

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Будівництво імені адмірал

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« » 2025 p.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка конструкції розподільчого валу 4-тактного двигуна з наддувом потужністю 500 кВт при зміні виду палива.
Прототип 6ЧН25/34

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-23

студент групи 44 БМ — Панченко В.В.
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

В.В. **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 Панченку Владиславу Вадимовичу

1. Тема роботи: «Розробка конструкції розподільчого валу 4-тактного двигуна з наддувом потужністю 500 кВт при зміні виду палива. Прототип 6ЧН25/34».

Керівник роботи Нестеренко В.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за № 23.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН25/34 потужністю 445 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-450 (СК). 2. Двигун 6ГЖЧН 25/34 - поперечний переріз (СК). 3. Розподільчий вал (СК) 4. Зубчасте колесо (РК).

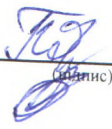
6. Консультанти роботи

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

Студент  Панченко В.В.

Керівник роботи  Нестеренко В.В.

Анотація

Проектований двигун планується встановити на автомобілі. В першому розділі пояснювальної записки було виконано детальний опис двигуна-прототипу.

В другому розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі отриманих результатів якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини складових зовнішнього теплового балансу двигуна, а також сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна.

Проаналізовано існуючі схеми конструкцій поршнів ДВЗ. Для забезпечення високих ресурсних показників запроєктованого двигуна та надійності його роботи змінено тип палива. Виконано розрахунок основних параметрів складових поршневої групи газодизеля з метою забезпечення оптимальних умов протікання робочого процесу в циліндрах двигуна.

В проєкті розглянуто основні проблеми щодо захисту навколишнього середовища та охорони праці під час експлуатації двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки при експлуатації та під час обслуговування газового двигуна, проведені розробки заходів з охорони праці та навколишнього середовища. Визначено рівні шуму та вібрації проєктованого двигуна.

В графічній частині виконано креслення: поперечний переріз двигуна, складальне креслення поршневої групи та робоче креслення поршня; схема системи живлення; індикаторна діаграма та діаграма сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: поршень, шатунно-поршнева група, газовий двигун, індикаторна діаграма.

Summary.

The designed engine is planned to be installed on the truck. In the first section of the explanatory note, a detailed description of the prototype engine was made.

In the second section, the engine operating cycle parameters were calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams were constructed. The values of the components of the external heat balance of the engine, as well as the forces and moments acting in the crank mechanism of the engine, are determined.

Existing schemes of internal combustion engine piston designs are analyzed. To ensure high resource performance of the designed engine and reliability of its operation, the type of fuel was changed. The main parameters of the components of the gas-diesel piston group were calculated in order to ensure optimal conditions for the working process in the engine cylinders.

The project considers the main problems of environmental protection and labor protection during engine operation. Possible hazards during operation and maintenance of the gas engine were analyzed, and labor and environmental protection measures were developed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

In the graphic part, the following drawings were made: cross section of the engine, assembly drawing of the piston group and working drawing of the piston; power supply system diagram; indicator diagram and diagram of forces acting in the CMM.

Keywords: piston, connecting rod-piston group, gas engine, indicator diagram

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2 Опис конструкції базового двигуна	8
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Визначення основних параметрів та вимог до проєктованого двигуна	23
2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу газодизельного двигуна з наддувом	25
2.3 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна з наддувом	38
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	44
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	50
2.6 Аналіз ефективних показників проєктованого двигуна та двигуна-прототипу	58
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів	60
3.2 Розробка конструкції приводу розподільчого валу	63
3.3 Висновок	70
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном. Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації	71
4.2 Охорона навколишнього середовища	78

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ</i>			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив		Панченко В.В.			<i>Пояснювальна записка</i>	Літера	Лист	Листів
Перевірив		Нестеренко В.В.				н	3	83
						44-ЕМ-23		
Н. контр		Нестеренко В.В.						
Затвердив		Нестеренко В.В.						

4.3 Висновок	80
ВИСНОВКИ	81
ЛІТЕРАТУРА	88

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Специфікації складальних креслень

Додаток 2 Двигун 8ГЧН25/34 – поперечний переріз

Додаток 3 Складальне креслення шатунно-поршневої групи

Додаток 4 Робоче креслення поршня

Додаток 5 Робоче креслення стрижня шатуна

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Після початку повномасштабної російської агресії в лютому 2022 року Україна зіткнулася з безпрецедентними викликами у сфері енергетики. Масові руйнування електростанцій, підстанцій та газотранспортної інфраструктури, систематичні обстріли енергетичних об'єктів призвели до дефіциту електроенергії та тепла, особливо в зимовий період. У цих умовах стаціонарні газові двигуни набувають стратегічного значення. Вони можуть стати основою для децентралізованих енергетичних систем, які забезпечують електропостачання лікарень, шкіл, підприємств та домогосподарств навіть у умовах відсутності централізованих мереж. Тому незмінно важливими є завдання підвищення їх потужностних, економічних, екологічних показників і довговічності. Вирішення цих завдань пов'язане з вдосконаленням механізму газорозподілу, одного з найбільш навантажених в ДВЗ, на частку якого 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 даної кваліфікаційної роботи планується спроектувати чотиритактний поршневий двигун потужністю 500 кВт, на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34. В ході роботи над спеціальною частиною проекту планується розробити конструкцію приводу розподільчого валу.

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ</i>	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

При розробці стаціонарної електростанції на базі газового двигуна внутрішнього згоряння, що повинен забезпечити електроенергією та теплом користувача, в якості базового двигуна був обраний дизель 6ЧН 25/34.

Стаціонарна автоматизована дизель-електрична станція потужністю 450 кВт на базі двигуна-генератора ДвГА-450, 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 може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Двигун-генератор ДвГА-450 складається з газодизеля 6ГЖЧН25/34 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 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 припливною вентиляцією.

Електростанція має звукоізолюваний пост керування, що має гарний огляд машинного приміщення. Він обладнаний пультом керування та панелями приладів, на яких імітовані схеми систем, що обслуговують установку, з точками, від яких

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

потрапляє інформація про стан установки (температура та тиск робочих рідин, газу, повітря, також контролюється частота обертання колінчастого 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.

1.2 Опис конструкції базового двигуна

Дизельний двигун 6ЧН25/34 – чотиритактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний і відноситься до складу середньо-обертових двигунів.

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна або зварено-складова, ночноподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору мастила, яке стікає з деталей двигуна, що підлягають тертю, і мастила після охолодження поршня. В постілях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу.

З обох боків по всій довжині, фундаментна рама має припливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами. З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних і один масляний насоси, а з боку маховика – кожух фланця колінчастого валу з масло відбивним кільцем і

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

сальниковим ущільненням.

У днищі фундаментної рами дизеля 6ЧН25/34 з цільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку укладається гумовий шнур ущільнювача.

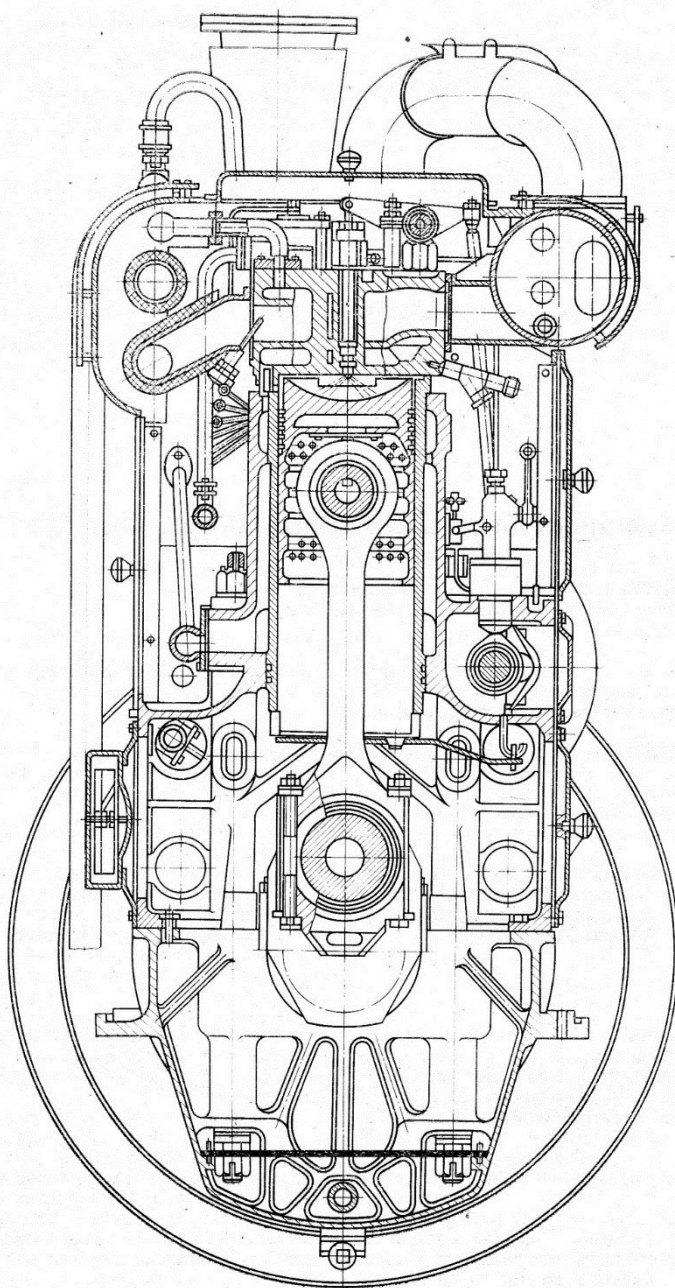


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна 6ЧН25/34

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

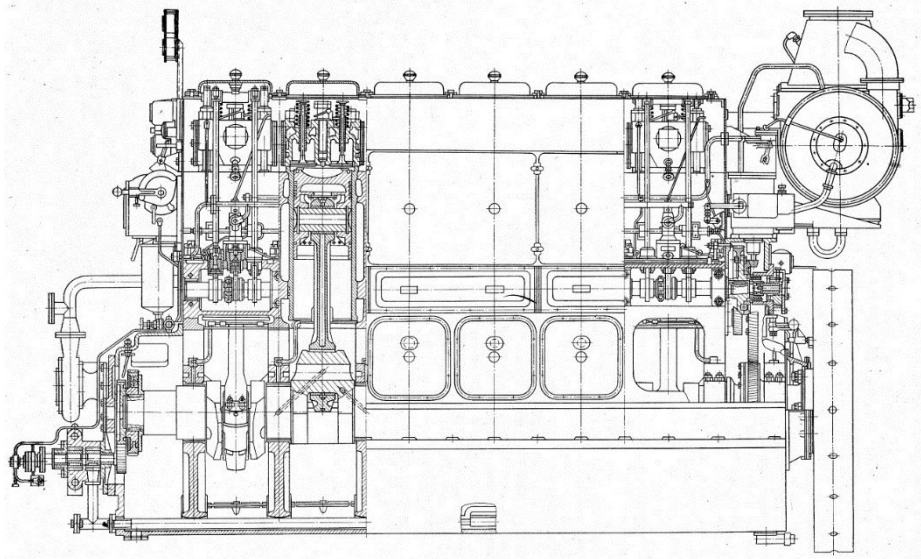


Рисунок 1.2 – Поздовжній розріз двигуна 6CH25/34.

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

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

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільчого валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами. Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін є люки, що зачинені кришками, на яких встановлені запобіжні клапани.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна. У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки для ущільнення камери згоряння. Під час роботи двигуна, втулки змащуються мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу клапанів. Змащення їх підшипників відбувається маслом з системи мащення двигуна.

