизелі встановлений масляний насос з редукційним клапаном, що нагнітає масло через фільтр в газодизель. Передпускова прокачка газодизеля маслом проводиться електроагрегатом, змонтованим на під моторній рамі. Фільтрація масла проводиться фільтром повно поточним тонкого очищення із змінними фільтруючими елементами (40 мкм) та відцентровим фільтром.

Система охолодження газодизеля водяна двоконтурна, складається із двох водяних насосів внутрішнього та зовнішнього контурів, охолоджувача наддувочного повітря, охолоджувача масла, охолоджувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води та розширювального бачка. Газодизель і турбокомпресор охолоджуються циркулюючою водою внутрішнього контуру, а наддувочне повітря, масло і вода охолоджуються в охолоджувачі пластинчастого типу, який охолоджується водою зовнішнього контуру.

Система живлення двигунів з газодизельним процесом включає традиційну паливну апаратуру й газову систему живлення. По способу запалення газодизель можна віднести до двигунів із примусовим запаленням. Його робочий процес відрізняється від робочого процесу двигунів з іскровим запалюванням тим, що електрична іскра як джерело запалювання робочої суміші замінена дозою дизельного палива. Наприкінці такту стиску в нагрітій повітряно-газовий заряд впорскується невелика (запальна) доза дизельного палива. Запальну дозу палива подають у циліндр із таким розрахунками, щоб вона запалилася раніше, ніж газ, і підпалила всю масу газоповітряної суміші. Оптимальна подача запальної дози становить 15.. 20 % загальної витрати палива.

Пуск газодизельного двигуна здійснюють по циклу дизеля, основна його робота відбувається при мінімальній витраті дизельного палива. У газодизельний режим двигун переводять після пуску й прогріву дизеля до температури охолоджувальної рідини не менш 50°C перемиканням клавіші на щитку приладів в

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

положення «газ». Система керування двигуном електрична. Для цього на двигуні встановлене додаткове газодизельне електроустаткування. У нього входять крім перемикача виду палива система обмеження подачі газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання, коли механічний регулятор частоти обертання виключає подачу запальної дози рідкого палива, і електричне блокування, що запобігає одночасній подачі газу й повній подачі рідкого дизельного палива (подвійну тягу). На режимах холостого ходу газодизельний двигун працює тільки на дизельному паливі. На навантажувальних режимах збільшення потужності двигуна забезпечують шляхом збільшення подачі газового палива. Підпалюють газоповітряну суміш і в цьому випадку за допомогою запальної дози палива.

Роботу газової апаратури контролюють за допомогою манометра низького тиску, який розміщений на щитку приладів. Тиск після першого ступеня редуктора низького тиску повинен бути 0,20...0,22МПа. Тиск у балонах 12 контролюють за допомогою манометра 13, розрахованого на тиск 25МПа й встановленого на першому балоні газобалонної установки. Про зниження тиску в газових балонах менш 1МПа оператора інформує сигналізатор 6 аварійного виробітку газу.

Для обмеження максимальної частоти обертання колінчастого вала передбачена система, що обмежує подачу газу при досягненні двигуном максимальної частоти обертання. У системі живлення газодизельного двигуна передбачене блокування. Система захисту передбачає також автоматичний перехід з газодизельного режиму на дизельний у випадку раптового припинення подачі газу(при ушкодженні газової магістралі, закінченні запасу КППГ у балонах). Раптове припинення подачі газу при роботі двигуна під навантаженням може спричинити аварійну ситуацію. Для запобігання аварійних ситуацій при роботі в газодизельному циклі в системі підведення газу встановлений датчик тиску газу. При падінні тиску нижче 0,45МПа датчик відключає обмежник 3. Подача газу в цьому випадку припиняється. Обмежник запальної дози палива переводить двигун у режим подачі дизельного палива. Електромагнітний клапан відключається, і

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

перекривається подача газу.

Додаткове електроустаткування газодизелів

Газодизельні двигуни мають додаткове електроустаткування (рис. 1.2), яке забезпечує перемикання роботи двигуна з дизельного режиму на газодизельний, а також обмежує подачу газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання й захищає двигун від одночасного включення подачі газу й повної дози дизельного палива.

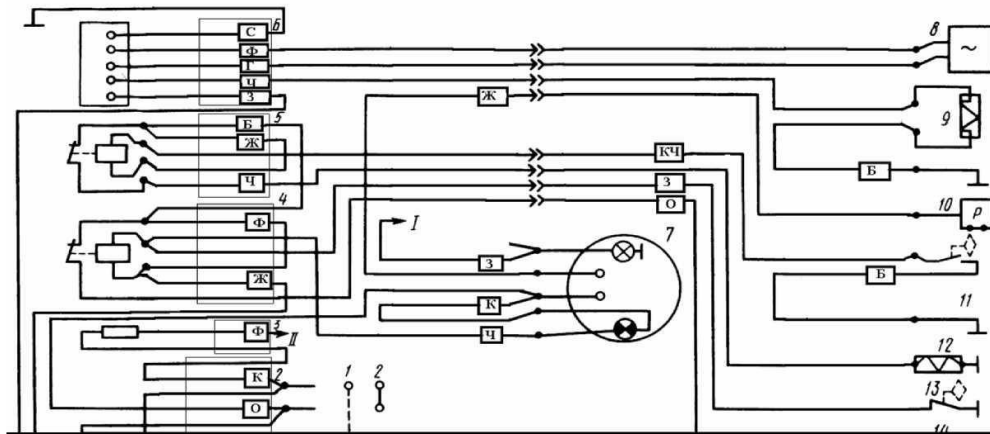


Рисунок 1.2 Схема додаткового електроустаткування газодизелів:

1 - контрольна лампа; 2 - вимикач керування; 3 - запобіжник; 4 - реле керування електромагнітом подачі газу; 5 - реле керування електромагнітом механізму обмеження запальної дози палива; 6 - електронний блок керування; 7 - показчик тиску газу; 8 - перетворювач частоти обертання колінчастого вала; 9 - триходовий електропневматичний клапан; 10 - перетворювач тиску газу; 11 - вимикач блокування подачі газу; 12 - електромагніт подачі газу; 13 - вимикач аварійного падіння тиску газу; 14 - електромагніт механізму обмеження запальної дози палива; I - до показчика тиску масла; II - до виводу амперметра

Перехід двигуна з живлення дизельним паливом на газ здійснюється включенням клавішного вимикача 2 (клавіша втоплена вниз), при цьому загоряється контрольна лампа 1 на щитку приладів над показчиком 7 тиску газу й подається струм на електромагніт 14, який перешкоджає подальшому переміщенню важеля керування рейкою паливного насоса високого тиску, тим самим обмежуючи подачу дизельного палива до рівня запальної дози.

Одночасно розмикаються контакти вимикача 11 блокування подачі газу, закріпленого на тому ж кронштейні, що й електромагніт 14, і через розмикальні контакти реле 4 включається електромагнітний клапан-фільтр газу, після чого газ

надходить у редуктор низького тиску. При цьому показчик 7 показує тиск газу в першому щаблі редуктора низького тиску. Надалі, пройшовши через дозатор і змішувач, газ попадає в циліндри, і двигун починає працювати в газодизельному режимі. Система обмеження подачі газу при досягненні колінчастим валом максимальної частоти обертання, коли механічний регулятор паливного насоса високого тиску виключає подачу запальної дози дизельного палива, складається із зубчастого диска-сигналізатора, індукційного перетворювача, електронного блоку керування, електропневматичного клапана, з'єднаного з дифузorzом змішувача й вакуумним обмежником подачі газу, і вимикача блокування подачі газу. При досягненні максимально припустимої частоти обертання перетворювач 8 подає сигнал в електронний блок керування 6, який включає електропневматичний клапан 9. При цьому клапан з'єднує порожнину максимального розрідження в дифузorzі змішувача газу з вакуумним обмежником дозатора, який під дією розрідження прикриває заслінку дозатора газу синхронно з відключенням дизельного палива. При зниженні частоти обертання електропневматичний клапан закривається й дросельна заслінка дозатора газу за рахунок зусилля пружини вакуумного обмежника знову відкривається, звільняючи прохід газу. У цьому випадку запобігають вибухи газу в глушителі системи випуску газів, що відробили.

Для запобігання одночасної подачі газу й повної дози дизельного палива, наприклад, при раптовому виході з ладу електромагніту керування рухливим упором важеля регулятора ТНВД, передбачена електричне блокування, що виключає подачу газу, у результаті чого двигун починає працювати в дизельному режимі. Аналогічне блокування передбачене для автоматичного переходу двигуна на дизельний режим при падінні тиску газу в магістралі (обрив трубопроводів і т.д.).

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Визначення основних параметрів та вимог до проектного двигуна

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструкторські особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу, проаналізувавши всі існуючі моделі двигунів внутрішнього згоряння даного класу, дослідивши споживчий ринок пропонується рядна конструкція двигуна 6ГЖЧН 26/34 в якості стаціонарного газодизель-генератора для вироблення електроенергії для власних потреб з такими основними параметрами двигуна:

Ефективна потужність	$P_e = 750 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12$
Кількість циліндрів	$i = 6 \text{ шт}$
Тиск наддуву	$P_b = 0,205 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,8$
Середній ефективний тиск	$P_{me} = 1,275 \text{ МПа}$

Початкові параметри обиралися по рекомендованим даним для середньо обертових двигунів. Обґрунтування вихідних даних.

Тиск і температура навколишнього середовища. Як правило, при розрахунку робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_a = 0,100 \text{ МПа}$, а температура $t_a = 20^\circ\text{C}$. При більш високих температурах і високому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

Ступінь стиску. Ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12 \dots 18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонацій в циліндрі двигуна при високих значеннях ε . Для розрахунку газодизельного двигуна приймаємо ступінь стиску $\varepsilon = 12$.

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт надлишку повітря. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння дизельного палива знаходиться в межах $\alpha = 1,8 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизельного двигуна. Коефіцієнт надлишку повітря згоряння газового палива менший і знаходиться в межах $\alpha = 1,1 \dots 1,8$. Для розрахунку приймаємо коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,8$.

Тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,13 \dots 0,4 \text{ МПа}$ і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20 \text{ МПа}$. Для розрахунку приймаємо тиск наддуву $P_b = 210 \text{ кПа} = 0,210 \text{ МПа}$.

Підігрів свіжого заряду повітря, або газоповітряної суміші від стінок циліндру при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ \text{C}$. Для розрахунку приймаємо $\Delta t = 10^\circ \text{C}$.

Коефіцієнти використання теплоти і повноти індикаторної діаграми. Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках з робочого циклу і повноти індикаторної діаграми складають $\xi_z = 0,75 \dots 0,90$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,96$. Для двигунів із обертами колінчастого валу $n = 750 \dots 1000 \text{ об/хв}$. приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,85$ і $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску. Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші, призначення двигуна та інших факторів. Для розрахунку так як в нас двигун входить до групи середньо обертових двигунів (СОД) рекомендовано приймати для стаціонарних двигунів $\lambda = 1,6 \dots 2,5$ приймаємо $\lambda = 1,71$.

Охолодження надувочного повітря. Зниження температури надувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $10 \dots 50^\circ \text{C}$. Для розрахунку приймаємо 30°C .