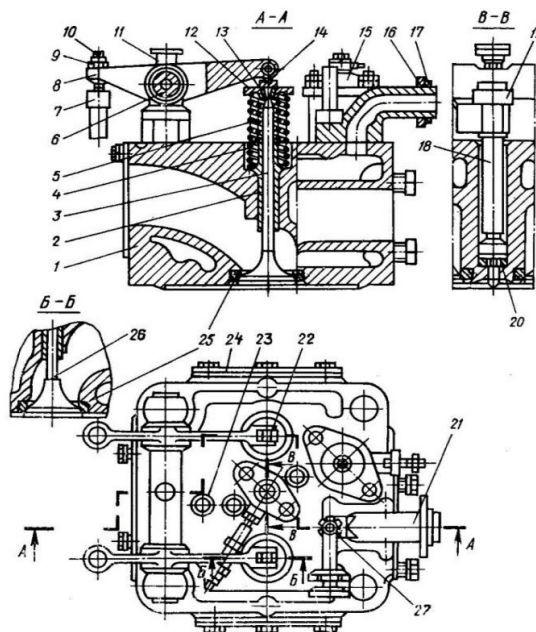


Рисунок 1.4 - Кришка робочого циліндра.

1-кришка; 2-направляюча втулка; 3-впускний клапан; 4-пружина натискна; 5-пружина внутрішня; 6-вісь; 7-штанга; 8-коромисло; 9-контргайка; 10-гвинт натискний; 11-масльонка ковпачкова; 12-тарілка пружини; 13-замок конічний розрізний; 14-сухар; 15-пусковий клапан; 16,19-фланець; 17-гумове кільце; 18-форсунка; 20-прокладка; 21-переливна раковина; 22-ролик; 23-клапан запобіжний; 24-кришка люка; 25-сідло клапана; 26-випускний клапан; 27-клапан декомпресійний.

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача. Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються на пресовій посадці сідла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом. Організоване охолодження забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених в тепловому відношенні елементів днища кришки.

Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою. Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж. Паливопроводи тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття і легко знімної кришки. На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці.

Колінчастий вал сталевий, суцільно кований, має сім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується. Кривошипи дизеля 6ЧН25/34 розташовані по відношенню один до одного під кутом 90°. Мاستило з канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, минаючи внутрішні порожнини шийок.

На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів. Шестерня приводу масляного насоса болтами і штифтами жорстко сполучена з маточиною демпфіруючої шестерні. Демпфіруюча шестерня насаджена на маточину, яка шпонкою жорстко сполучена з колінчастим валом. Це забезпечує надійну роботу зубчатих зачеплень приводу водяних насосів. Від осевого зміщення шестерня утримується упорним кільцем з одного боку і кільцем опорним та чотирма болтами з другого боку.

Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осевого зміщення упорним кільцем з одного боку і буртом колінчастого валу з іншого. На задньому кінці валу є опорна кільцева

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого валу, яка призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Від осьового переміщення утримується шістьма притисками, які кріпляться болтами.

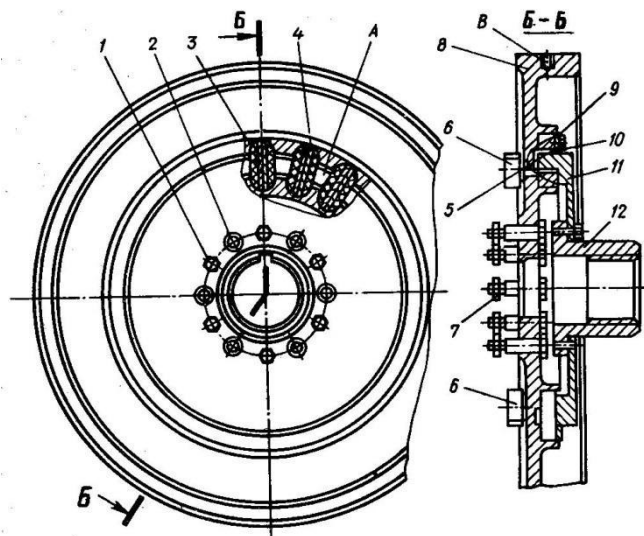


Рисунок 1.5 – Маховик з напівмуфтою.

1,5-гвинт; 2-штифт; 3-колодка гумова; 4-пластина; 6-ударник; 7-гвинт прізойний; 8-маточина; 9-кільце; 10-проволока; 11-напівмуфта; 12-ступеця.

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

У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка і вісім отворів. Мастило з каналу поступає в кільцеву канавку у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач на охолодження поршня і одночасно через отвори втулки – в кільцеву канавку на змащування поршневого пальця.

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						13
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування.

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслорозподільні кільця.

У днищі поршня виконана камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном. Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осевого переміщення палець утримується стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслорозподільних кілець. Компресійні і маслорозподільні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок. Верхнє і середнє кільце з зносостійким покриттям (хромоване), нижнє – без напилення, але кільця фосфатовані. Маслорозподільні кільця мають гострі кромки, які при установці в канавки повинні бути направлені донизу.

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску уприскування. Уприскування палива відбувається через форсунку в камеру згорання циліндра дизеля. Кожен паливний насос високого тиску золотникового типу. У корпус насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка і плунжер є прецизійною парою.

Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камеру згорання газодизеля. Форсунка закритого типу, двох пружинна з гідравлічним управлінням підйому голки і охолодженням розпилювача. Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілистий фільтр і по каналу в корпусі форсунки поступає до розпилювача. Поверхні корпусу форсунки і корпусу розпилювача фіксуються штифтом і стягуються наживним ковпаком. Витоки палива через зазор між голкою і корпусом розпилювача відводяться по каналу регулювального гвинта у відведення витоків. Підведення і відведення рідини охолодження розпилювача здійснюється через штуцери.

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						14
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливна система дизеля виконана таким чином, що дозволяє працювати на легкому дизельному паливі із змістом сірки не більш 0,5%. Для ліквідації застійних зон система підведення палива до паливних насосів високого тиску виконана проточною.

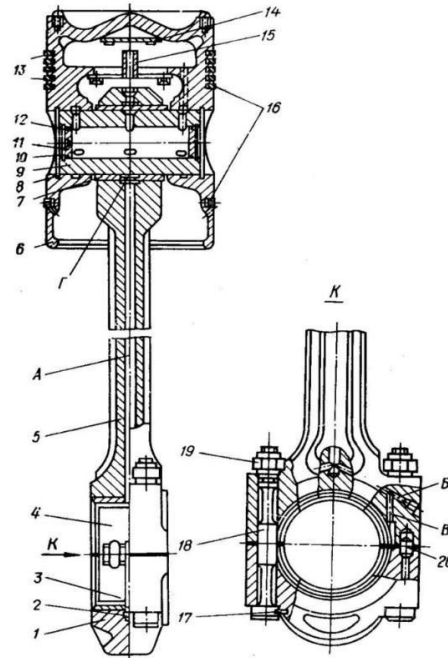


Рисунок 1.3 – Поршень з шатуном.

1-кришка шатунного підшипника; 2,17,20-штіфт; 3-вкладиш нижній; 4-вкладиш верхній; 5-стержень шатуна; 6-поршень; 7-втулка; 8,10-стопорне кільце; 9-поршневий палець; 11-заглушка; 12-ущільнююче кільце; 13-компресійне кільце; 14-кришка; 15-трубка; 16- кільце масло з'ємне; 18-шатунний болт; 19-гайка шатунного болта.

Дизельне паливо з витратного бака паливопідкачним насосом через паливний фільтр тонкого очищення подається в систему дизеля до насосів високого тиску. Паливні насоси високого тиску, відповідно до порядку роботи циліндрів, по трубках високого тиску подають дозовану кількість палива у форсунки. Форсунки, досягши тиску палива в підгольчатому просторі розпилювача $270+11 \text{ кгс/см}^2$ уприскують паливо в циліндри дизеля. Форсунки – охолоджувані.

Надлишки палива після кожного насоса ВТ збираються в колектор відведення палива і по трубопроводу поступають на охолодження форсунок.

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Нагріте паливо після форсунок по колектору через редукційний клапан зливається у витратний бак, де відбувається його охолодження.

Трубопроводи високого тиску сполучені між собою колектором, через який відбувається скидання палива, що поступає в нього при розриві будь-якого з трубопроводів високого тиску, у витратний бак через клапан.

Витоки палива з форсунок по трубках поступають в колектор відвідний і по трубопроводу зливаються в бак палива.

Для підтримки в паливній системі надмірного тиску в колекторі відведення палива після охолодження форсунок у витратний паливний бак встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск $1,0 \pm 0,4$ кГс/см² по манометру на щиті приладів.

Для оберігання трубопроводів від руйнування на паливопідкачному насосі встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск $3,0 \pm 0,2$ кГс/см² по манометру на щиті приладів.

При заповненні системи паливом повітря, що є в трубопроводах, відводяться через пробки, які розташовані на корпусі фільтру тонкого очищення палива і корпусах паливних насосів.

Система дозволяє запускати двигун стислим повітрям, яке подається в циліндри, при будь-якому положенні колінчастого валу. Процес пуску виконується місцевим (на двигуні) або дистанційним відкриттям (натисненням кнопки) головного пускового клапана. При цьому стисле повітря подається до розташованих в циліндрах пускових клапанів (спочатку ці клапани закриті) і одночасно до розподільника повітря.

Розподільник повітря відкриває доступ управляючого повітря до пускового клапана, коли поршень відповідного циліндра знаходиться у В.М.Т., перед тактом робочого ходу.

Тиск управляючого повітря відкриває пусковий клапан в циліндрі і дозволяє повітрю з головної магістралі заповнити циліндр. Тиск стислого повітря на поршні приводить в обертання кривошипно-шатунний механізм двигуна. Коли досягається

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

частота обертання, при якій запалає газоповітряна суміш від свічок запалення, двигун запускається. Після пуску, відпуском кнопки головно-пусковий клапан закривається. На головній магістралі встановлено запобіжний пристрій, який оберігає вузли системи від руйнування при прориві вихлопних газів, у разі зависання пускових клапанів.

Система змащення двигунів комбінована, під тиском і розбризкуванням. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження мастила до всіх деталей, що труться, і вузлів. Мастило з фундаментної рами через приймальний фільтр засмоктується секцією насоса, і поступає по трубі до центрифуг і потім в бак. При підвищенні рівня в баку мастило по переливній трубі зливається у фундаментну раму двигуна. З бака очищене мастило забирається нагнітальною секцією насоса і подається в головну масляну магістраль, пройшовши заздалегідь охолоджувач мастила, регулятор температури масла і фільтр масла. Залежно від температури масла чутливий елемент регулятора регулює потік масла, направляючи його або через охолоджувач масла, або мимо нього. З головної магістралі по трубах масло поступає до рамових підшипників, звідти по каналах в шийках і щоках колінчастого валу до шатунних підшипників і по каналах в шатунах до головних підшипників і на охолодження поршнів. З підшипників і поршнів масло стікає в картер двигуна розбризкуючись частинами шатунно-поршневої групи, що обертаються, і, потрапляючи на втулки циліндра, змащує їх.

Електронасосний агрегат передпускового прокачування масла забирає масло з рами двигуна і направляє його до всіх точок мащення перед пуском двигуна або для періодичного прокачування двигун-генераторів гарячого резерву.

Зворотний клапан служить для перекриття доступу масла від електронасосного агрегату і далі в бак масла при прокачуванні двигуна перед пуском, а клапан ба для перекриття надходження масла в бак масла через електронасосний агрегат при роботі двигуна. Тиск мастила в системі мастила регулюється і підтримується редукційним клапаном, вмонтованим в нагнітальну секцію насоса.

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Система охолодження двигуна 2-х контурна, що складається із зовнішнього і внутрішнього контуру. Двигун охолоджується прісною водою, яка циркулює усередині двигуна. У свою чергу вода внутрішнього контуру охолоджується проточною водою зовнішнього контуру в охолоджувачі води. Система забезпечує стабільний температурний режим у всьому діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, регулятор температури води (РТП), охолоджувач води, бачок води (розширювальний), трубопроводи системи.

Вода внутрішнього контуру насосом по трубі розподіляється уздовж блоку циліндрів, по трубках підводиться до верхньої частини блоку, обтікає верхню частину втулок і по переливних патрубках перетікає в кришку циліндра.

Нижня частина втулки циліндра також омивається водою, підведеною в цю зону через фланці, але швидкість її дуже незначна. Далі вода поступає в нижні порожнини кришок робочих циліндрів і, охолодивши вогняне днище кришки, проходить через отвори в перегородці у свічки і прямує у верхні порожнини кришок, а звідти по переливних раковинах – в магістраль зливу, куди також поступає вода після охолодження турбокомпресора. Потім вода поступає в регулятор температури води і охолоджувач води і далі на всмоктування в насос води. Залежно від температури води, чутливий елемент регулятора температури регулює потік води, направляючи його в охолоджувач або повз нього.

З метою форсування на дизелі застосовано турбонаддув з проміжним охолодженням наддувочного повітря. Охолодження повітря збільшує щільність заряду на впуску, повноту згоряння палива і в той же час обмежує зростання температури в кінці такту стиснення, незважаючи на більш високі тиску. У результаті досягаються такі ж концентрації NO_x , як і в дизелях без наддуву.

Для зниження температури повітря, що подається турбокомпресором в циліндри двигуна, застосовують охолоджувачі наддувочного повітря, які охолоджують повітря перед надходженням його в циліндри. Виробляється так зване проміжне охолодження повітря. Охолоджувачі наддувочного повітря

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

бувають двох типів водоповітряні і повітро-повітряні.

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 кабіни в положення «газ». Система керування двигуном електрична. Для цього на автомобілі 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 у кабіні водія. Тиск після першого ступеня редуктора низького тиску повинне бути 0,20...0,22МПа. Тиск у балонах 12 контролюють за

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

допомогою манометра 13, розрахованого на тиск 25МПа й встановленого на першому балоні газобалонної установки. Про зниження тиску в газових балонах менш 1МПа водія 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 перекривається подача газу.

Додаткове електроустаткування газодизелів

Газодизельні двигуни мають додаткове електроустаткування (рис. 1.4), 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.

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.

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ</i>	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

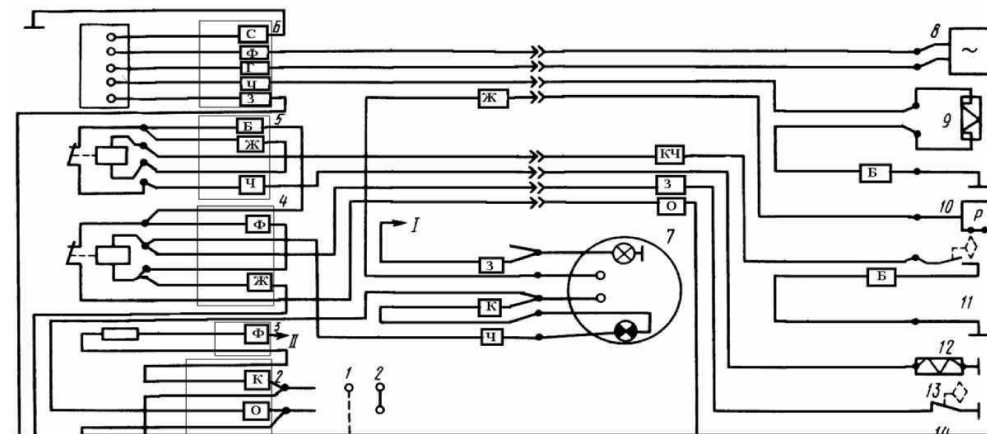


Рисунок 1.4 Схема додаткового електроустаткування газодизелів:

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

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 дифузорею 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 дифузорею змішувача газу з вакуумним обмежником дозатора, який під дією

										Лист
										21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ

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.).

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ</i>	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Визначення основних параметрів та вимог до проектованого двигуна.

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні параметри двигуна прототипу.

Двигун проектується на базі дизеля 6ЧН25/34, його основні параметри (по технічному опису та інструкції по експлуатації) наведені в таблиці 2.1.

Технічна характеристика двигуна 6ЧН25/34 Таблиця 2.1

Параметр	Головний дизель
Номінальна потужність на валу дизеля, кВт	445
Максимальна потужність дизеля на протязі не більше одного часу роботи, кВт	480
Частота обертання, об/хв, номінальна	750
при максимальній потужності	772
на холостому ходу	300
Число циліндрів	6
Діаметр циліндра, мм	250
Хід поршня, мм	340
Ступінь стиску	12,5±0,5
Питома витрата палива при номінальній потужності, г/л.с. г.(г/кВт·год)	155+8 (211+11)
Максимальний тиск згоряння при номінальній потужності, кгс/см ² , не більше	70
Середній ефективний тиск при номінальній потужності, кгс/см ²	8,47
Максимальний тиск згоряння, кгс/см ²	70
Маса, кг: дизеля сухого води в дизелі масла в дизелі	10350 260 340
Температура випускних газів при номінальній потужності, °С, не більше на виході з циліндрів перед турбокомпресором за турбокомпресором	460 620 470
Тиск наддува при номінальній потужності (надлишковий), кгс/см ² , не менше	0,4
Тиск мастила в головній магістралі (на вході в двигун), кгс/см ²	2,5-4,0

* При температурі усмоктувального повітря 20°C, відносної вологості 70%, барометричному тиску 760 мм рт. ст., опорі в газовихлопному трубопроводі не більше 350 мм вод. ст., розрідженні на усмоктуванні не більше 200 мм вод. ст. і температурі забортної води на вході в дизель не більше 32°C

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

2.2 Розрахунок параметрів робочого циклу газодизельного двигуна з наддувом.

В даному курсовій роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення параметрів робочого циклу газодизельного двигуна.
Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 500$	
Ступінь стиску	$\varepsilon_w = 13.5$	[1, ст 8]
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	$n = 750$	
Число циліндрів	$i = 6$	
Тиск наддуву, в кПа	$p_B = 140$	
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$	

2.2.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.61$	[1, ст 8]
Тиск навколишнього середовища, в кПа	$p_a = 101.3$	[1, ст 9]
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$	[1, ст 9]
Підігрів свіжого заряду, в К	$\Delta T = 10$	[1, ст 9]
Температура відпрацьованих газів, в К	$T_r = 820$	[1, ст 9]
Максимальний тиск згоряння, кПа	$p_{max} = 11200$	[1, ст 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.75$	[1, ст 10]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.96$	[1, ст 10]

Паливо рідке: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Нижча теплота згоряння рідкого палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$$Q_{н.р} = [33.91 \cdot C + 105.6 \cdot H - 10.88 \cdot (O - S) - 2.514 \cdot W]$$

де $C_w = 0.87$ - вміст вуглецю в паливі;

$H_w = 0.126$ - вміст водню в паливі;

$O = 0.004$ - вміст кисню в паливі;

$S_w = 0$ - вміст сірки в паливі;

$W_w = 0.1$ - вміст води в паливі;

$$Q_{н.р} = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot C \\ 105.6 \cdot H \\ -10.88 \cdot (O - S) \\ -2.514 \cdot W \end{bmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{bmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

Газове паливо: Природний газ, ГОСТ 5542-87

Склад: у % в об'ємних долях

Метан	$\text{CH}_4 = 93$	$R_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0.93$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 4$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.04$
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 1$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 0.01$
Бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0.5$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \text{C}_4\text{H}_{10} \cdot 0.01 = 0.005$
Пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0.5$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = \text{C}_5\text{H}_{12} \cdot 0.01 = 0.005$
Двоокис вуглецю	$\text{CO}_2 = 0.1$	$R_{\text{CO}_2} = \text{CO}_2 \cdot 0.01 = 0.001$
Чадний газ	$\text{CO} = 0$	$R_{\text{CO}} = \text{CO} \cdot 0.01 = 0$
Азот	$\text{N}_2 = 0.9$	$R_{\text{N}_2} = \text{N}_2 \cdot 0.01 = 0.009$
Кисень	$\text{O}_2 = 0$	$R_{\text{O}_2} = \text{O}_2 \cdot 0.01 = 0$
Водень	$\text{H}_2 = 0$	$R_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$

Перевірка суми складових компонентів газового палива, у %

$$\Sigma_{\text{к.п}} = \sum \begin{pmatrix} \text{CH}_4 \\ \text{C}_2\text{H}_6 \\ \text{C}_3\text{H}_8 \\ \text{C}_4\text{H}_{10} \\ \text{C}_5\text{H}_{12} \\ \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{N}_2 \\ \text{O}_2 \\ \text{H}_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 93 \\ 4 \\ 1 \\ 0.5 \\ 0.5 \\ 0.1 \\ 0 \\ 0.9 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

Найнижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³:

$$Q_{\text{н.г}} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot \text{H}_2 \\ 126.3 \cdot \text{CO} \\ 358.2 \cdot \text{CH}_4 \\ 637.3 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 \\ 912.3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 \\ 1186 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} \\ 1460 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 93 \\ 637.3 \cdot 4 \\ 912.3 \\ 1186 \cdot 0.5 \\ 1460 \cdot 0.5 \end{pmatrix} = 38097.1$$

2.1.3 Параметри процесу наповнення

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг рідкого палива,

в $\frac{\text{кмоль повітря}}{\text{кг палива}}$

$$L_{0p.п} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.004}{32} \right) = 0.495$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг газового палива, в

$\frac{\text{кмоль повітря}}{\text{кмоль газу}}$

$$L_{0гп} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (R_{CO} + R_{H_2}) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot R_{CH_4} \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot R_{C_2H_6} \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot R_{C_3H_8} \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot R_{C_5H_{12}} \\ -O_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (0 + 0) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot 0.93 \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot 0.04 \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot 0.01 \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot 0.005 \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot 0.005 \\ -0 \end{bmatrix} = 10.107$$

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{сж}}{V_{г}}$$

де $V_{сж} = 0.505 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ - масова витрата рідкого палива (приймаємо 3% від номінальної)

$V_{г} = 39 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ - масова витрата газу (приймаємо $0,1 \frac{\text{нм}^3}{\text{кВт}}$)

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{сж}}{V_{г}} = \frac{22.4 \cdot 0.505}{39} = 0.29$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_{0гп} = 1 + 1.61 \cdot 10.107 = 17.273$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO₂

$$M_{CO_2} = q \cdot \frac{C}{12} + \sum \begin{pmatrix} R_{CO} \\ 1 \cdot R_{CH_4} \\ 2 \cdot R_{C_2H_6} \\ 3 \cdot R_{C_3H_8} \\ 4 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ 5 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ 5 \cdot R_{CO_2} \end{pmatrix} = 0.29 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.93 \\ 2 \cdot 0.04 \\ 3 \cdot 0.01 \\ 4.5 \times 10^{-3} \\ 5.5 \times 10^{-3} \\ 5.1 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 1.111$$

Водяної пари H₂O

$$M_{H_2O} = \sum \begin{pmatrix} R_{H_2} \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot R_{CH_4} \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot R_{C_2H_6} \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot R_{C_3H_8} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ \frac{1}{2} \cdot q \cdot H \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0.93 \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0.04 \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 0.01 \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 5 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 0.29 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.093$$

Кисню O₂

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (\alpha - 1) \cdot L_{0_{гп}} \\ -q \cdot L_{0_{р.п}} \end{bmatrix} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (1.61 - 1) \cdot 10.107 \\ -0.29 \cdot 0.495 \end{bmatrix} = 1.265$$

Азоту N₂

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0_{гп}} + R_{N_2} = 0.79 \cdot 1.61 \cdot 10.107 + 9 \times 10^{-3} = 12.864$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.111 \\ 2.093 \\ 1.265 \\ 12.864 \end{pmatrix} = 17.333$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 17.333 - 17.273 = 0.061$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{17.333}{17.273} = 1.004$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_{\text{в}} = T_{\text{а}} \cdot \left(\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{а}}} \right)^{\frac{n_{\text{к}} - 1}{n_{\text{к}}}}$$