Температура залишкових газів. При виконанні розрахунку робочого процесу газодизельного двигуна температура залишкових газів рекомендується

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

приймати в межах $T_r = 600...900K$. Для розрахунку приймаємо $T_r = 850K$.

Технічна характеристика двигуна 6ЧН26/34 Таблиця 2.1

3. Параметр	Головний дизель
Номінальна потужність на валу дизеля, кВт	750
Частота обертання, об/хв, номінальна	7500
Число циліндрів	6
Діаметр циліндра, мм	260
Хід поршня, мм	340
Ступінь стиску	12,5±0,5
Маса, кг:	
дизеля сухого	10350
води в дизелі	260
масла в дизелі	340

2.2 Розрахунок робочого циклу газодизельного двигуна з наддувом.

В даному дипломному проєкті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконалена Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд дослідних коефіцієнтів, що оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Ефективна потужність	$P_e =$	750	кВт
Частота обертання колінчастого валу.	$n =$	750	хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d =$	260	мм
Хід поршня	$S =$	340	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,8	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

Вихідні дані теплового розрахунку.

Тиск наддуву	$P_b =$	210	кПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	100	кПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового насосу	$n_k =$	1,5	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Температура залишкових газів	$T_r =$	850	К
Максимальний тиск згорання.	$P_{max} =$	9000	кПа
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,3715	
розширення	$n_2 =$	1,29	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,85	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,95	

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

$Q_H^{\text{ж}}=42500$ кДж/кг

Природний газ

Склад:	в%		В об'ємних долях	
метан	$\text{CH}_4=$	96	$R_{\text{CH}_4}=$	0,96
етан	$\text{C}_2\text{H}_6=$	2,5	$R_{\text{C}_2\text{H}_6}=$	0,025
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8=$	0,5	$R_{\text{C}_3\text{H}_8}=$	0,005
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10}=$	0,2	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}}=$	0,002
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12}=$	0,1	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}}=$	0,001
вуглекислота	$\text{CO}_2=$	0,2	$R_{\text{CO}_2}=$	0,002
оксид вуглецю	$\text{CO}=$	0	$R_{\text{CO}}=$	0
азот	$\text{N}_2=$	0,5	$R_{\text{N}_2}=$	0,005
кисень	$\text{O}_2=$	0	$R_{\text{O}_2}=$	0
Водень	$\text{H}_2=$	0	$R_{\text{H}_2}=$	0

Нижча теплота згорання газу $Q_{\text{H}}^{\Gamma}= 36600 \text{ кДж/м}^3$

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(\text{CO} + \text{H}_2) + \sum (n + 0.25m) \text{C}_n\text{H}_m - \text{O}_2] =, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 9,779 \text{ кмоль/кмоль}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1кг. палива

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

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу.

$$q = \frac{22.4 \times V_{\text{сжс}}}{V_{\text{г}}}, \text{ кг/кмоль}$$

$V_{\text{сжс}}= 22 \text{ кг/год}$ - масова витрата рідкого палива (приймаємо по прототипу).

$V_{\text{г}}= 500 \text{ м}^3/\text{год}$ - масова витрата газу (приймаємо по прототипу).

$$q= 0,9856 \text{ кг/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

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

$$M_1 = 18,6014 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{\text{CO}_2} = q \cdot \frac{C}{12} + \text{CO} + (\sum n C_n H_m) + \text{CO}_2 \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{CO}_2} = 1,1106 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + \sum (0.5 m C_n H_m) + 0.5 \cdot q \cdot \text{H}, \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 2,0951 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{\text{O}_2} = 0.21 \times [(\alpha - 1) \times L_0^{\Gamma} - q \times L_0^{\text{Ж}}], \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{O}_2} = 1,540 \text{ кмоль}$$

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

$$M_{\text{N}_2} = 13,9101 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль} / \text{кг} \quad 18,6562 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 0,054746 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = 1,0029431$$

Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

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

$$T_B = 375,21 \text{ K}$$

Температура повітря після ожолоджувача.

$$T_{int} = T_B - (10 - 50^{\circ})$$

число з інтервалу = 20

$$\Delta T_{int} = 355,21 \text{ K}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{cm} = \frac{T_{\epsilon} + \alpha \times L_0^{\Gamma} \times T_{int}}{1 + \alpha \times L_0^{\Gamma}}, K$$

$$T_{cm} = 352,24166 \text{ K}$$

де $T_{\Gamma}=300 \text{ K}$ - температура поступаючого газу.

Тиск повітря після охолоджувача.

$$P_{int} = P_B - \Delta P_{охл} \text{ кПа}$$

$\Delta P_{охл} = 6$ - втрата тиску в охолоджувачі.

$$P_{int} = 204 \text{ кПа}$$

Тиск газової суміші.

$$P_{cm} = \frac{P_{\epsilon} + \alpha \times L_0^{\Gamma} \times P_{int}}{1 + \alpha \times L_0^{\Gamma}}, \text{ кПа}$$

$$P_{cm} = 203,78496 \text{ кПа}$$

де $P_{\Gamma}=200 \text{ кПа}$ - тиск поступаючого газу.

Коефіцієнт залишкових газів.

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

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

$$P_d = 184,8 \text{ кПа}$$

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

$$P_r = 218,04991 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = 0,0465$$

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

Коефіцієнт наповнення.

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

$$\Phi_c = 0,867$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = 383,90 \text{ К}$$

Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 5582,12 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 966,35572 \text{ К}$$

Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta = 1,0028124$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = 1,612$$

Максимальна температура циклу.

$$T_Z = \frac{\left[\frac{\xi_z (224 \times Q_H^r + q \times Q_H^k)}{\beta \times (1 + \gamma_r) \times (1 + \alpha \times L_H^r)} + \frac{C'_v \times T_c}{\beta} \right]}{C''_v}, \text{ К}$$

коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення.

$$\alpha = \frac{\alpha}{1 + q \times L_0^k / L_0^r}$$

$$\alpha = 1,714$$

середня питома теплоємність свіжого заряду при V-const,
в проміжку температур від 0...t⁰C

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

$$C'_v = 174,84146 \text{ кДж/(кмоль } ^0\text{C)}$$

Середня питома теплоємність продуктів згорання.

$$C''_v = \sum (R_k \times C_{vk}) \times 4.18$$

$$C''_v = 93,506345 \text{ кДж/(кмоль } ^0\text{C)}$$

де C_{vk} - питома середня мольна теплоємність 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:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{CO}_2} = 0,05953 \quad \text{або} \quad 5,95\%$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2}$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1123 \quad \text{або} \quad 11,23\%$$

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{O}_2} = 0,08256 \quad \text{або} \quad 8,26\%$$

$$R_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{N}_2} = 0,7456 \quad \text{або} \quad 74,56\%$$

Звідки:

$$T_Z = 2203,144 \text{ K}$$

Параметри процесу розширення.

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = 1,418$$

Ступінь подальшого розширення.

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

$$\delta = 8,463$$

Тиск в кінці розширення.

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

$$P_{\text{в}} = 572,49103 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення.

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

$$T_{\text{в}} = 1185,955 \text{ К}$$

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt[3]{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}}$$

$$T_r = 859,668 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_{\epsilon}^3|}{T_r^3} \times 100 \% = 1,137 \%$$

Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

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

$$P_{mi} = 1297,511 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1.985 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0^{\Gamma}) P_{cm} \times P_{mi}}{P_{cm} \times \Phi_c \times (224 \times Q_H^{\Gamma} + q \times Q_H^{xc})} 4.186$$

$$\eta_i = 0,464$$

Питома індикаторна витрата газу.

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

$$q = \frac{V_{\text{жс}} \times Q_H^{\text{жс}}}{(V_{\Gamma} \times Q_H^{\Gamma} + V_{\text{жс}} \times Q_H^{\text{жс}})} \quad \text{- доля теплоти введенної рідким паливом.}$$

$$q = 0,0486$$

$$V_i = 0,201 \text{ м}^3 / \text{квт год}$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива.

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

$$v_i = 0,008852 \text{ кг} / \text{квт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.088 + 0.0118 \times V_{\text{П.СР}} \text{ кПа}$$

Середня швидкість поршня.

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

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

$$\begin{aligned} V_{\text{П.СР.}} &= 8,5 \text{ м/с} \\ P_M &= 188,3 \text{ кПа} \end{aligned}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{кПа}$$

$$P_{me} = 1109,211 \text{ кПа}$$

Механічний К.К.Д.

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

$$\eta_M = 0,855$$

Ефективний К.К.Д.

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

$$\eta_e = 0,396$$

Ефективна об'ємна витрата газу.

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

$$V_e = 0,235 \text{ м}^3/\text{квт год}$$

Ефективна витрата рідкого палива.

$$v_e = \frac{v_i}{\eta_m} =, \text{кг} / \text{квт. год.}$$

$$v_e = 0,0104 \text{ кг/квт год}$$

Годинна витрата газу.

$$B_r = V_e \times P_e = M^3 / \text{год}$$

$$B_r = 176,50047 \text{ м}^3/\text{год}$$

Годинна витрата рідкого палива.

$$B_e = v_e \times P_e = \text{кг} / \text{год}$$

$$B = 7,766 \text{ кг/год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна.

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

Z=4 - Коефіцієнт тактності.

$$V_{st} = 108,18502 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 18,031 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра.

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

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

$$d_{\text{пп}} = 0,26 \text{ м}$$

$$m = 1,3076923$$

$$d = 259,94425 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 339,9271 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра.

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна.

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

$$V_{st} = 108,25464 \text{ Л}$$

Робочій об'єм поршня.

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

$$V_s = 18,042 \text{ Л}$$

Ефективна потужність двигуна.

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

$$P_{ep} = 750,483 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

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

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

$$P_{ep} = 750,241 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,064 \%$$

Так як значення $D < 5\%$ розрахунок виконаний вірно.

2.3 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна

Ефективна потужність:	$P_e =$	750,241 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:	$Q_H^r =$	36600 кДж/м ³
годинна витрата газу:	$B_r^r =$	174,58 м ³ /год
нижча теплота згорання дизпалива:	$Q_H^p =$	42500 кДж/кг
годинна витрата дизпалива:	$B_r^p =$	7,681 кг/год
запальна доля палива	$q =$	0,05
Індикаторний к.к.д.:	$h_i =$	0,402
ефективний к.к.д.:	$h_e =$	0,396
кількість свіжого заряду	$M_i =$	14,754 кмоль/кг
загальна кількість продуктів згорання	$M_r =$	14,764 кмоль/кг
температура випускних газів	$T_{ср.г} =$	1004,6 К
температура на початку стиску	$T_d =$	353,3 К

мольна теплоємність продуктів згорання

при постійному об'ємі:

$$mC^v = 26,527719 \text{ кДж/кмоль К}$$

мольна теплоємність свіжого заряду

при постійному об'ємі:

$$mC^v = 21,870516 \text{ кДж/кмоль К}$$

середній індикаторний тиск:

$$P_{mi} = 1310 \text{ кПа}$$

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_r - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{II} = \frac{B^r Q_H^r + B^p Q_H^p}{3,6}$$

$$Q_{II} = 1865575,14 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 750241 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q = 40,2149977 \%$$

$$\text{Перевірка: } Q_e' = Q_{II} \cdot \eta_e$$

$$Q'_e = 738767,755 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку

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

$$\Delta = 1,52927459 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_g = Q_w + Q_{T.П.} + Q_{в.н.}$$

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

$Q_{T.П.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

по гільзі циліндра;

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

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

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

З експериментальних даних:

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

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

$$Q_w = 205213,265 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

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

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

тиску механічних втрат

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

$$C_m = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 188,3 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{ср.т.} = 0,6 \cdot P_{мд}$$

$$P_{ср.т.} = 112,98 \text{ кПа}$$

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.