де $n_{\text{к}} = 1.6$ - показник політропи в компресорі;

$$T_{\text{в}} = T_{\text{а}} \cdot \left(\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{а}}} \right)^{\frac{n_{\text{к}} - 1}{n_{\text{к}}}} = 293 \cdot \left(\frac{140}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 330.797$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$\Delta T_{\text{int}} = 40$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{\text{int}} = 10 - 70$ К)

$$T_{\text{int}} = T_{\text{в}} - \Delta T_{\text{int}} = 330.797 - 40 = 290.797$$

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{int}} + \alpha \cdot L_{0_Г.П} \cdot T_{\text{Г}}}{1 + \alpha \cdot L_{0_Г.П}}$$

де $T_{\text{Г}} = 310$ К - температура газу.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0гп} \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_{0гп}} = \frac{290.797 + 1.61 \cdot 10.107 \cdot 310}{1 + 1.61 \cdot 10.107} = 308.888$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 140 - 3 = 137$$

Тиск газоповітряної суміші при зовнішньому сумішоутворенні дорівнює тиску наддуву, в кПа

$$p_{cm} = p_{int} = 137$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 140 = 133$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = 1.07 \cdot p_{int} = 1.07 \cdot 137 = 146.59$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{308.89 + 10}{820} \cdot \frac{146.59}{13.5 \cdot 133 - 146.59} = 0.03$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт залишкових газів знаходиться в діапазоні, $\gamma_r = (0,03...0,06)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_{cm} \cdot (\epsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \cdot (\epsilon - 1) \cdot p_{cm}} = \frac{308.888 \cdot (13.5 \cdot 133 - 146.59)}{(308.888 + 10) \cdot (13.5 - 1) \cdot 137} = 0.933$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт наповнення циліндру, знаходиться в діапазоні $\Phi_c = (0,85...0,95)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{308.888 + 10 + 0.035 \cdot 820}{1 + 0.035} = 335.634$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця впуску знаходиться в діапазоні $T_d = (310...350)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску обираємо згідно номограми, з [1, ст 15]

$$n_1 = 1.372$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 133 \cdot 13.5^{1.372} = 4727.914$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця стиснення знаходиться в діапазоні $p_c = (2900...7000)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 335.634 \cdot 13.5^{1.372 - 1} = 883.792$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця стиснення знаходиться в діапазоні $T_c = (700...1000)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.004 + 0.035}{1 + 0.035} = 1.003$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,001...1,010)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{11200}{4727.914} = 2.369$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, ступінь тиску при згоряння знаходиться в діапазоні $\lambda = (1,8...2,5)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_p = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p.p}}{L_{0гп}}} = \frac{1.61}{1 + 0.29 \cdot \frac{0.495}{10.107}} = 1.587$$

Середня питома теплоємність свіжого заряду при $V=\text{const}$, в проміжку температур $0...t^{\circ}\text{C}$

$$C'_V = \left(\begin{array}{l} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \dots \\ + R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} + R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} + R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \dots \\ + R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} + R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} + R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \dots \\ + R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} + \text{C} \cdot C_{V1} + \text{H} \cdot C_{V1} + \text{O} \cdot C_{V1} \end{array} \right) \cdot 4.18$$

де C_{VK} - питома середня мольна теплоємність компонента свіжого заряду та продуктів згоряння при даній температурі.

$C_{V3} = 29.31$ - для 3-х і багатоатомних компонентів;

$C_{V2} = 20.93$ - для 2-х атомних компонентів;

$C_{V1} = 12.56$ - для одноатомних компонентів.

$$C'_V = \sum \left(\begin{array}{l} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} \\ \text{C} \cdot C_{V1} \\ \text{H} \cdot C_{V1} \\ \text{O} \cdot C_{V1} \end{array} \right) \cdot 4.18 = \sum \left(\begin{array}{l} 0.93 \cdot 29.31 \\ 0.04 \cdot 29.31 \\ 0.01 \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 1 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 0.20.93 \\ 9 \times 10^{-3} \cdot 20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 4 \times 10^{-3} \cdot 12.56 \end{array} \right) \cdot 4.18 = 174.701$$

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:
двоокису вуглецю:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = \frac{1.111}{17.333} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 6.4$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.093}{17.333} = 0.121 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 12.077$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.265}{17.333} = 0.073 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 7.296$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{12.864}{17.333} = 0.742 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 74.2$$

Середня питома теплоємність продуктів згоряння при $V=\text{const}$, в проміжку температур $0 \dots t^\circ\text{C}$

$$C''_V = (R_{CO_2} \cdot C_{V3} + R_{N_2} \cdot C_{V2} + R_{O_2} \cdot C_{V2} + R_{H_2O} \cdot C_{V3}) \cdot 4.18 = 93.963$$

Максимальна температура циклу, в К

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z \cdot (22.4 \cdot Q_{H.G} + q \cdot Q_{H.p})}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi})} + \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} \right]}{C''_V}$$

$$\text{де } A = \xi_z \cdot (22.4 \cdot Q_{H.G} + q \cdot Q_{H.p}) = 0.75 \cdot (22.4 \cdot 38097.1 + 0.29 \cdot 42512.38) = 649279.358$$

$$B = [\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi})] = 1.003 \cdot (1 + 0.035) \cdot (1 + 1.61 \cdot 10.107) = 17.93$$

$$C = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.701 \cdot 883.792}{1.003} = 153877.229$$

$$T_z = \frac{\left(\frac{A}{B} + C \right)}{C''_V} = \frac{\frac{649279.358}{17.930} + 153877.229}{93.963} = 2023.015$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця згоряння знаходиться в діапазоні $T_z = (2000 \dots 2300)\text{K}$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.003 \cdot 2023.015}{2.369 \cdot 883.792} = 0.97$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta_{\omega} = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{13.5}{0.97} = 13.924$$

Середній показник політропи розширення, обираємо згідно номограми з джерела [1, ст. 20]

$$n_2 = 1.226$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11200}{13.924^{1.226}} = 443.575$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (200 \dots 600)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2023.015}{13.924^{1.226-1}} = 1115.602$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (900 \dots 1300)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1115.602}{\sqrt[3]{\frac{443.575}{146.59}}} = 771.297$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|820 - 771.297|}{820} \cdot 100 = 5.939$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D)$$

$$\text{де } A_{\omega} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{4727.914}{13.5 - 1} = 378.233$$

$$\underline{B} = \lambda \cdot (\rho - 1) = 2.369 \cdot (0.97 - 1) = -0.072$$

$$\underline{C} = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{2.369 \cdot 0.97}{1.226 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13.924^{1.226 - 1}} \right) = 4.558$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.372 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13.5^{1.372 - 1}} \right) = 1.667$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 378.233 \cdot (-0.072 + 4.558 - 1.667) = 1066.258$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 1066.258 = 1023.608$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній теоретичний індикаторний тиск знаходиться в діапазоні $p_{mi} = (950 \dots 1800)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1.985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi}) \cdot T_{cm} \cdot p_{mi}}{p_{cm} \cdot \Phi_c \cdot (22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} \cdot 4.186$$

$$\text{де } \underline{A} = \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi})}{(22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} = \frac{1 + 1.61 \cdot 10.11}{22.4 \cdot 3.81 \times 10^4 + 0.29 \cdot 4.25 \times 10^4} = 2 \times 10^{-5}$$

$$\underline{B} = \frac{T_{cm} \cdot p_{mi}}{(p_{cm} \cdot \Phi_c)} = \frac{308.888 \cdot 1.024 \times 10^3}{137 \cdot 0.933} = 2.474 \times 10^3$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot A \cdot B \cdot 4.186 = 1.985 \cdot 1.995 \times 10^{-5} \cdot 2.474 \times 10^3 \cdot 4.186 = 0.41$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0.40 \dots 0.50)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Доля теплоти уведеної рідким паливом

$$\underline{q}_w = \frac{V_{сж} \cdot Q_{H,p}}{(V_{\Gamma} \cdot Q_{H,\Gamma} + V_{сж} \cdot Q_{H,p})} = \frac{0.505 \cdot 42512.38}{39 \cdot 38097.1 + 0.505 \cdot 42512.38} = 0.014$$

Питома індикаторна витрата палива, в $\text{м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$V_i = \frac{632 \cdot (1 - q)}{\eta_i \cdot Q_{H,\Gamma}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot (1 - 0.014)}{0.41 \cdot 38097.1} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.226$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\text{кг} / (\text{кВт год})$

$$b_i = \frac{632 \cdot q}{\eta_i \cdot Q_{н.р}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot 0.014}{0.41 \cdot 42512.38} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.003$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $\text{м} / \text{с}$

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30}$$

де $S_{пр} = 0.340$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{S_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 750}{30} = 8.5$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср})$$

де $a_m = 0.088$ - емпіричні коефіцієнти в формулі механічних втрат, що залежать від конструктивних особливостей двигунів;
 $b_m = 0.0118$

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 8.5) \cdot 10^3 = 188.3$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1.024 \times 10^3 - 188.3 = 835.308$$

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{835.308}{1023.608} = 0.816$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.41 \cdot 0.816 = 0.335$$

Питома ефективна витрата газового палива, в $\text{м}^3 / (\text{кВт год})$

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_M} = \frac{0.226}{0.816} = 0.277$$

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг} / (\text{кВт год})$

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.003}{0.816} = 0.004$$

Годинна витрата газу, в $\text{м}^3 / \text{год}$

$$B_{\Gamma} = V_e \cdot P_e = 0.277 \cdot 500 = 138.714$$

Годинна витрата рідкого палива, в $\text{кг} / \text{год}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 3.592 \times 10^{-3} \cdot 500 = 1.796$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{500 \cdot 10^3}{835.308 \cdot 750} = 95.773$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{95.773}{6} = 15.962$$

Діаметр циліндру, в мм

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}}$$

де $d_{пр} = 0.25$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 15.962 \cdot 0.25}{\pi \cdot 0.34}} = 246.313 \quad \text{в м} \quad d \cdot 10^{-3} = 0.246$$

Хід поршня

$$S_{\text{пр}} = \frac{S_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}} \cdot d = \frac{0.34}{0.25} \cdot 246.313 = 334.986 \quad \text{або в м} \quad S \cdot 10^{-3} = 0.335$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра

Діаметр циліндру, в мм $d_{\text{пр}} = 250$

Хід поршня, в мм $S_{\text{пр}} = 340$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 100.138$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = \frac{835.308 \cdot 100.138 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 1 \times 10^3} = 522.789$$

Отримана величина відрізняється від заданої на, у %

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |522.789 - 500|}{522.789 + 500} \cdot 100 = 4.456$$

2.3 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна

2.3.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

2.3.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_{\Gamma} \cdot Q_{H.\Gamma} + B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{138.714 \cdot 38097.1 + 1.796 \cdot 42512.38}{3.6} = 1489156.588$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.3.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 500 = 500000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{500000}{1489156.588} \cdot 100 = 33.576$$

перевірка:

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1489156.588 \cdot 0.335 = 498520.531$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{500000 - 498520.531}{500000} \cdot 100 = 0.296$$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

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

$Q_{B.H}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

$W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.06$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.03$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$Q_w = \sum \begin{pmatrix} -W_{\text{нап}} \\ W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} \\ W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \cdot Q_{\Pi} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.06 \\ 0.03 \end{pmatrix} \cdot 1489156.588 = 134024.093$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

де P_{Π} - потужність тертя поршня; кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z}$$

$p_{\text{ср.т}}$ - середній тиск тертя поршня; кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 188.3 = 112.98$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{\text{св}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 250.000^2 \cdot 0.000}{4.000 \cdot 10.000^9 \cdot 0.000} \cdot 340.000 = 0.017$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = \frac{112.98 \cdot 0.017 \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 70.71$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 70.71 = 70710.133$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 134024.093 + 70710.133 = 204734.226$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_{\text{зв}} = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня густина води

$C_{\text{мв}} = 4.19 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{204734.226 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.006$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи;

$\eta_{\text{в.н}} = 0.95$ - ККД водяного насосу;

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{5.864 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.95} = 0.605$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 1000 \cdot 0.605 = 604.867$$

Відповідно, теплота яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж/с

$$Q_B = \sum \begin{pmatrix} Q_w \\ Q_{\text{т.п}} \\ Q_{\text{в.н}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 134024.093 \\ 70710.133 \\ 604.867 \end{pmatrix} = 205339.093$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{205339.093}{1489156.588} \cdot 100 = 13.789$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 820 - 273 = 547$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 335.634 - 273 = 62.634$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання, в кДж/(кг К)

$$mC_{p''} = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 547 = 33.683$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/(кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 62.634 = 29.124$$

2.2.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

Теплота відведена з газами що отримані при згорянні газу, в Дж / с

$$Q_{Г.Г} = \frac{B_{Г}}{3.6 \cdot 22.4} \cdot [M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot (1 - q) - M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q)]$$

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot (1 - q) = 17.333 \cdot 33.683 \cdot 547 \cdot (1 - 0.014) = 3.148 \times 10^5$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q) = 17.273 \cdot 29.124 \cdot 62.634 \cdot (1 - 0.014) = 3.106 \times 10^4$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{B_{Г}}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{138.714}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (314806.414 - 31059.031) = 488092.236$$

Теплота відведена з газами отриманими при згорянні рідкого палива, в Дж / с

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot q - M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot q)$$

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot (1 - q) = 17.333 \cdot 33.683 \cdot 547 \cdot (1 - 0.014) = 3.148 \times 10^5$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q) = 17.273 \cdot 29.124 \cdot 62.634 \cdot (1 - 0.014) = 3.106 \times 10^4$$

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{1.796}{3.6} \cdot (314806.414 - 31059.031) = 141571.779$$

Тоді, теплота що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{Г} = Q_{Г.Г} + Q_{Г.р} = 488092.236 + 141571.779 = 629664.014$$

у відсотковому відношенні

$$q_{Г} = \frac{Q_{Г}}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{629664.014}{1489156.588} \cdot 100 = 42.283$$

2.2.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж / с

$$Q_{М1} = Q_{W} + Q_{Мд} - Q_{В}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{Мд} = \Delta_{Мд} \cdot Q_{П}$$

де $\Delta_{\text{мд}}$ - доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{188.3}{1023.608} \cdot 0.41 = 0.075$$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.075 \cdot 1489156.588 = 112379.444$$

Тоді, теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж/с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 134024.093 + 112379.444 - 205339.093 = 41064.443$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_{\text{зв}} = 1.8$ - коеф. запасу

$\rho_{\text{м}} = 950$ кг / м³ - густина мастила

$C_{\text{мм}} = 2.94$ Дж / кг - середня теплоємність масла;

$\Delta T_{\text{м}} = 10$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.8 \cdot 4.106 \times 10^4}{950 \cdot 2.94 \cdot 10^3 \cdot 10} = 2.646 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{\text{м.н}} = 0.85$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{2.646 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.85 \cdot 10^3} = 1.245$$

Тоді теплота, що еквівалентна роботі на привід насоса мащення, в Дж / с

$$Q_{\text{м2}} = 1000 \cdot P_{\text{м.н}} = 1000 \cdot 1.245 = 1245.399$$

Тоді загальна теплота що відводиться з маслом, в Дж / с

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}} = 41064.443 + 1245.399 = 42309.843$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{42309.843}{1489156.588} \cdot 100 = 2.841$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати, в $D_{ж} / c$

$$Q_{H.B} = Q_{II} - \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = 1489156.588 - \sum \begin{pmatrix} 500000 \\ 205339.093 \\ 629664.014 \\ 42309.843 \end{pmatrix} = 111843.638$$

у відсотковому відношенні

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{111843.638}{1489156.588} \cdot 100 = 7.511$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $D_{ж} / c$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{II} = 1489156.6$	$q_{II} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 500000.0$	$q_e = 33.576$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 629664.0$	$q_{\Gamma} = 42.283$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 205339.1$	$q_B = 13.789$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 42309.8$	$q_M = 2.841$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 111843.6$	$q_{HB} = 7.511$	до3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = \sum \begin{pmatrix} q_e \\ q_{\Gamma} \\ q_B \\ q_M \\ q_{HB} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 33.576 \\ 42.283 \\ 13.789 \\ 2.841 \\ 7.511 \end{pmatrix} = 100$$

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

$\phi = 0, \Delta\phi \dots 720$ - розрахунковий діапазон значень кута повороту;

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_{c'} = \frac{V_s}{\epsilon - 1} = \frac{0.017}{13.5 - 1} = 1.335 \times 10^{-3} \quad \text{м}^3$$

Повний об'єм циліндру

$$V_{a'} = V_s + V_{c'} = 0.017 + 1.335 \times 10^{-3} = 0.018 \quad \text{м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 1.335 \times 10^{-3} \cdot 0.97 = 1.295 \times 10^{-3} \quad \text{м}^3$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$\lambda_{кр} = 0.255$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \phi \cdot \text{deg}))$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V_{\text{нп}}(\phi) = V_{c'} + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\phi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \phi < 180 \Rightarrow p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow p(\phi) = p_d^* \left(\frac{V_{a'}}{V(\phi)} \right)^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_{c'} < V(\phi) < V_{z'} \Rightarrow p(\phi) = p_{\text{max}}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_{z'} < V(\phi) < V_a \Rightarrow p(\phi) = p_{\text{max}} / \left(\frac{V(\phi)}{V_{z'}} \right)^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \phi < 720 \Rightarrow p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми
де V - об'єм робочого тіла в м^3 ,
 p - тиск робочого тіла в кПа ,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00134$	$p(0) = 133$	$V(180) = 0.01802$	$p(180) = 133$
$V(10) = 0.00149$	$p(10) = 133$	$V(190) = 0.01793$	$p(190) = 133.965$
$V(20) = 0.00196$	$p(20) = 133$	$V(200) = 0.01765$	$p(200) = 136.933$
$V(30) = 0.00272$	$p(30) = 133$	$V(210) = 0.01717$	$p(210) = 142.136$
$V(40) = 0.00373$	$p(40) = 133$	$V(220) = 0.01651$	$p(220) = 149.997$
$V(50) = 0.00494$	$p(50) = 133$	$V(230) = 0.01567$	$p(230) = 161.189$
$V(60) = 0.00631$	$p(60) = 133$	$V(240) = 0.01465$	$p(240) = 176.751$
$V(70) = 0.00777$	$p(70) = 133$	$V(250) = 0.01347$	$p(250) = 198.269$
$V(80) = 0.00926$	$p(80) = 133$	$V(260) = 0.01216$	$p(260) = 228.208$
$V(90) = 0.01074$	$p(90) = 133$	$V(270) = 0.01074$	$p(270) = 270.489$
$V(100) = 0.01216$	$p(100) = 133$	$V(280) = 0.00926$	$p(280) = 331.539$
$V(110) = 0.01347$	$p(110) = 133$	$V(290) = 0.00777$	$p(290) = 422.281$
$V(120) = 0.01465$	$p(120) = 133$	$V(300) = 0.00631$	$p(300) = 561.935$
$V(130) = 0.01567$	$p(130) = 133$	$V(310) = 0.00494$	$p(310) = 785.352$
$V(140) = 0.01651$	$p(140) = 133$	$V(320) = 0.00373$	$p(320) = 1156.076$
$V(150) = 0.01717$	$p(150) = 133$	$V(330) = 0.00272$	$p(330) = 1781.815$
$V(160) = 0.01765$	$p(160) = 133$	$V(340) = 0.00196$	$p(340) = 2786.47$
$V(170) = 0.01793$	$p(170) = 133$	$V(350) = 0.00149$	$p(350) = 4052.147$
$V(360) = 0.00134$	$p(360) = 4727.914$	$V(540) = 0.01802$	$p(540) = 443.575$
$V(370) = 0.00149$	$p(370) = 9395.065$	$V(550) = 0.01793$	$p(550) = 146.59$
$V(380) = 0.00196$	$p(380) = 6723.186$	$V(560) = 0.01765$	$p(560) = 146.59$
$V(390) = 0.00272$	$p(390) = 4508.666$	$V(570) = 0.01717$	$p(570) = 146.59$
$V(400) = 0.00373$	$p(400) = 3063.124$	$V(580) = 0.01651$	$p(580) = 146.59$
$V(410) = 0.00494$	$p(410) = 2168.261$	$V(590) = 0.01567$	$p(590) = 146.59$
$V(420) = 0.00631$	$p(420) = 1607.695$	$V(600) = 0.01465$	$p(600) = 146.59$
$V(430) = 0.00777$	$p(430) = 1245.442$	$V(610) = 0.01347$	$p(610) = 146.59$

V(440) = 0.00926	p(440) = 1003.316	V(620) = 0.01216	p(620) = 146.59
V(450) = 0.01074	p(450) = 836.483	V(630) = 0.01074	p(630) = 146.59
V(460) = 0.01216	p(460) = 718.613	V(640) = 0.00926	p(640) = 146.59
V(470) = 0.01347	p(470) = 633.75	V(650) = 0.00777	p(650) = 146.59
V(480) = 0.01465	p(480) = 571.918	V(660) = 0.00631	p(660) = 146.59
V(490) = 0.01567	p(490) = 526.705	V(670) = 0.00494	p(670) = 146.59
V(500) = 0.01651	p(500) = 493.9	V(680) = 0.00373	p(680) = 146.59
V(510) = 0.01717	p(510) = 470.705	V(690) = 0.00272	p(690) = 146.59
V(520) = 0.01765	p(520) = 455.277	V(700) = 0.00196	p(700) = 146.59
V(530) = 0.01793	p(530) = 446.449	V(710) = 0.00149	p(710) = 146.59

Визначення параметрів циклу на основі даних з індикаторної діаграми.

Індикаторна робота робочого циклу в $\frac{Дж}{цикл}$

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 17573.859$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{17573.859}{0.017 \cdot 1000} = 1052.976$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 1052.976 \cdot 0.96 = 1010.857$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.ср} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2} = \frac{1023.608 + 1010.857}{2} = 1017.232$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.д}}{p_{mi.ср}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1023.608 - 1010.857}{1017.232} \right| \cdot 100 = 1.254$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.4.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 20^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

$\Delta\phi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\phi_1 = 10^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\phi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 124^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 17^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 17^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 124^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

$[AB] = 250$ - відстань від точки А до точки В на діаграмі;

$m_p = 50 \text{ кПа} / \text{мм}$ - масштаб тиску

$\text{deg} = \frac{\pi}{180} \text{ рад} / ^\circ$ - перевідна величина

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносно положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

$$x(\phi) = (1 - \cos(\phi \cdot \text{deg})) + \frac{\lambda_{\text{кр}}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi))$$

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

$$l(\phi) = x(\phi) \cdot \frac{[AB]}{2}$$

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.075$	$l(c') = 9.4 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.019$	$l(f) = 2.4 \text{ мм}$
точка $\Delta\varphi_2$	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.647$	$l(b'') = 205.9 \text{ мм}$

точка r'	$x(r') = 0.055$	$l(r') = 6.8 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.055$	$l(r'') = 6.8 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.647$	$l(d') = 205.9 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = \frac{147}{50} = 3 \text{ мм}$$

Тиск газів у ВМТ

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4727.914 = 5673.497 \text{ кПа}$$