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

$$V_s = 0,01804244 \text{ м}^3$$

$$P_n = 76,4413077 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{T.П.} = 1000 \cdot P_n$$

$$Q_{T.П.} = 76441,3077 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:
Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П.}$$

$$Q'_B = 281654,573 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{m\epsilon} \cdot \Delta T_{\epsilon}}$$

K=1,2-1,5 коефіцієнт запасу.

$$K = 1,2$$

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

$C_{m\epsilon} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_{\epsilon} = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_{\epsilon} = 10 \text{ K}$$

$$V_B = 0,00806648 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\epsilon.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{\epsilon.н.}$$

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

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

$$\eta_{\epsilon.н.} = 0,85$$

$$P_{\epsilon.н.} = 0,93001763 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{\epsilon.н.} = 930,0176 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_W + Q_{T.П.} + Q_{\epsilon.н.}$$

$$Q_{\epsilon} = 282584,591 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П.} \cdot 100 \%$$

$$q_{\epsilon} = 15,1473176 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = Q_{\Gamma}^r + Q_{\Gamma}^p$$

$$Q_{\Gamma}^r = \frac{B_r^r}{3,6 \times 224} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cpz}} \cdot T_{cpz} \cdot (1-q) - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \cdot (1-q) \right]$$

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

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

$$mC_p'' = 34,8417186 \text{ кДж/кмоль K}$$

$$mC_p' = 30,1845155 \text{ кДж/кмоль K}$$

$$Q_{\Gamma}^r = 739233,814 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\Gamma}^P = \frac{B_{\Gamma}^r}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{t_0}^2 \cdot t_r \cdot q - M_1 \cdot (mC_p)_{t_0}^d \cdot t_d \cdot q \right]$$

$mC_p'' = 33,40566$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання
 $mC_p = 29,1356$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0$$

$$t_r = 731,6 \text{ Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 80,3 \text{ Температура на початку стиску.}$$

$$Q_{\Gamma} = 34810,6846 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\Gamma} = 774044,498 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{\Gamma} = 41,4909312 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_e$$

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

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

$$D_{MD} = 0,05778366$$

тоді

$$Q_{MD} = 107799,767 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 30428,4419 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

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

K=1,2-1,5 - Коефіцієнт запасу

$$K = 1,2$$

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

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

$DT_M = 6-15 \text{ К}$ Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$DT_M = 10 \text{ К}$$

$$V_M = 0,0019375 \text{ м}^3/\text{с}$$

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

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

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

$$P_0 = 350000 \text{ Па}$$

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

$$\eta_M = 0,85$$

$$P_{M.H.} = 0,79779423 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{M2} = 797,794234 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає:

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

$$Q_M = 31226,2362 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

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

$$q_M = 1,67381284 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_g + Q_f + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 27478,8139 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

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

$$q_{H.B.} = 1,47294061 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю №

Таблиця

Зведена таблиця теплового балансу.

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	750241	40,21499774
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	282584,59	15,14731756
теплота, яка виноситься випускними газами	774044,5	41,49093125
теплота, яка відводиться маслом	31226,236	1,673812837
невраховані теплові втрати	27478,814	1,472940614
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	1865575,1	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми.

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми.

Вихідні дані

$P_{mi} =$	1,468 МПа	Середній індикаторний тиск.
$P_d =$	0,2081 МПа	Тиск в кінці впуску.
$n_1 =$	1,370	Показник політропи стиску.
$\varepsilon_c =$	13,000	Ступінь стиску.
$P_{max} =$	12,500 МПа	Максимальний тиск в циліндрі.
$n_2 =$	1,290	Показник політропи розширення.
$\rho =$	1,259	Ступінь попереднього розширення
$m_p =$	0,050 МПа/мм	Масштаб по осі тиску.

Таблиця 1.1

Результати розрахунку.

V / V_c	$P_{CT}, \text{МПа}$	$P_{CT}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$	$P_{cp}, \text{МПа}$
1	6,9866681	139,73			2,9831
1,250	5,1463983	102,93			
1,500	4,0088988	80,178	9,969726	199,39	
1,75	3,2456971	64,914	8,171877	163,44	
2	2,7030807	54,062	6,878793	137,58	
3	1,5510078	31,02	4,07713	81,543	2,5261
4	1,0457983	20,916	2,813089	56,262	1,7673
5	0,7703378	15,407	2,109452	42,189	1,3391
6	0,6000714	12,001	1,667346	33,347	1,0673
7	0,4858316	9,7166	1,366672	27,333	0,8808
8	0,4046102	8,0922	1,150416	23,008	0,7458
9	0,3443165	6,8863	0,988253	19,765	0,6439
10	0,298037	5,9607	0,862663	17,253	0,5646
11	0,2615545	5,2311	0,762859	15,257	0,5013
12	0,2321624	4,6432	0,681863	13,637	0,4497
13	0,20805	4,161	0,61497	12,299	0,4069

$$P_{micp} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2}, \text{МПа} \quad \Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi \text{ ср}}} \times 100\%$$

Побудова дійсної індикаторної діаграми.

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

Вихідні дані.

$\lambda_L =$	0,236	Кривошипно-шатунне відношення.
$[AB]=$	185 мм	Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі
$\Delta\varphi_1 =$	8°ПКВ	Кут затримки згорання.
$P_r=$	0,228 МПа	Тиск залишкових газів.
$m_p=$	0,05 МПа/мм	Масштаб тиску.
$S=$	340 мм	Хід поршня.
$P_c=$	6,987 МПа	Тиск в кінці стиску.
$P_{\max}=$	12,500 МПа	Максимальний тиск.

Таблиця Визначення точок дійсної індикаторної діаграми.

Позначка точки $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, $\varphi^0, \text{ПКВ}$	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}, \text{мм}$
$C', \text{ДоВМТ}$	14	0,037	3,386
$f, \text{ДоВМТ}$	6	0,007	0,626
$\Delta\varphi_2, \text{ПісляВМТ}$	10	0,019	1,734
$b', \text{ПісляВМТ}$	130	1,712	158,363
$r', \text{ДоВМТ}$	20	0,074	6,855
$r'', \text{ПісляВМТ}$	20	0,074	6,855
$d', \text{ДоВМТ}$	150	1,896	175,336

Ордината точки г

$$\frac{P_r}{m_p}, \text{ мм} \quad 4,563 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ.

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

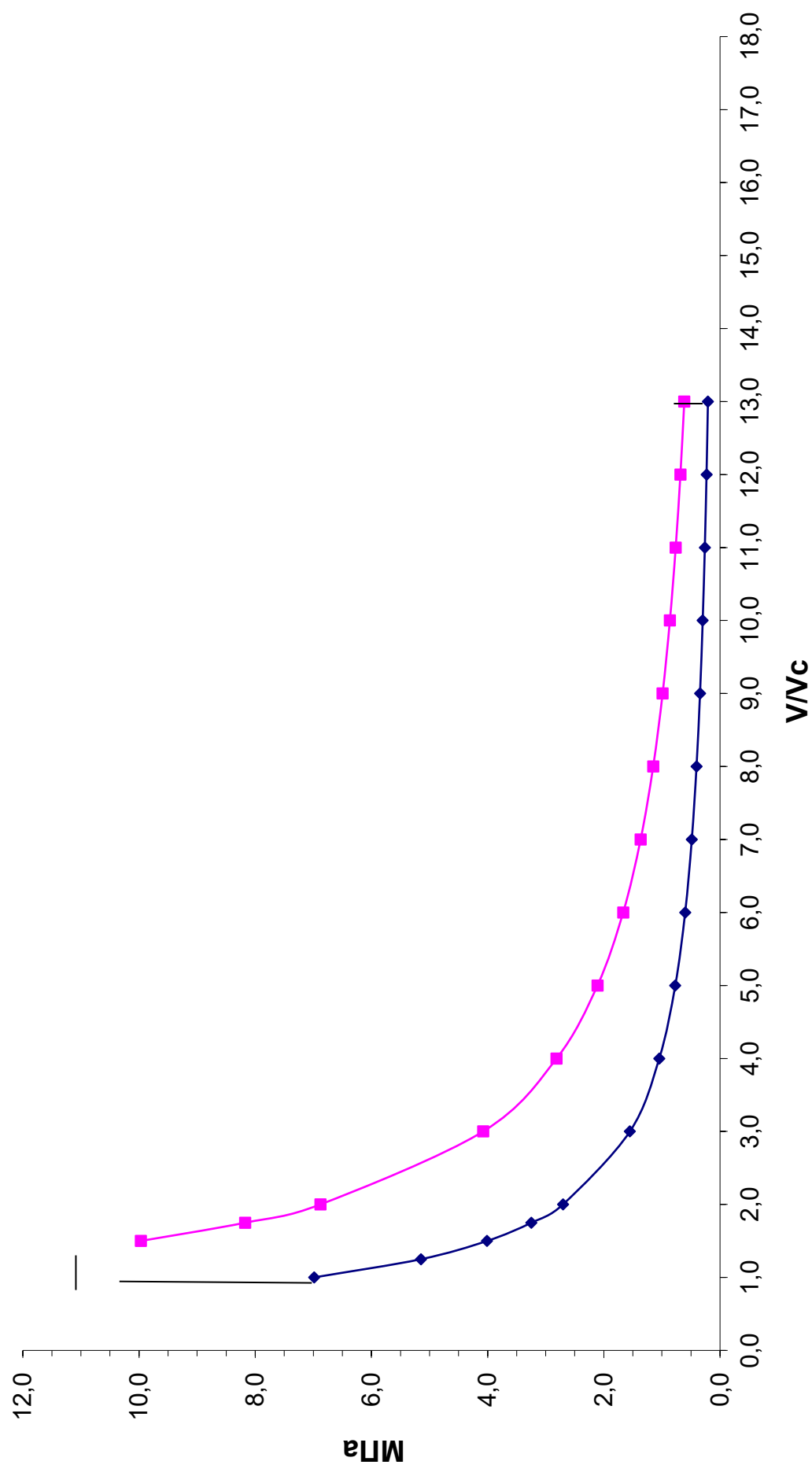
1,2 Число з інтервалу.

$$\begin{aligned} P_c'' &= 8,384 \text{ МПа} \\ P_c'' &= 167,680 \text{ мм} \end{aligned}$$

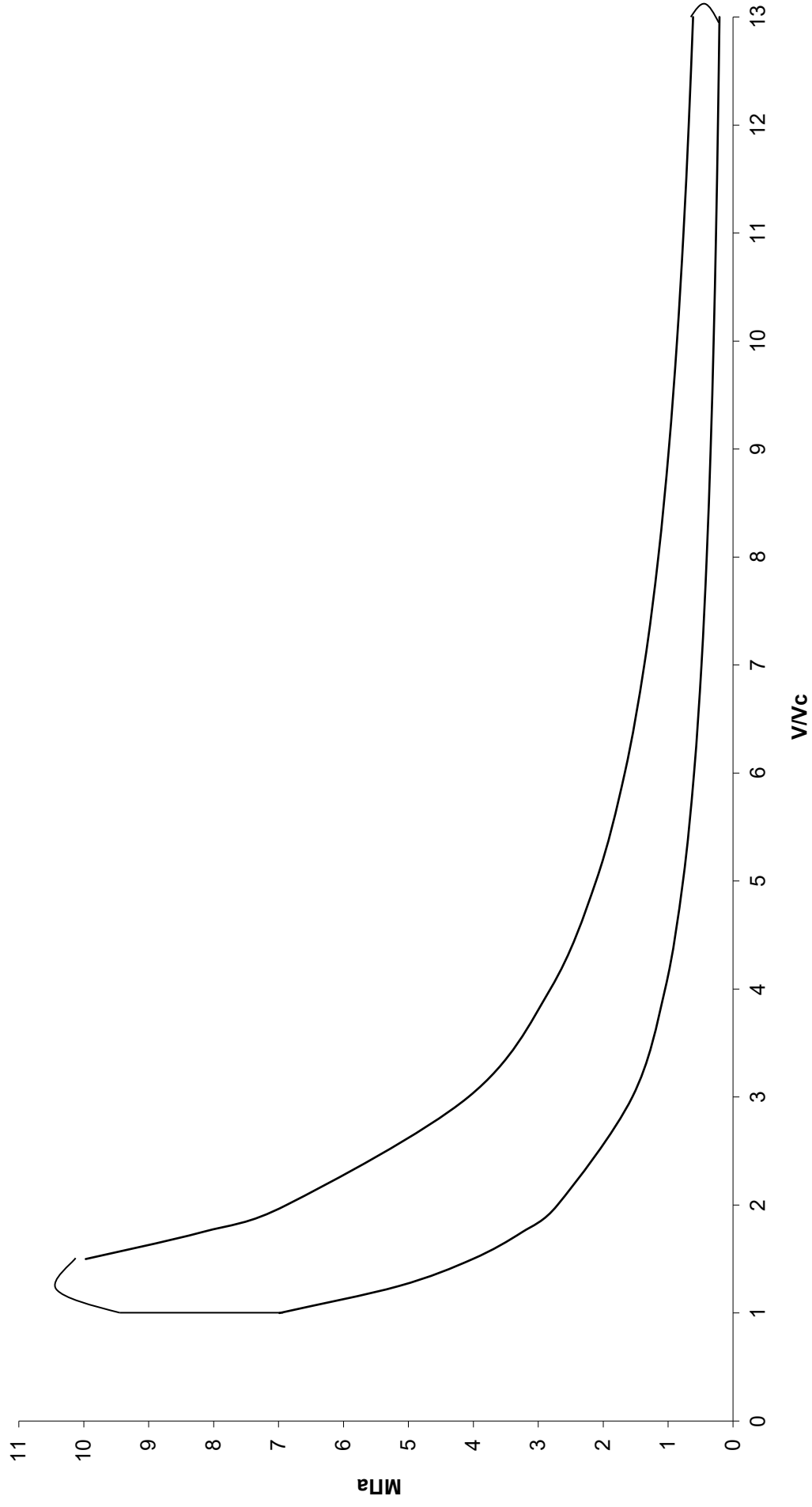
Максимальний тиск згорання.

для дизелів: $P_{zd} = P_{\max}$

Індикаторна діаграма



Індикаторна діаграма



2.5 Динамічний розрахунок двигуна

На деталі КШМ діють:

Сили тиску газу

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

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).

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

Нормальна сила.

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

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	=	0,236	Кривошипно-шатунне відношення
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	=	208,1 кПа	Тиск в кінці впуску
P_a	=	100 кПа	Атмосферний тиск
n_1	=	1,370	Показник політропи стиску
n_2	=	1,29	Показник політропи розширення
$P_{\max}$	=	12500 кПа	Теоретичний тиск згорання
P_{zd}	=	12500 кПа	Дійсний тиск згорання

$P_{c''}$	=	8384,002 кПа	Дійсний тиск в кінці стиску
P_r	=	228,1661 кПа	Тиск залишкових газів
P_b	=	628 кПа	Тиск в кінці розширення
d	=	0,26 м	Діаметр циліндра
S	=	0,34 м	Хід поршня
$\mathcal{E}$	=	13	Ступінь стиску
n	=	750 хв ⁻¹	Частота обертання

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} S, \text{ м}^3 \quad \text{робочий об'єм}$$

$$V_s = 0,018042 \text{ м}^3$$

$$V_c = \frac{V_s}{\mathcal{E} - 1}, \text{ м}^3 \quad \text{об'єм камери стиску}$$

$$V_c = 0,001504 \text{ м}^3$$

$$V_a = V_s + V_{c, \text{м}^3} \quad \text{повний об'єм}$$

$$V_a = 0,019546 \text{ м}^3$$

Об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

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

Таблиця 2.5

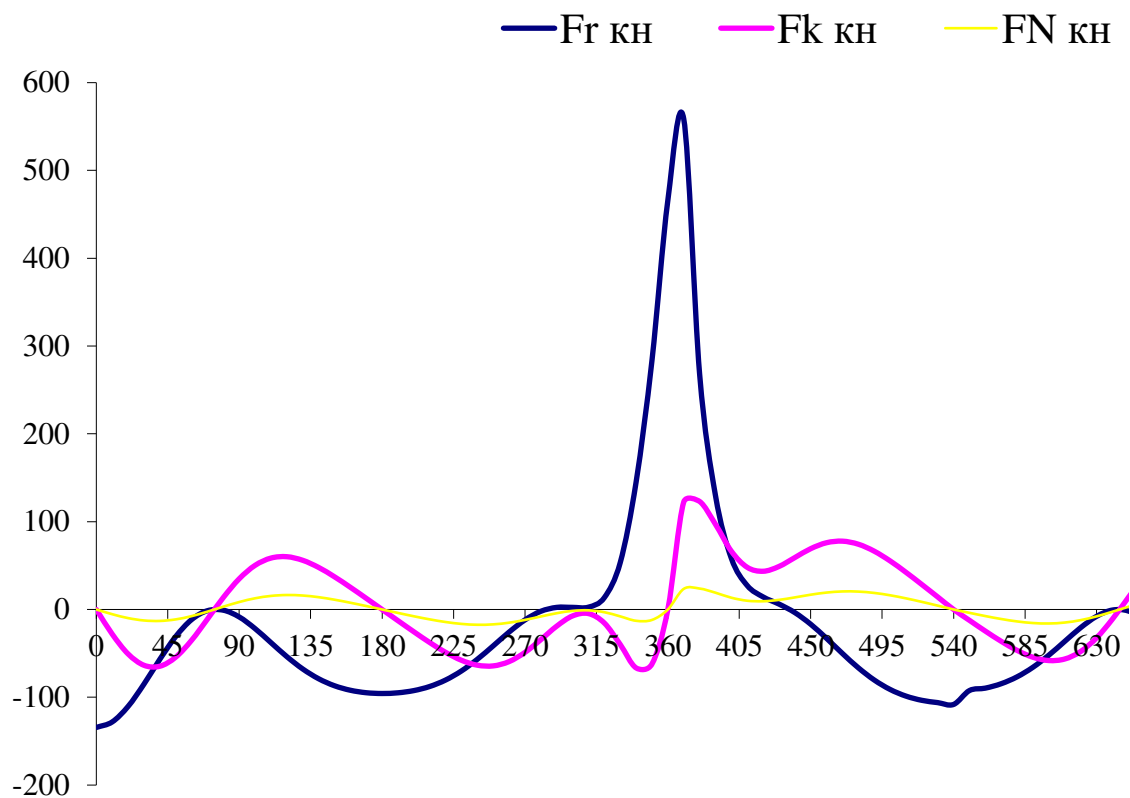
Результати динамічного розрахунку.

φ°	V_f	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k	F_{Γ}	F_{Π}	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	M^3	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	0,0015	5,72665	-135,9553	-130,23	0	-130,23	0	1,90888	-45,318	-43,41	0	-43,41	0
10	0,00167	5,72665	-132,7186	-126,99	-5,2086	-124,16	-27,181	1,90888	-44,24	-42,331	-1,7362	-41,386	-9,0605
20	0,00217	5,72665	-123,2484	-117,52	-9,517	-107,18	-49,138	1,90888	-41,083	-39,174	-3,1723	-35,726	-16,379
30	0,00298	5,72665	-108,239	-102,51	-12,182	-82,688	-61,806	1,90888	-36,08	-34,171	-4,0605	-27,563	-20,602
40	0,00405	5,72665	-88,7697	-83,043	-12,745	-55,422	-63,142	1,90888	-29,59	-27,681	-4,2483	-18,474	-21,047
50	0,00535	5,72665	-66,19642	-60,47	-11,115	-30,354	-53,467	1,90888	-22,065	-20,157	-3,7051	-10,118	-17,822
60	0,00681	5,72665	-42,01853	-36,292	-7,5774	-11,584	-35,218	1,90888	-14,006	-12,097	-2,5258	-3,8613	-11,739
70	0,00837	5,72665	-17,73508	-12,008	-2,7311	-1,5407	-12,218	1,90888	-5,9117	-4,0028	-0,9104	-0,5136	-4,0728
80	0,00998	5,72665	5,292936	11,0196	2,63322	-0,6797	11,3094	1,90888	1,76431	3,6732	0,87774	-0,2266	3,76981
90	0,01158	5,72665	25,95909	31,6857	7,6952	-7,6952	31,6857	1,90888	8,65303	10,5619	2,56507	-2,5651	10,5619
100	0,01311	5,72665	43,4942	49,2209	11,7617	-20,13	46,4307	1,90888	14,4981	16,407	3,92057	-6,71	15,4769
110	0,01453	5,72665	57,50672	63,2334	14,3812	-35,141	54,5013	1,90888	19,1689	21,0778	4,79373	-11,714	18,1671
120	0,01582	5,72665	67,97763	73,7043	15,3887	-50,179	56,1354	1,90888	22,6592	24,5681	5,12955	-16,726	18,7118
130	0,01693	5,72665	75,21192	80,9386	14,8777	-63,423	52,4393	1,90888	25,0706	26,9795	4,95925	-21,141	17,4798
140	0,01785	5,72665	79,7542	85,4808	13,1191	-73,915	44,8962	1,90888	26,5847	28,4936	4,37303	-24,638	14,9654
150	0,01858	5,72665	82,27992	88,0066	10,4578	-81,445	34,9465	1,90888	27,4266	29,3355	3,48595	-27,148	11,6488
160	0,0191	5,72665	83,47676	89,2034	7,22378	-86,294	23,7212	1,90888	27,8256	29,7345	2,40793	-28,765	7,90708
170	0,01942	5,72665	83,9315	89,6582	3,67737	-88,935	11,9475	1,90888	27,9772	29,8861	1,22579	-29,645	3,98249
180	0,01952	5,72665	84,03707	89,7637	0,00	-89,764	0,00	1,90888	28,0124	29,9212	0,00	-29,921	0,00
190	0,01942	5,82577	83,9315	89,7573	-3,68	-89,033	-11,96	1,94192	27,9772	29,9191	-1,2271	-29,678	-3,9869
200	0,0191	6,0772	83,47676	89,554	-7,2522	-86,634	-23,814	2,02573	27,8256	29,8513	-2,4174	-28,878	-7,9381
210	0,01858	6,51758	82,27992	88,7975	-10,552	-82,177	-35,261	2,17253	27,4266	29,5992	-3,5173	-27,392	-11,754