Ордината точки c''

$$\frac{p''_c}{m_p} = \frac{5673.497}{50} = 113.47 \text{ мм}$$

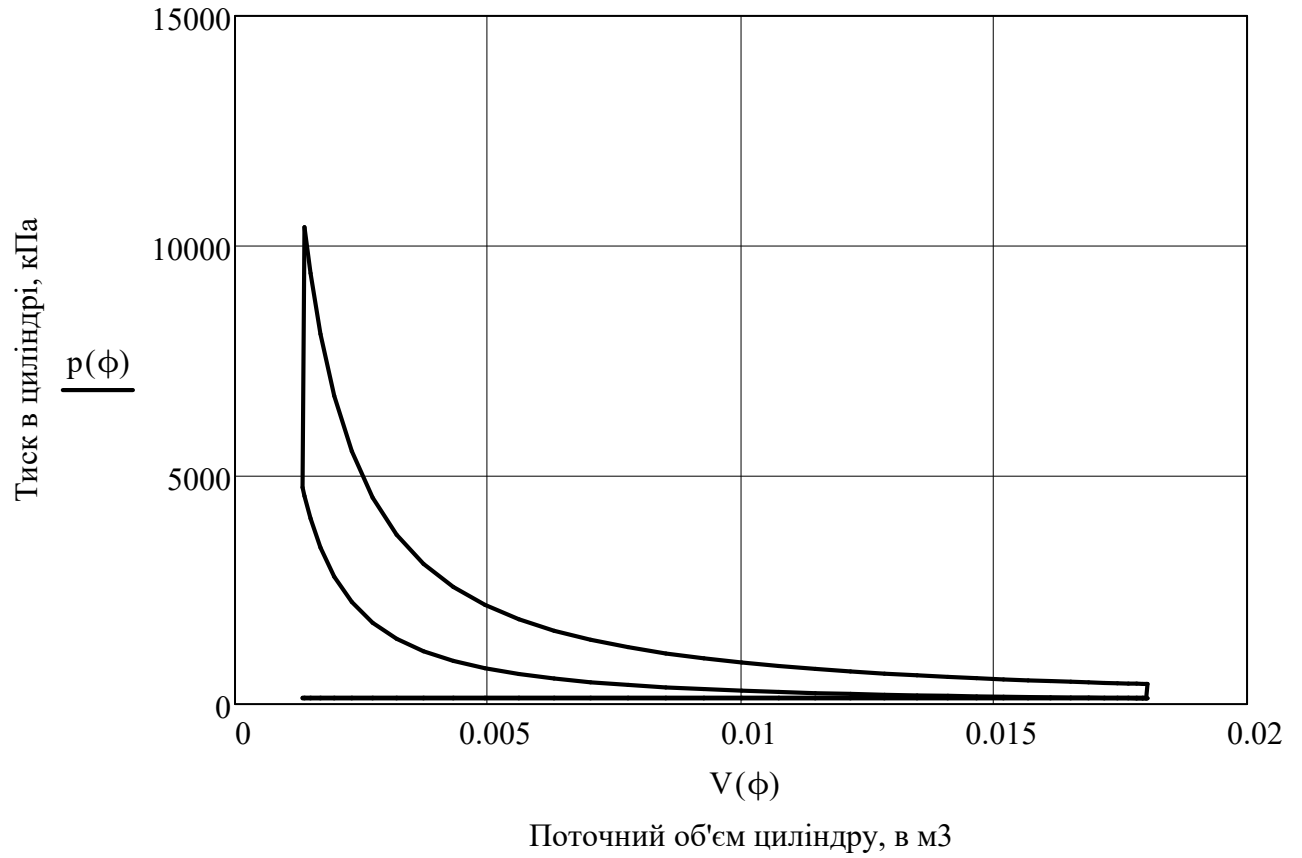
Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = p_{\max} = 11200 \text{ кПа}$$

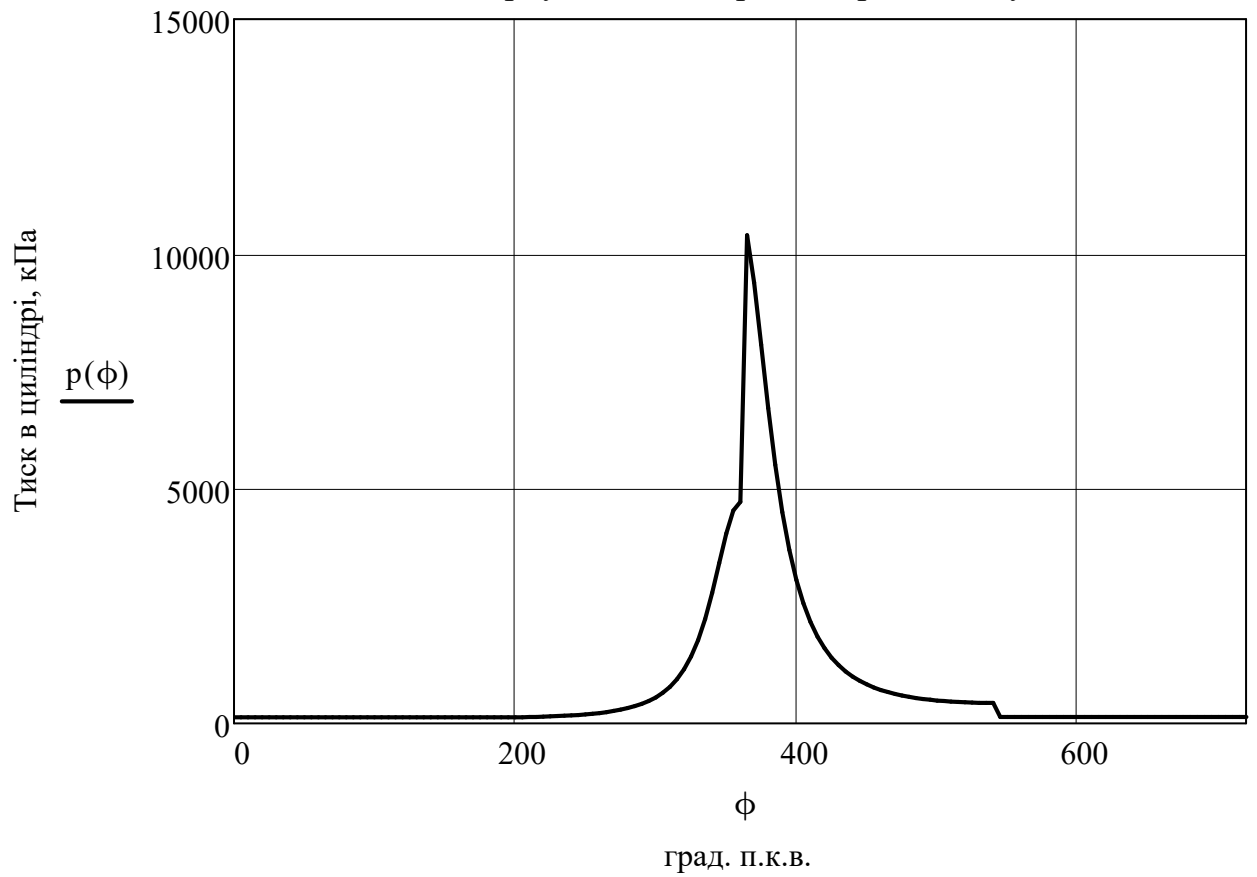
Ордината точки z_d

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = \frac{11200}{50} = 224 \text{ мм}$$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів і від сил інерції. За цим силам виробляються розрахунки основних деталей на міцність і зношення, а також визначення нерівномірності крутного моменту і ступеня нерівномірності ходу двигуна. Під час роботи двигуна на деталі кривошипно-шатунного механізму діють: сили від тиску газів в циліндрі; сили інерції зворотно-поступально рухомих мас; відцентрові сили; сили від тиску на поршень з боку картера і сили тяжіння.

Протягом кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунний механізм, безперервно змінюються за величиною і напрямком. Тому для визначення характеру зміни цих сил по куту повороту колінчастого вала їх величини визначають для ряду окремих положень вала.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, на основі наступних допущень:

- кривошипно-шатунний механізм виконаний за аксіальною схемою;
- напрям дії сил відбувається по нормалі до діючої поверхні;

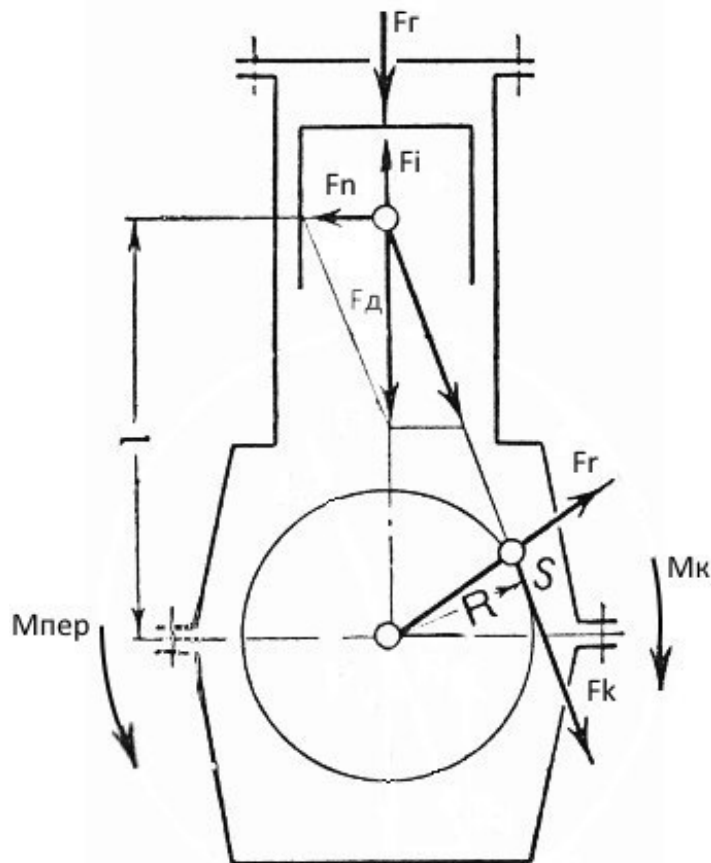


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 53.96$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 73.6$ кг - маса шагуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 53.96 + \frac{1}{3} \cdot 73.6 = 78.493$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{S}{2 \cdot 10^3} = \frac{340}{2 \cdot 10^3} = 0.17$$

Довжина шагуна

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.17}{0.255} = 0.667$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 250^2}{4 \cdot 10^6} = 0.049$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54$$

Кут обертання колінчастого валу

$\phi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\phi = 5^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шагуна

$$\beta'(\phi) = \text{asin}(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin(\phi \cdot \text{deg}))$$

Сили тиску газу

$$F_r(\phi) = (p(\phi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\phi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\phi \cdot \text{deg}) + \lambda_{\text{кр}} \cdot \cos(2 \cdot \text{deg} \cdot \phi)) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\phi) = F_r(\phi) + F_i(\phi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\phi) = F_d(\phi) \cdot \tan(\beta'(\phi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\cos(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Дотична сила

$$F_K(\phi) = F_d(\phi) \cdot \frac{\sin(\phi \cdot \text{deg} + \beta'(\phi))}{\cos(\beta'(\phi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_K(\phi) = F_K(\phi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{\text{оп}}(\phi) = -M_K(\phi)$$

Момент двигуна, що перекидає

$$M_{\text{пер}}(\phi) = -F_n(\phi) \cdot (r \cdot \cos(\phi \cdot \text{deg}) + l_{\text{ш}} \cdot \cos(\beta'(\phi)))$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

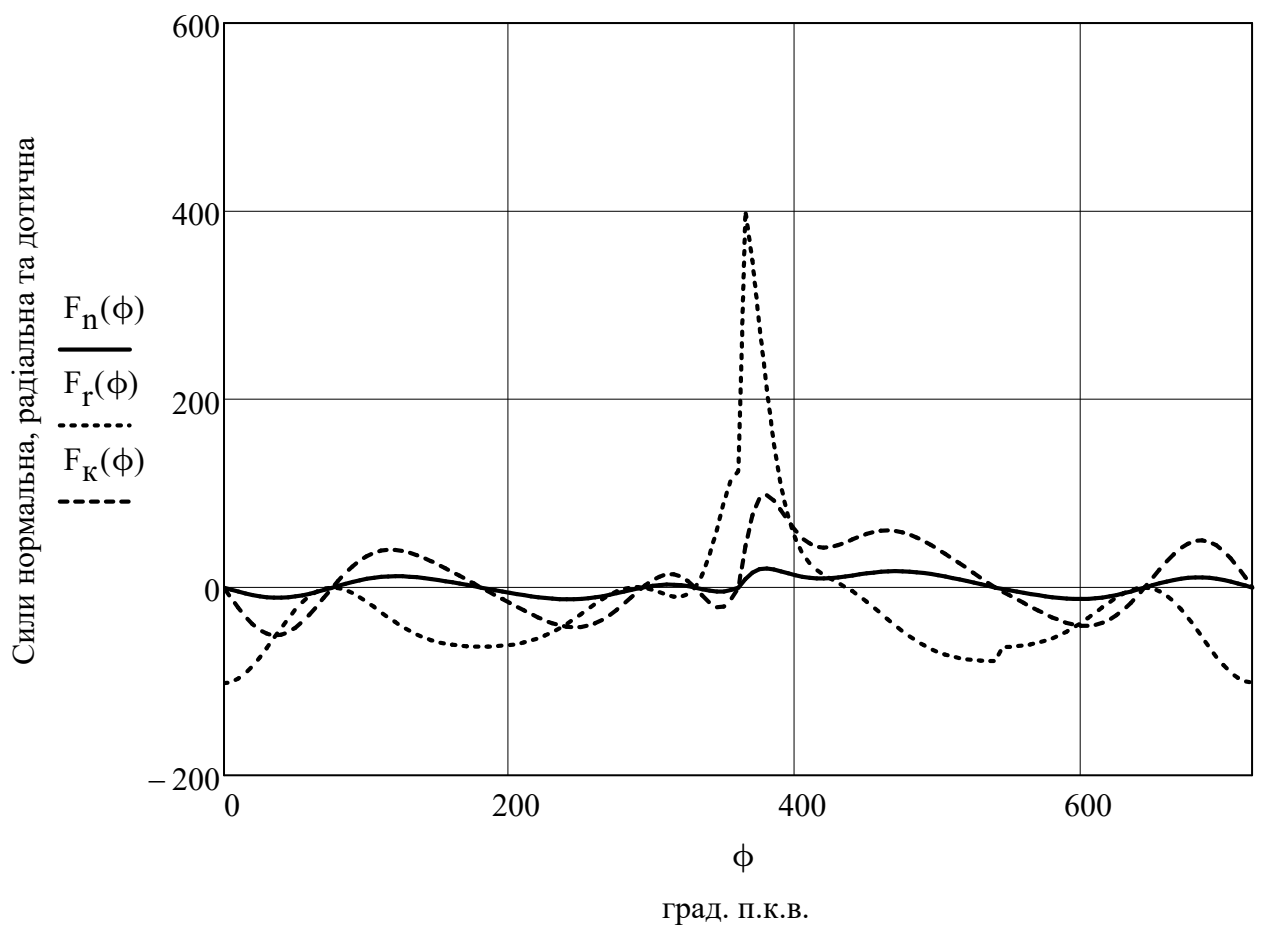
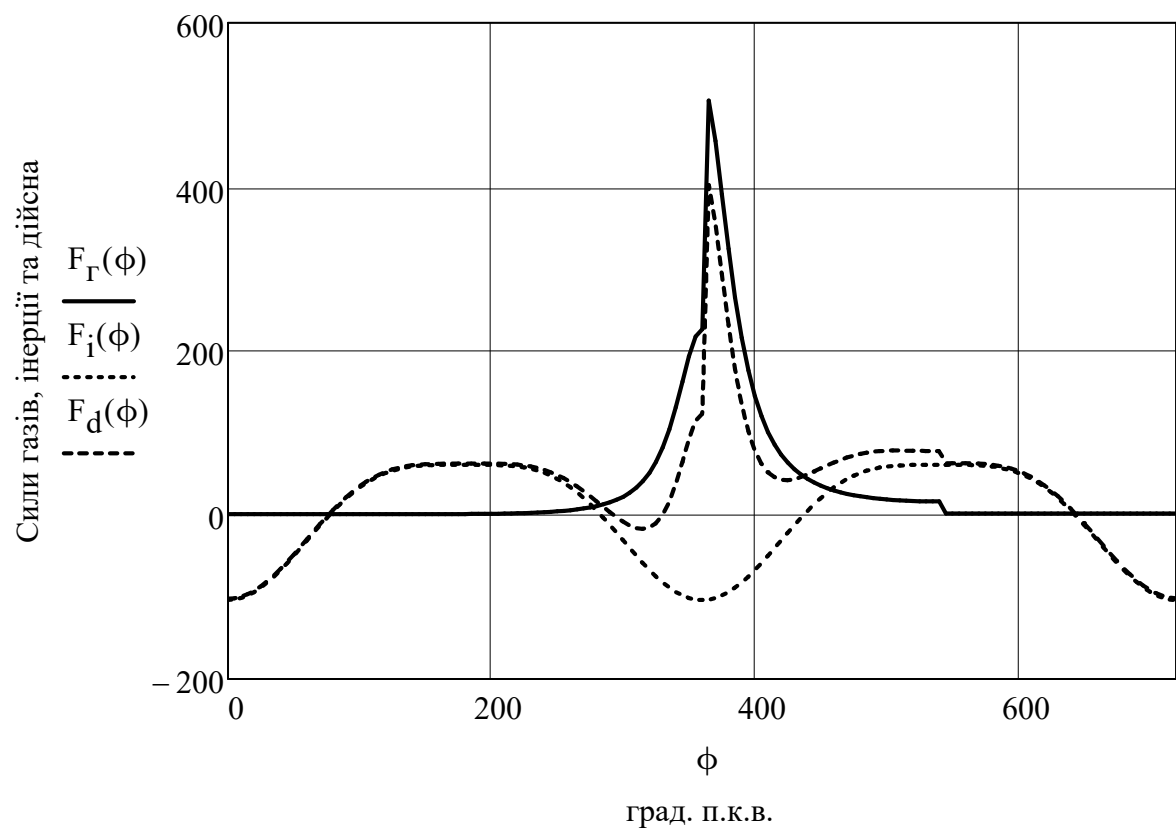
$F_r(0) = 1.556$	$F_i(0) = -103.301$	$F_d(0) = -101.745$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 1.556$	$F_i(30) = -81.779$	$F_d(30) = -80.223$	$M_k(30) = -8.337$
$F_r(60) = 1.556$	$F_i(60) = -30.661$	$F_d(60) = -29.105$	$M_k(60) = -4.845$
$F_r(90) = 1.556$	$F_i(90) = 20.989$	$F_d(90) = 22.546$	$M_k(90) = 3.833$
$F_r(120) = 1.556$	$F_i(120) = 51.651$	$F_d(120) = 53.207$	$M_k(120) = 6.809$
$F_r(150) = 1.556$	$F_i(150) = 60.789$	$F_d(150) = 62.345$	$M_k(150) = 4.119$
$F_r(180) = 1.556$	$F_i(180) = 61.322$	$F_d(180) = 62.878$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.005$	$F_i(210) = 60.789$	$F_d(210) = 62.794$	$M_k(210) = -4.149$
$F_r(240) = 3.704$	$F_i(240) = 51.651$	$F_d(240) = 55.354$	$M_k(240) = -7.084$
$F_r(270) = 8.305$	$F_i(270) = 20.989$	$F_d(270) = 29.295$	$M_k(270) = -4.98$
$F_r(300) = 22.611$	$F_i(300) = -30.661$	$F_d(300) = -8.05$	$M_k(300) = 1.34$
$F_r(330) = 82.492$	$F_i(330) = -81.779$	$F_d(330) = 0.713$	$M_k(330) = -0.074$
$F_r(360) = 227.108$	$F_i(360) = -103.301$	$F_d(360) = 123.807$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 216.346$	$F_i(390) = -81.779$	$F_d(390) = 134.567$	$M_k(390) = 13.985$
$F_r(420) = 73.945$	$F_i(420) = -30.661$	$F_d(420) = 43.284$	$M_k(420) = 7.205$
$F_r(450) = 36.088$	$F_i(450) = 20.989$	$F_d(450) = 57.078$	$M_k(450) = 9.703$
$F_r(480) = 23.101$	$F_i(480) = 51.651$	$F_d(480) = 74.752$	$M_k(480) = 9.567$
$F_r(510) = 18.133$	$F_i(510) = 60.789$	$F_d(510) = 78.922$	$M_k(510) = 5.215$
$F_r(540) = 16.801$	$F_i(540) = 61.322$	$F_d(540) = 78.124$	$M_k(540) = 0.000$