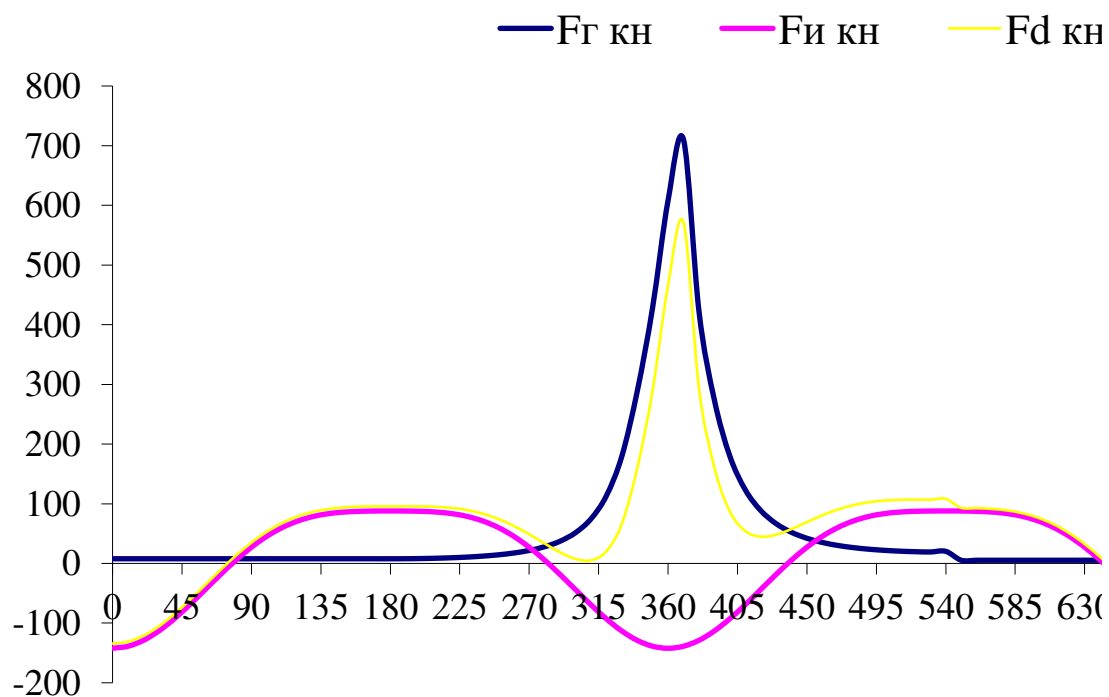
220	0,01785	7,18203	79,7542	86,9362	-13,342	-75,173	-45,661	2,39401	26,5847	28,9787	-4,4475	-25,058	-15,22
230	0,01693	8,12669	75,21192	83,3386	-15,319	-65,304	-53,994	2,7089	25,0706	27,7795	-5,1063	-21,768	-17,998
240	0,01582	9,4378	67,97763	77,4154	-16,164	-52,706	-58,962	3,14593	22,6592	25,8051	-5,3878	-17,569	-19,654
250	0,01453	11,2473	57,50672	68,754	-15,637	-38,209	-59,26	3,74909	19,1689	22,918	-5,2123	-12,736	-19,753
260	0,01311	13,7595	43,4942	57,2537	-13,681	-23,415	-54,008	4,5865	14,4981	19,0846	-4,5604	-7,8051	-18,003
270	0,01158	17,2985	25,95909	43,2576	-10,506	-10,506	-43,258	5,76618	8,65303	14,4192	-3,5018	-3,5018	-14,419
280	0,00998	22,3935	5,292936	27,6865	-6,6159	-1,7077	-28,415	7,46451	1,76431	9,22882	-2,2053	-0,5692	-9,4716
290	0,00837	29,9375	-17,73508	12,2024	-2,7752	1,56564	-12,416	9,97917	-5,9117	4,06748	-0,9251	0,52188	-4,1386
300	0,00681	41,4883	-42,01853	-0,5303	0,11071	-0,1692	0,51457	13,8294	-14,006	-0,1768	0,0369	-0,0564	0,17152
310	0,00535	59,8331	-66,19642	-6,3634	1,16968	-3,1943	5,62648	19,9444	-22,065	-2,1211	0,38989	-1,0648	1,87549
320	0,00405	89,9506	-88,7697	1,18089	-0,1812	0,78812	-0,8979	29,9835	-29,59	0,39363	-0,0604	0,26271	-0,2993
330	0,00298	139,987	-108,239	31,7479	-3,7726	25,6082	-19,141	46,6623	-36,08	10,5826	-1,2575	8,53607	-6,3804
340	0,00217	218,517	-123,2484	95,2686	-7,7149	86,8845	-39,833	72,839	-41,083	31,7562	-2,5716	28,9615	-13,278
350	0,00167	314,728	-132,7186	182,01	-7,4652	177,948	-38,957	104,909	-44,24	60,6699	-2,4884	59,3161	-12,986
360	0,0015	439,052	-135,9553	303,097	0	303,097	0	146,351	-45,318	101,032	0	101,032	0
370	0,00167	657,2	-132,7186	524,481	21,5118	512,778	112,26	219,067	-44,24	174,827	7,17061	170,926	37,4201
380	0,00217	407,083	-123,2484	283,835	22,9852	258,856	118,676	135,694	-41,083	94,6116	7,66174	86,2853	39,5588
390	0,00298	269,232	-108,239	160,993	19,1308	129,859	97,0643	89,744	-36,08	53,6644	6,37695	43,2862	32,3548
400	0,00405	179,177	-88,7697	90,4069	13,8751	60,337	68,7414	59,7255	-29,59	30,1356	4,62504	20,1123	22,9138
410	0,00535	123,678	-66,19642	57,4811	10,5659	28,8542	50,8247	41,2258	-22,065	19,1604	3,52197	9,61806	16,9416
420	0,00681	89,158	-42,01853	47,1395	9,84222	15,0461	45,7451	29,7193	-14,006	15,7132	3,28074	5,01538	15,2484
430	0,00837	67,0265	-17,73508	49,2914	11,2104	6,32434	50,1529	22,3422	-5,9117	16,4305	3,73679	2,10811	16,7176
440	0,00998	52,3474	5,292936	57,6403	13,7736	-3,5552	59,1564	17,4491	1,76431	19,2134	4,59121	-1,1851	19,7188
450	0,01158	42,3034	25,95909	68,2625	16,5782	-16,578	68,2625	14,1011	8,65303	22,7542	5,52608	-5,5261	22,7542
460	0,01311	35,2498	43,4942	78,744	18,8165	-32,204	74,2802	11,7499	14,4981	26,248	6,27217	-10,735	24,7601
470	0,01453	30,1967	57,50672	87,7034	19,9464	-48,74	75,5922	10,0656	19,1689	29,2345	6,64881	-16,247	25,1974

480	0,01582	26,5296	67,97763	94,5072	19,7321	-64,342	71,9796	8,8432	22,6592	31,5024	6,57736	-21,447	23,9932
490	0,01693	23,8561	75,21192	99,0681	18,2102	-77,63	64,1852	7,95205	25,0706	33,0227	6,07008	-25,877	21,3951
500	0,01785	21,9205	79,7542	101,675	15,6044	-87,918	53,4016	7,30684	26,5847	33,8916	5,20148	-29,306	17,8005
510	0,01858	20,554	82,27992	102,834	12,2198	-95,167	40,8343	6,85132	27,4266	34,278	4,07326	-31,722	13,6114
520	0,0191	19,6458	83,47676	103,123	8,35096	-99,76	27,4226	6,54859	27,8256	34,3742	2,78365	-33,253	9,14088
530	0,01942	19,1264	83,9315	103,058	4,22696	-102,23	13,7331	6,37545	27,9772	34,3526	1,40899	-34,075	4,57769
540	0,01952	16,8585	84,03707	100,896	0	-100,9	0	5,61949	28,0124	33,6318	0	-33,632	0
550	0,01942	6,7928	83,9315	90,7243	-3,7211	-89,992	-12,09	2,26427	27,9772	30,2414	-1,2404	-29,997	-4,0298
560	0,0191	6,7928	83,47676	90,2696	-7,3101	-87,326	-24,005	2,26427	27,8256	30,0899	-2,4367	-29,109	-8,0016
570	0,01858	6,7928	82,27992	89,0727	-10,585	-82,432	-35,37	2,26427	27,4266	29,6909	-3,5282	-27,477	-11,79
580	0,01785	6,7928	79,7542	86,547	-13,283	-74,837	-45,456	2,26427	26,5847	28,849	-4,4276	-24,946	-15,152
590	0,01693	6,7928	75,21192	82,0047	-15,074	-64,259	-53,13	2,26427	25,0706	27,3349	-5,0246	-21,42	-17,71
600	0,01582	6,7928	67,97763	74,7704	-15,611	-50,905	-56,947	2,26427	22,6592	24,9235	-5,2038	-16,968	-18,982
610	0,01453	6,7928	57,50672	64,2995	-14,624	-35,733	-55,42	2,26427	19,1689	21,4332	-4,8746	-11,911	-18,473
620	0,01311	6,7928	43,4942	50,287	-12,016	-20,566	-47,436	2,26427	14,4981	16,7623	-4,0055	-6,8554	-15,812
630	0,01158	6,7928	25,95909	32,7519	-7,9541	-7,9541	-32,752	2,26427	8,65303	10,9173	-2,6514	-2,6514	-10,917
640	0,00998	6,7928	5,292936	12,0857	-2,888	-0,7454	-12,404	2,26427	1,76431	4,02858	-0,9627	-0,2485	-4,1345
650	0,00837	6,7928	-17,73508	-10,942	2,48861	-1,404	11,1335	2,26427	-5,9117	-3,6474	0,82954	-0,468	3,71118
660	0,00681	6,7928	-42,01853	-35,226	7,35475	-11,243	34,1838	2,26427	-14,006	-11,742	2,45158	-3,7478	11,3946
670	0,00535	6,7928	-66,19642	-59,404	10,9193	-29,819	52,5246	2,26427	-22,065	-19,801	3,63977	-9,9397	17,5082
680	0,00405	6,7928	-88,7697	-81,977	12,5813	-54,711	62,3316	2,26427	-29,59	-27,326	4,19378	-18,237	20,7772
690	0,00298	6,7928	-108,239	-101,45	12,0549	-81,828	61,1629	2,26427	-36,08	-33,815	4,01829	-27,276	20,3876
700	0,00217	6,7928	-123,2484	-116,46	9,43069	-106,21	48,6921	2,26427	-41,083	-38,819	3,14356	-35,402	16,2307
710	0,00167	6,7928	-132,7186	-125,93	5,1649	-123,12	26,9532	2,26427	-44,24	-41,975	1,72163	-41,039	8,98441
720	0,0015	6,7928	-135,9553	-129,16	0	-129,16	0	2,26427	-45,318	-43,054	0	-43,054	0

Сили: радіальна, дотична, нормальна



Сили: газів, інерції, дійсна



					<i>ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ</i>	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					<i>ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ</i>	Лист
						43
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6. Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.1

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	750	750,24	0,032
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1275	1109	-13
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,393	0,396	0,8
4	Механічний ККД	η_m	-	0,838	0,855	2,0
5	Питома ефективна витрата газового палива	v_e	$\frac{m^3}{кВт \cdot год}$	0,250	0,201	-19,6
6	Питома ефективна витрата дизельного палива	b_e	$\frac{кг}{кВт \cdot год}$	0,024	0,0104	-33
6	Діаметр циліндру	D	мм	260	260	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

За рахунок кращій організації робочого процесу ефективний ККД збільшився на 0,8%. Значно від прототипу відрізняється питома витрата газового палива (зменшилася на 16,6%) та дизельного палива – на 33%. Результати розрахунків показують збільшення ефективного ККД двигуна, що проектується, на 0,8% у порівнянні з прототипом. Також необхідно відмітити незначне збільшення механічного ККД проектного двигуна на 2%.

2.7 Висновок по розділу 2

В конструкторському розділі дипломної роботи було проведено розрахунок робочого процесу газодизельного двигуна 6ГЖЧН 26/34, теплового балансу, розрахована та побудована дійсна та теоретична індикаторна діаграма. Розраховані сили, що діють на деталі КШМ, та зображені на графіках.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	44

ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛУ

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Механізм газорозподілу служить для управління впусканням свіжого повітря в циліндри дизелів і випуском відпрацьованих газів з них відповідно до встановлених фазами.

У механізм газорозподілу входять розподільний вал з кулачковими шайбами, привід розподільного валу, привід клапанів, впускні та випускні клапани з пружинами.

Розподільчий вал 1 (Рисунок 3.1) сталевий, суцільний, змонтований на підшипниках, розташованих у порожнині під горизонтальною полицею блок-картера. Крайній від маховика підшипник радіально-упорний. Він складається з опорних вкладишів , таких же як і на інших підшипниках, двох бронзових кілець 16, втулки 15, двох сталевих півкілець 13, що входять в проточку на валу , і набору регулювальних прокладок 14, розташованих між півкільцями 13 і втулкою 15. На розподільчий вал на шпонках насаджено сталеві з загартованої поверхнею, впускні та випускні кулаки 7 і втулки 6 паливних кулаків. Втулки і кулаки застопорені болтами 2 і 3 , які оберігають їх від осьового зсуву.

На втулках 6 паливні кулаки 5 кріпляться гайками 4. Паливні кулаки в заданому положенні утримуються силами тертя, що виникають на конусних поверхнях втулки , кулака і гайки. Така конструкція дозволяє встановлювати кулак 5 в будь-якому положенні при регулюванні початку подачі палива.

На конусний кінець вала на шпонки насаджена шестерня 18 розподільного валу, яка складається з маточини і зубчастого вінця , жорстко з'єднаних між собою прізонними болтами 23. Від осьового зсуву шестерня утримується гайкою 22.

З шестернею розподільного валу, при допомозі болтів, жорстко з'єднується шестерня 19 привода регулятора. Частота обертання розподільного валу в два рази менше , ніж колінчастого . Обертання розподільного валу передається від колінчастого через проміжні шестерні.

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

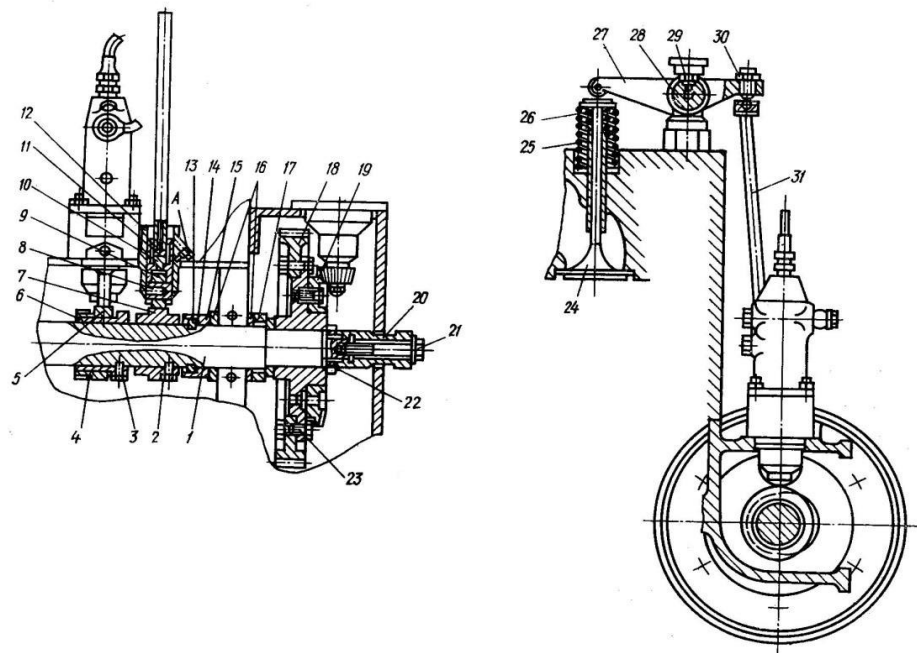


Рисунок 3.1 Розподільчий вал і привод клапанів.

1-розподільчий вал; 2,3,21-гвинт; 4,22-гайка; 5-кулак паливний; 6-втулка паливного кулака; 7-кулак впускний, випускний; 8,28-вісь; 9-ролик штовхача; 10-упор; 11-повзун; 12-корпус штовхача; 13-півкільце; 14-прокладка; 15-втулка; 16-кільце; 17-втулка упорна; 18-шестерня розподільчого вала; 19-шестерня привода регулятора; 20-пусковий кулак; 23-гвинт прізонний; 24-клапан; 25,26-пружина; 27-коромисло; 29-масленка; 30-гвинт нажимний; 31-штанга.

Шестерня 1 (Рисунок 3.2) колінчастого валу входить в зачеплення з проміжною шестірнею 2. Шестерні - 2 і 3 з'єднані між собою болтами. Підшипником для них служить пустотілий валик, який кріпиться болтами до блок-картера. Шестерня 3 входить в зачеплення з шестернею 4 розподільного валу. Масло до шестерень для змащення зубчастих зачеплень підводиться за допомогою трубки, закріпленої ніпелем на верхній площині кожуха приводу розподільного валу. Привід впускних і випускних клапанів складається з штовхачів, штанг і коромисел. Корпус 12 (Рисунок 3.1) штовхача встановлений в отвір горизонтальній полиці блок-картера і кріпиться до неї шпильками. У корпусі штовхача рухається повзун 11 з віссю 8, на якій обертається ролик 9.

В повзун 11 запресований упор 10 з загартованої сферичної поверхні, на яку спирається нижній кінець штанги 31. На кінцях штанги приварені загартовані наконечники зі сферичним поглибленням.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	46

Верхній кінець штанги впирається в нажимний болт 30 коромисла 27. При роботі дизеля ролики штовхачів обертаються, переміщаючись по робочому профілю кулачкових шайб, повзуни з роликами рухаються поступально і періодично натискають через упори 10, штанги 31, натискні болти 30 на коромисла 27. Коромисла повертаються навколо осей, встановлених на східчастих шпильках кріплення кришок циліндрів, і відкривають впускні і випускні клапани 24. Закриття клапанів і зворотний рух механізму приводу відбувається під дією пружин 25 і 26.

Масло для змащення повзуна, ролика і упору підводиться по каналу А в корпусі штовхача. На зовнішній поверхні повзуна є поздовжня канавка, яка при установці повинна бути поєднана з каналом А. З цієї канавці масло поступає до осі 8 і до ролика 9. Отвір у торці осі 8 також має бути спрямований в бік каналу А.

Система газообміну призначена для підведення повітря до циліндрів дизеля і відводу від них відпрацьованих газів. Основні вузли системи: турбокомпресор, охолоджувач повітря, впускний і випускний колектори і глушник – іскрогасник.

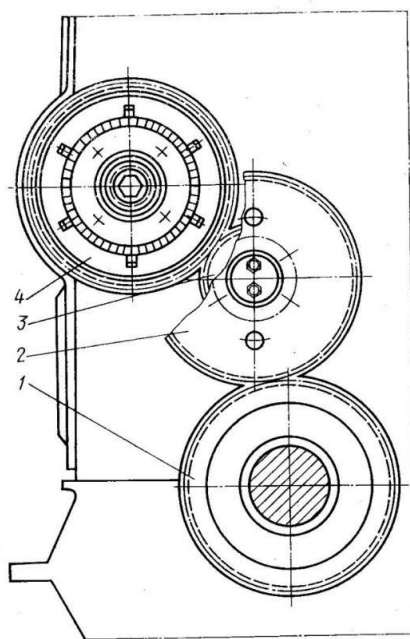


Рисунок 3.2 Привод розподільчого вала.

1-шестерня колінчастого вала; 2,3-шестерня проміжна; 4-шестерня розподільчого вала.

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

3.2 Розробка конструкції приводу розподільчого валу.

Обираємо матеріал для виготовлення зубчастих коліс.

Приймаємо:

- для виготовлення шестерні сталь 45 з термообробкою поліпшення та загартування СВ4 до твердості 269...302 НВ;
- для виготовлення зубчастого колеса сталь 45 з термообробкою поліпшення до твердості 235...262 НВ.

Механічні характеристики матеріалу:

- шестерня:

$\sigma_{\sigma} = 890$ МПа – границя тимчасового зміцнення;

$\sigma_T = 650$ МПа – границя текучості;

$\sigma_{-1} = 380$ МПа – границя витривалості;

- зубчасте колесо:

$\sigma_{\sigma} = 780$ МПа – границя тимчасового зміцнення;

$\sigma_T = 540$ МПа – границя текучості;

$\sigma_{-1} = 335$ МПа – границя витривалості.

Допустимі напруження.

1.3.1 Визначаємо середню твердість зубчастих коліс:

- шестерні:

$$HB_{cp1} = 0,5 \cdot (HB_{\min} + HB_{\max}) = 0,5 \cdot (269 + 302) = 285,5 \text{ НВ};$$

- колеса:

$$HB_{cp2} = 0,5 \cdot (HB_{\min} + HB_{\max}) = 0,5 \cdot (235 + 262) = 248,5 \text{ НВ}.$$

Визначаємо коефіцієнти довговічності .

За контактним напруженням:

- коефіцієнт довговічності шестерні:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{H1}}} = \sqrt[6]{\frac{23271176,375}{961200000}} = 0,538;$$

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ
					48

- коефіцієнт довговічності колеса:

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{H2}}} = \sqrt[6]{\frac{15345434,125}{240300000}} = 0,632.$$

Приймаємо $K_{HL1}=1$; $K_{HL2}=1$.

$$N_{HO1} = HB_{cp1}^3 = 285,5^3 = 23271176,375 \text{ млн. циклів};$$

$$N_{HO2} = HB_{cp2}^3 = 248,5^3 = 15345434,125 \text{ млн. циклів};$$

$$N_{H1} = N_2 \cdot u = 240300000 \cdot 4 = 961200000 \text{ млн. циклів};$$

$$N_{H2} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 222,5 \cdot 18000 = 240300000 \text{ млн. циклів},$$

де N_{HO1} – базове число циклів шестерні; N_{HO2} – базове число циклів зубчастого колеса; N_{H1} – дійсне число циклів шестерні; N_{H2} – дійсне число циклів шестерні; n_2 – частота обертання колеса.

Коефіцієнт довговічності на згинання:

- коефіцієнт довговічності шестерні:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{H1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{961200000}} = 0,401;$$

- коефіцієнт довговічності колеса:

$$K_{FL2} = \sqrt[8]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{H2}}} = \sqrt[8]{\frac{4 \cdot 10^6}{240300000}} = 0,344.$$

Приймаємо $K_{FL2}=1$ Приймаємо $K_{FL1}=1$

Визначаємо значення допустимих напружень що, відповідало базовому числу циклів.

Контактні напруження:

- шестерні:

$$[\sigma]_{HO1} = 1,8 \cdot HB_{cp1} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9 \text{ МПа};$$

- колеса:

$$[\sigma]_{HO2} = 1,8 \cdot HB_{cp2} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ МПа}.$$

Напруження на згинання:

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- шестерні:

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 \cdot HB_{cp1} = 1,03 \cdot 285,5 = 294,065 \text{ МПа};$$

- колеса:

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 \cdot HB_{cp2} = 1,03 \cdot 248,5 = 255,955 \text{ МПа}.$$

В якості розрахункового приймаємо напруження для сталей із твердістю $\leq 350 \text{ НВ}$.

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (580,9 + 514,3) = 492,84 \text{ МПа}.$$

Визначаємо допустимі напруження на згинання

- шестерні:

$$[\sigma]_{H1} = [\sigma]_{HO1} \cdot K_{HL1} = 1 \cdot 580,9 = 580,9 \text{ МПа};$$

- колеса:

$$[\sigma]_{H2} = [\sigma]_{HO2} \cdot K_{HL2} = 1 \cdot 514,3 = 514,3 \text{ МПа}.$$

Для виготовлення шестерні та колеса приймаємо сталь 45 ГОСТ 4543-71.

Допустиме контактне напруження $[\sigma]_H = 493 \text{ МПа}$; допустимі напруження згинання $[\sigma]_{H1} = 295 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{H2} = 256 \text{ МПа}$.

Проектувальний розрахунок зубчастої передачі.

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_w \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HB} \cdot T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2 \cdot u^2 \cdot \psi_a}}$$

$$a_w = 43 \cdot (2,3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 214,68 \cdot 10^3}{493^2 \cdot 2,3^2 \cdot 0,25}} = 267 \text{ мм},$$

де $K_a = 43$ – допоміжний коефіцієнт;

T_2 – обертальний момент;

$\psi_a = 0,25$ – коефіцієнт ширини вінця відносно міжосьової відстані;

$K_{HB} = 1,5$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за шириною зубчастого колеса.

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Визначаємо попередні розміри зубчастого колеса:

$$d'_2 = \frac{2 \cdot a_\omega \cdot u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 2,3}{2,3 + 1} = 372,3 \text{ мм};$$

$$b_2 = \psi_a \cdot a_\omega = 0,25 \cdot 267 = 43,98 \text{ мм},$$

де d'_2 – попередній дільний розмір зубчастого колеса; b_2 – ширина вінця зубчастого колеса. Приймаємо $b_2 = 45 \text{ мм}$

Визначаємо модуль передач:

$$m' = \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d'_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_{F2}} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 214,68 \cdot 10^3}{372,3 \cdot 45 \cdot 256} = 3,75 \text{ мм},$$

де $K_m = 5,8$ мм – допоміжний коефіцієнт для зубчастих передач.

Приймаємо $m = 4$ мм.

Знаходимо кут нахилу зубців

$$\beta_{\min} = \arcsin\left(\frac{4 \cdot m}{b_2}\right) = \arcsin\left(\frac{4 \cdot 4}{45}\right) = 20,83^\circ. \quad \text{Приймаємо } \beta_{\min} = 45^\circ.$$

Сумарна кількість зубців:

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_\omega \cdot \cos \beta_{\min}}{m} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 0,707}{4} = 129,3.$$

Сумарне число зубців заокруглюємо до найближчого меншого цілого значення.

Приймаємо $Z_\Sigma = 129$

Визначаємо число зубців шестерні та зубчастого колеса.

- шестерні:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{(u + 1)} = \frac{129}{2,3 + 1} = 39,09;$$

Приймаємо: $z_1 = 39$.

- колеса:

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 129 - 39 = 90.$$

Знаходимо фактичну міжосьову відстань

$$a_\omega = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(39 + 90) \cdot 4}{2 \cdot 0,707} = 267,11 \text{ мм}.$$

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Знаходимо основні геометричні параметри передачі.

- ділительний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 39}{0,707} = 94,21 \text{ мм};$$

- ділительний діаметр зубчастого колеса:

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 90}{0,707} = 376,84 \text{ мм};$$

- діаметр кола виступів шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 94,21 + 2 \cdot 4 = 102,21 \text{ мм};$$

- діаметр кола виступів зубчастого колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 376,84 + 2 \cdot 4 = 384,84 \text{ мм};$$

- діаметр кола западин шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 94,21 - 2,5 \cdot 4 = 84,21 \text{ мм};$$

- діаметр кола западин зубчастого колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 376,84 - 2,5 \cdot 4 = 366,84 \text{ мм};$$

- ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + 4 = 45 + 4 = 49 \text{ мм}.$$

Приймаємо $b_1 = 49 \text{ мм}$.

Визначаємо зусилля в зачепленні:

Так як в циліндричній прямозубій передачі сили в зачепленні однакові для колеса і шестерні, визначаємо:

- колова сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 214,68 \cdot 10^3}{376,84} = 1789 \text{ Н};$$

- радіальна сила:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1789 \cdot 0,364 = 651,2 \text{ Н}.$$

Визначаємо колову швидкість колеса:

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{93,15 \cdot 94,21 \cdot 10^{-3}}{2} = 2,8 \text{ м/с.}$$

Приймаємо ступінь точності: 8.

Перевірять розрахунок передачі по контактним напруженням

Перевіряємо міцність за контактними напруженнями:

$$\sigma_H = \frac{K}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot (u+1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma]_H,$$

$$\sigma_H = \frac{376}{267,11} \cdot \sqrt{\frac{214,68 \cdot 10^3 \cdot (2,3+1)^3 \cdot 1 \cdot 1,035 \cdot 1,112}{45 \cdot 2,3^2}} = 465,79 \text{ МПа,}$$

де $K_{H\alpha} = 1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантажень між зубцями колеса;

$K_{Hv} = 1 + 0,04V = 1 + 0,04 \cdot 2,8 = 1,112$ – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження;

$K_{H\beta} = 0,05\psi_{bd} + 1 = 0,05 \cdot 0,7 + 1 = 1,035$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині зубця;

$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{49}{94,21} = 0,7$ – коефіцієнт ширини шестерні по дільному діаметру;

$K=376$ – допоміжний коефіцієнт.

Перевіряємо навантаження або перевантаження передачі:

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{493 - 465,79}{493} \cdot 100\% = 5,51\%.$$

Передача недовантажена, але в межах допустимого.

Перевіряють розрахунок передачі по напруженням згинання.

Перевіряємо зубці колеса.

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2}$$

$$\sigma_{F2} = 3,55 \cdot 1 \cdot \frac{1789}{45 \cdot 4} \cdot 1 \cdot 1,071 \cdot 1,28 = 152,7 \text{ МПа,}$$

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

де $Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_1} = 3,47 + \frac{13,2}{39} = 3,8$ – коефіцієнт форми зубця шестерні;

$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{90} = 3,55$ – коефіцієнт форми зубця колеса;

$K_{F\beta} = 0,13 \cdot \psi_{bd} + 0,98 = 0,13 \cdot 0,7 + 0,98 = 1,071$ – коефіцієнт, що враховує

нерівномірність розподілення навантаження по ширині зубчастого колеса;

$K_{FV} = 0,1V + 1 = 0,1 \cdot 2,8 + 1 = 1,28$ – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження.

$K_{Fa} = 1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубцями колеса;

$Y_{\beta} = 1$ – коефіцієнт, що враховує величину кута нахилу зубців.

Перевіряємо зубці шестерні:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1}$$

$$\sigma_{F1} = 152,7 \cdot \frac{3,8}{3,55} = 163,5 \text{ МПа.}$$

Зубці шестерні та колеса відповідають умові контактної міцності та умові міцності за напруженням згинання.

3.3 Висновок по розділу 3

Для виготовлення зубчастої передачі було обрано сталь 45 нарізно від сталі 15Х, що використовується в двигуні-прототипі. Змінення марки сталі дозволяє зменшити вартість зубчастих коліс і змінити вид термічної обробки на більш прогресивний. Це в свою чергу також зменшує вартість передачі.

При визначенні допустимих контактних напружень та напружень згинання було виконано розрахунок на довговічність. Було враховано необхідну кількість циклів навантаження зубчастих коліс по нормальним та дотичним напруженням, що задається запроектованим строком безвідмовної роботи двигуна. Це дозволило отримати більш високі значення допустимих контактних напружень та напружень

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

згинання. Як наслідок, збільшились навантажувальні здатності зубчастих коліс та зменшились розміри тихохідної ступені привода.

Також було змінено тип зубчастого зачеплення тихохідної ступені привода. Було обрано шевронну передачу. Така заміна усуває наявність осьового навантаження на підшипники. Тому замість радіально-упорних в опорах валу можуть бути використані радіальні підшипники. Як наслідок, спрощується конструкція опор валу веденого колеса. Розробка конструкції опорного вузла планується в подальшому.

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ</i>	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Правовою основою законодавства щодо охорони праці є Конституція України, Закон України : « Про охорону здоров'я » , «Про пожежну безпеку», «Про використання ядерної енергії і радіаційний захист», « Про забезпечення санітарно – епідеміологічного благополуччя населення», а також Кодекс законів про працю України.

14 жовтня 1992 року Верховна Рада України прийняла Закон « Про охорону праці». Цей закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їхнього життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює при участі відповідних державних органів відносини між власником підприємства, установи й організації або уповноваженим їм органом і працівником з питань безпеки, гігієни праці і виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

Специфічною особливістю українського закону, що регламентує правову основу охорони праці, є високий рівень прав і гарантій працівникам. До позитивних моментів Закону України « Про охорону праці» безперечно належить закріплення за державою функцій управління і нагляду за охороною праці. Умови праці на флоті багато в чому залежать від правильної організації роботи плавскладу і від дотримання правил і інструкції з безпечного ведення робіт. Неухильно підвищує рівень технічної оснащеності морських судів, що вимагає всебічного удосконалювання організації праці на флоті.

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених проектованим двигуном.

При роботі двигуна - генератора виникають наступні небезпечні і шкідливі фактори: незахищені механізми і елементи, які постійно рухаються; шум і вібрація; ємності, що працюють під тиском; виділення шкідливих речовин; теплове випромінювання; пожежна небезпека; можливість поразки електричним струмом.

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

4.1.1 Механізми і елементи двигуна, які рухаються

Елементи, що рухаються, формують навколо себе небезпечну зону, у якій можливе захоплення одягу обслуговуючого персоналу, у результаті того виникають важкі травми.

До даних механізмів належать наступні вимоги Правил Регістра.

- обладнання стаціонарними огороженнями обертових і частин, що рухаються, у вигляді кожухів, кришок із суцільного металу або сіток;
- постачання блокувальними пристроями механічного типу, а у випадку застосування електропривода-пристроями електричного типу, що припиняють роботу механізму при відкритих огороженнях або завищених експлуатаційних параметрах;
- постачання запобіжними пристроями, які попереджають вихід на аварійний режим.

Небезпечні зони повинні забезпечуватися покажчика, табличками, сигнальним розцвіченням, плакатами. Забороняється робити виправлення дефектів на частинах, які рухаються.

4.1.2 Захист від шуму та вібрації

Рівень шуму - один з найважливіших показників суднової дизельної установки, що повинний відповідати вимогам Санітарних правил для морських судів.

У судових дизелів рівні шуму перевищують найбільші значення, що рекомендується Морським Регістром (не вище 100 Дб на відстані 1 м до двигуна), а тим більше санітарну норму 95 Дб.

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

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація.

Вібрація виникає через динамічну невідновженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища. Санітарні норми вібрації приведені в таблиці 4.2

Таблиця 4.2. Санітарні норми вібрації

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму вироблений двигуном 6ГЖЧН 26/34 визначається по формулі:

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

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$;

Pe – номінальна потужність двигуна, $Pe = 750 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 \cdot 750^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 98,86 \text{ Дб}$$

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

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

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

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

Рівень вібрації для двигуна визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 22600 \text{ кг}$;

$$L = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{750 \cdot 750^{0.55} \times \left(1 + \frac{750}{22600} \right)}{1 + \left(\frac{12,5}{1500} \right)^3 \cdot \frac{22600}{750}} \right] + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right\} = 89,02 \text{ Дб}$$

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

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, присутня на двигунах внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермо шоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

Тому заходи що до зниження рівня шуму повинні носити комплексний характер і включати:

- зниження основних джерел в цілому або окремих його вузлах від машинного відділення;
- зниження основних джерел шуму самого двигуна;
- звукоізоляцію машинного відділення;

Основні заходи що до зниження повітряного шуму:

- установка ефективних глушників на впуску повітря і випуску газів, що відробили;
- застосування малошумних камер згорання;
- зниження максимального тиску згорання.

Основні заходи щодо зниження рівня шуму механічного походження:

- можливе зменшення діаметрального зазору в поршнях тронкових двигунів;
- введення гідравлічних штовхальників або буферів у клапано-розподільний механізм;
- усунення вібрації дизеля, викликаной невірноваженими силами і моментами, а також недостатньою твердістю кістяка;

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- усунення шуму передатних шестірень і зубчастих коліс, викликаного конструктивними або технологічними причинами;
- облицювання вібро поглинаючими покриттями поверхні катера корпусів нагнітачів, кожухів передач;
- капотування дизелів швидкохідного типу.

Комплексні заходи щодо установки в цілому:

- покриття звукоізолюючими і звуковбирними матеріалами стін МО;
- установка двигуна на вібро ізолюючих пристроях;
- розміщення двигуна в звукоізолюючому відсіку з виводом систем управління і контролю до центрального поста;
- установка в МО звукоізольованих кабін.

4.1.3 Безпека ємностей, що працюють під тиском

Ємності, які знаходяться під тиском, можуть викликати серйозні руйнування. Причинами аварій можуть бути: відсутність або несправність запобіжних клапанів чи редукторів, дефекти при виготовленні, монтажі і ремонті судів, зносі стінок посудин.

Відповідно до Правил Морського Регістра, ємності, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам.

- корпуса ємностей повинні мати надійні кріплення до фундаменту;
 - кожна ємність повинна мати пристрій продування;
 - отвори для люків повинні бути тільки стиковими;
 - зварені шви ємностей повинні бути тільки стиковими;
 - міцність фланців, болтів стінок, зварених швів повинна бути підтверджена розрахунком;
 - падіння тиску при іспиті на міцність не повинне перевищувати 0,3...0...0,5% протягом однієї години;
 - тиск при іспиті на міцність для сталевих ємностей складає :
- $$P_{icn} = 1,5 P \text{ при } P \leq 0,5 \text{ МПа; } P_{icn} = 1,25 P \text{ при } P > 0,5 \text{ МПа;}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

- посудини, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, які виключають скупчення людей.

Перед експлуатацією ємності ці місця повинні бути технічно оглянуті інструктором Морського Регістра.

4.1.4 Шкідливі речовини

При роботі дизель-генератора виділяються шкідливі і токсичні речовини.

Повітряне середовище Дизель-генераторної повинне контролюватися наступними нормативними актами: Регістра [16]; Метрологічне забезпечення в галузі безпеки праці; Методичні вказівки за контролем повітряного середовища на судах [22], Санітарними правилами для морських судів.

- окис вуглецю , $\text{м}^2/\text{м}^3$, 20

- окис азоту, $\text{м}^2/\text{м}^3$, 5

- бензол, $\text{м}^2/\text{м}^3$, 5

- пари свинцю, $\text{м}^2/\text{м}^3$, 0,01

Для підтримання гранично-припустимих концентрацій шкідливих речовин у дизель-генераторної використовується система вентиляції.

4.1.5 Теплове випромінювання

Нагріті поверхні головного двигуна є джерелом теплового випромінювання 300...500 Вт/м². Для захисту обслуговуючого персоналу від впливу теплових випромінювань застосовують герметизацію і теплоізоляцію механізмів, машин, трубопроводів.

4.2 Охорона навколишнього середовища

Використання газового палива на транспорті, у тому числі на морському й річковому, приводить до виникнення додаткових ризиків, які необхідно мінімізувати. [6]

У роботі, що представлена Морською адміністрацією Данії на 83- й сесії

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Комітету з безпеки на морі Міжнародної морської організації (ІМО), наводяться дані про аварійність судів-газоходів за період 1965- 2005 роки. Протягом цього періоду на судах даного класу було зафіксовано 182 аварійних випадку, з яких 24 не пов'язані з експлуатацією судна (аварії на верфях під час будівлі, ремонту, нападу піратів і т.п.).

На підставі наведеної статистики виділяються наступні види небезпек, обумовлених присутністю на судні СПГ і його випаровувань:

1. Об'ємний вибух газу, що виникає в результаті його витоку в газоподібному стані в замкненому обсязі при наявності джерела запалення (джерелом запалення може служити відкрите полум'я, електрична іскра або поверхня, нагріта вище температури самозапалювання газу (для метану + 540 °));

2. Вибух ємностей для зберігання газу в наслідок підвищення тиску;

3. Пожежа в результаті газу, що розлився, або струминна пожежа в результаті горіння газу під тиском;

4. Газова хмара, у якому може виникнути пожежа;

5. Швидке фазове перетворення при попаданні зрідженого газу у воду, аналогічне вибуху без загоряння;

6. Різке значне збільшення тиску в ємності зрідженого газу в результаті перемішування шарів газу з різною щільністю й різкого збільшення інтенсивності паротворення в танку СПГ;

7. Удушення в результаті попадання людини в хмару газу;

8. Травми від низьких температур у результаті впливу зрідженого газу при контакті зі шкірою людини;

9. Забруднення атмосфери в результаті витоку газу.

При розгляді зазначених небезпек стосовно до судів, що використовують зріджений газ у якості палива, мабуть, що для різних типів енергетичних установок і різних способів зберігання газу на судні не всі небезпеки однаково є ймовірні й значимі. У випадку зберігання газу в балонах під тиском у закритому приміщенні небезпеки, відзначені в п.п. 5, 6, 8 практично відсутні, але при цьому зростає

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

ймовірність небезпек, що відповідають п.п. 1 і 7. У випадку зберігання газових балонів на відкритих ділянках судна ймовірність ризиків 1 і 7 суттєво знижується, але при цьому зростає ймовірність виникнення небезпеки, що відповідає п. 9.

Досвід експлуатації судів, що використовують газове паливо, свідчить, що найбільшу небезпеку незалежно від типу енергетичної установки й способу зберігання газового палива представляють витоки газу, що тягнуть за собою вибухи й пожежі.

Найбільш ефективним засобом забезпечення безпечної експлуатації судових енергетичних установок, що працюють на СПГ, є встановлення вимог класифікаційних документів, що стосуються будівництва й експлуатації судів-газоходів, їх енергетичних установок і систем.

Дані вимоги повинні розроблятися й коректуватися з урахуванням досвіду, накопиченого у світовому суднобудуванні, а також і використанням досвіду, наявного в суміжних галузях транспорту й енергетики, що використовують газове паливо.

4.3 Висновок по розділу 4

Таким чином, у даному підрозділі розглянуті джерела забруднення морського середовища й атмосфери, та розроблені заходи щодо запобігання цих забруднень, відповідно до законодавчих актів, спрямованих на забезпечення екологічної безпеки. Розраховано рівень шуму та вібрації, що виникають при експлуатації двигуна. Запропоновано заходу по зменшенню їх шкідливого впливу.

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

В даному дипломному проекті спроектовано :

- Робочий процес двигуна
- Динамічний розрахунок
- Тепловий баланс
- Розробка приводу розподільчого валу
- Організація охорони праці та захист навколишнього середовища

При виконанні дипломного проекту були розглянуті і обґрунтовані питання вибору об'єкту, де буде встановлено двигун і описана характеристика цього об'єкту.

Були зроблені висновки по основним показникам роботи двигуна і вимоги по його експлуатації.

В конструкторському розділі було проведено вибір та обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку, виконано тепловий розрахунок двигуна, проведено розрахунок індикаторної діаграми, виконано динамічний розрахунок двигуна та розрахунок теплового балансу.

В розділі 3 була розроблена конструкція приводу розподільчого валу. При визначенні допустимих контактних напружень та напружень згинання було виконано розрахунок на довговічність. Як наслідок, збільшились навантажувальні здатності зубчастих коліс та зменшились розміри тихохідної ступені привода.

Також було змінено тип зубчастого зачеплення тихохідної ступені привода. Було обрано шевронну передачу, що дозволило спростити конструкцію опор валу веденого колеса.

Наприкінці дипломного проекту були розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища.

					<i>ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ</i>	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. О. Грабовенко, С. Доценко, В. Нестеренко, І. Швець «Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні». Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С.79–86.

2. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

3. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

4. І.О. Григурко, М.Ф. Брендюля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

5. Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Хурсенко С.О., Нестеренко В.В. Напружений стан дротинки канату в процесі згинання на блоці.: - Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Вип. 92, т.1, 2021, - с.184-187

6. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

7. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

8. Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з

					ПІННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння». Первомайськ ПФ НУК, 2021.- 50с.

9. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

10.. С. Доценко, О. Грабовенко. Перспективи та проблеми використання біопалива в дизельних двигунах. «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв. 27-28 жовтня 2022р. – 175-177с.

11. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих [Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії](#). Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

12. Нестеренко В.В., Лисих А.Ю. Теоретичні передумови застосування альтернативних палив як екологічно безпечних енергоресурсів. //Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща. 19-20 вересня 2023р. – С. 214-216.

13. Нестеренко В.В. Фідровська Н.М., Писарцов О.С. Визначення впливу геометричних параметрів канатних блоків на довговічність канату.: - Підйомно-транспортна техніка, Вип. 1(62), 2020, - с. 19-28

					ПННІ НУК 142.44.25.10 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		