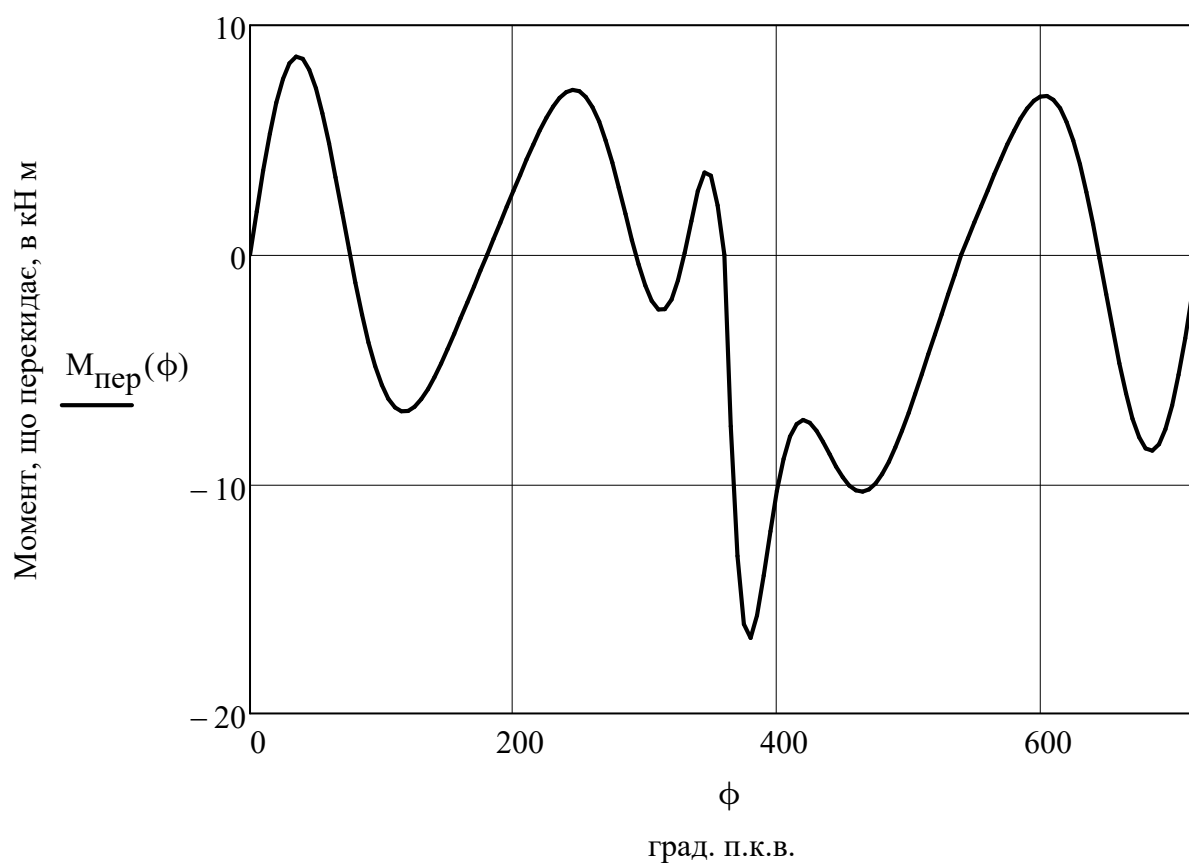
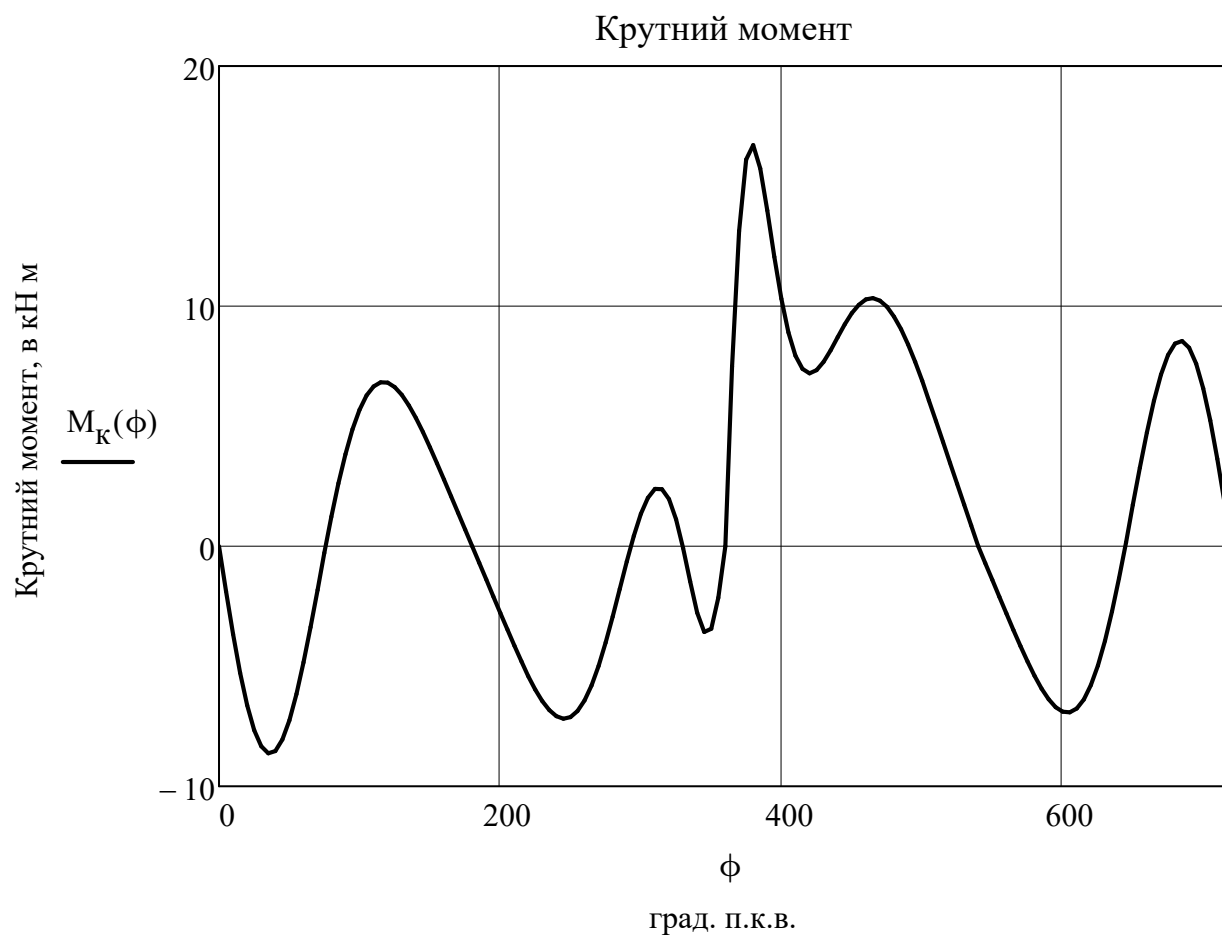
$F_r(570) = 2.223$	$F_i(570) = 60.789$	$F_d(570) = 63.012$	$M_k(570) = -4.164$
$F_r(600) = 2.223$	$F_i(600) = 51.651$	$F_d(600) = 53.874$	$M_k(600) = -6.895$
$F_r(630) = 2.223$	$F_i(630) = 20.989$	$F_d(630) = 23.213$	$M_k(630) = -3.946$
$F_r(660) = 2.223$	$F_i(660) = -30.661$	$F_d(660) = -28.438$	$M_k(660) = 4.734$
$F_r(690) = 2.223$	$F_i(690) = -81.779$	$F_d(690) = -79.556$	$M_k(690) = 8.268$
$F_r(720) = 2.223$	$F_i(720) = -103.301$	$F_d(720) = -101.078$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -101.745$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -10.313$	$F_r(30) = -64.319$	$F_k(30) = -49.042$	$M_{пер}(30) = 8.337$
$F_n(60) = -6.59$	$F_r(60) = -8.845$	$F_k(60) = -28.501$	$M_{пер}(60) = 4.845$
$F_n(90) = 5.946$	$F_r(90) = -5.946$	$F_k(90) = 22.546$	$M_{пер}(90) = -3.833$
$F_n(120) = 12.047$	$F_r(120) = -37.037$	$F_k(120) = 40.055$	$M_{пер}(120) = -6.809$
$F_n(150) = 8.014$	$F_r(150) = -58$	$F_k(150) = 24.232$	$M_{пер}(150) = -4.119$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -62.878$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -8.072$	$F_r(210) = -58.417$	$F_k(210) = -24.406$	$M_{пер}(210) = 4.149$
$F_n(240) = -12.534$	$F_r(240) = -38.532$	$F_k(240) = -41.671$	$M_{пер}(240) = 7.084$
$F_n(270) = -7.725$	$F_r(270) = -7.725$	$F_k(270) = -29.295$	$M_{пер}(270) = 4.98$
$F_n(300) = 1.823$	$F_r(300) = -2.446$	$F_k(300) = 7.883$	$M_{пер}(300) = -1.34$
$F_n(330) = -0.092$	$F_r(330) = 0.572$	$F_k(330) = -0.436$	$M_{пер}(330) = 0.074$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 123.807$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 17.299$	$F_r(390) = 107.889$	$F_k(390) = 82.265$	$M_{пер}(390) = -13.985$
$F_n(420) = 9.801$	$F_r(420) = 13.154$	$F_k(420) = 42.385$	$M_{пер}(420) = -7.205$
$F_n(450) = 15.052$	$F_r(450) = -15.052$	$F_k(450) = 57.078$	$M_{пер}(450) = -9.703$
$F_n(480) = 16.926$	$F_r(480) = -52.034$	$F_k(480) = 56.274$	$M_{пер}(480) = -9.567$
$F_n(510) = 10.145$	$F_r(510) = -73.422$	$F_k(510) = 30.675$	$M_{пер}(510) = -5.215$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -78.124$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -3.635 \times$
$F_n(570) = -8.1$	$F_r(570) = -58.62$	$F_k(570) = -24.491$	$M_{пер}(570) = 4.164$

$F_n(600) = -12.198$	$F_r(600) = -37.501$	$F_k(600) = -40.557$	$M_{\text{пер}}(600) = 6.895$
$F_n(630) = -6.122$	$F_r(630) = -6.122$	$F_k(630) = -23.213$	$M_{\text{пер}}(630) = 3.946$
$F_n(660) = 6.439$	$F_r(660) = -8.643$	$F_k(660) = 27.848$	$M_{\text{пер}}(660) = -4.734$
$F_n(690) = 10.227$	$F_r(690) = -63.784$	$F_k(690) = 48.634$	$M_{\text{пер}}(690) = -8.268$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -101.078$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(720) = -0.000$





2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.5 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	445	522,8	14,8
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1044,3	835	20,01
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,401	0,335	-19,9
4	Механічний ККД	η_m	-	0,865	0,816	-6,0
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	МДж	8,670	10,72	19,12
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

Для порівняння кількості тепла, що використана проектним двигуном та прототипом було зроблено перерахунок питомої ефективної витрати палива:

1. У дизельного двигуна

$$b_e = 0,204 \cdot 42,500 = 8,670 \text{ МДж}$$

2. У проектного двигуна

$$b_e = 0,004 \cdot 42,500 = 0,17 \text{ МДж}$$

$$b_e = 0,277 \cdot 38,097 = 10,55 \text{ МДж}$$

Згідно завдання на проектування передбачалось збільшення ефективної потужності проектного двигуна на 55 кВт. Згідно отриманих результатів, наведених у таблиці 2.5 видно що, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 77,3 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 14,8%. Крім того, відповідно завдання змінено вид палива, що використовується двигуном. Використання природного газу потребує зменшення тиску в камері згорання

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

для уникнення явищ детонації. Відповідно табл. 2.5 середній ефективний тиск зменшився на 20,01%.

Результати таблиці 2.5 показують зменшення ефективного ККД двигуна, що проектується на 19,9% у порівнянні з прототипом.

Збільшення питомої ефективної витрати палива на 19,12% можна пояснити збільшенням ефективної потужності проектного двигуна, а також зміною виду палива у порівнянні з прототипом. Також необхідно відмітити незначне зменшення механічного ККД проектного двигуна на 6%.

Але на жаль цей спосіб підвищення потужності має і недоліки, серед яких головним залишається зростання теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи та деталей механізму газорозподілу.

Все вище зазначене дозволяє зробити висновок про необхідність застосування додаткових конструкторських рішень, направлених на удосконалення приводу механізму газорозподілу. Зазначені рішення описано в розділі 3 даної дипломної роботи.

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ</i>	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

В процесі проектування двигуна враховувались високі теплові і механічні навантаження на деталі і вузли двигуна.

Були враховані вимоги, які вимагаються від дизелів:

- Висока надійність і довговічність роботи.
- Забезпечення допустимого рівня шуму і вібрації.
- Зручність ремонту і обслуговування.

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

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 блоку 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

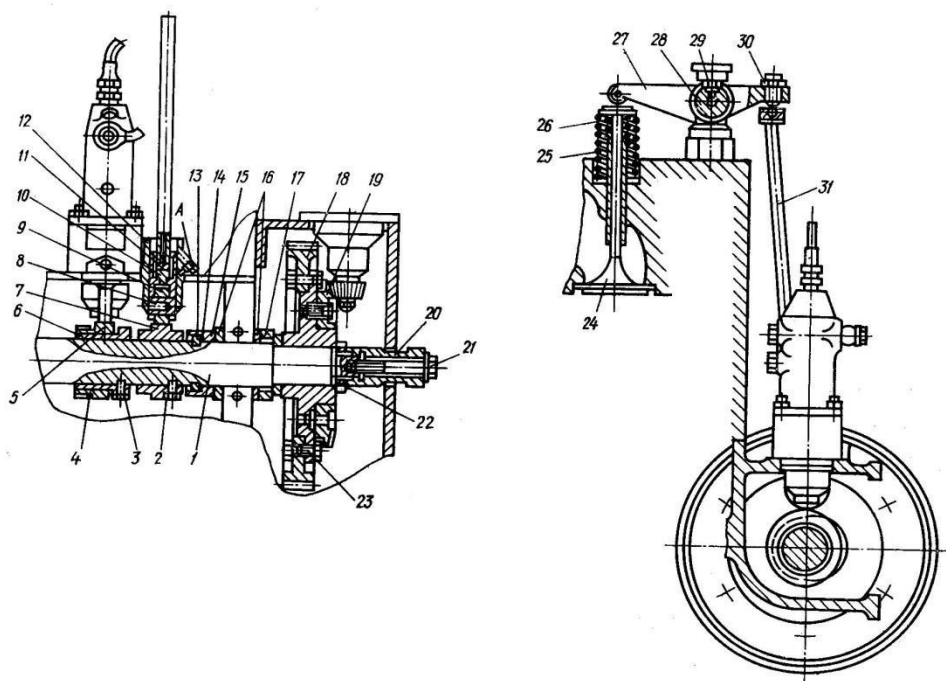


Рисунок 3.1 - Розподільчий вал і привод клапанів.

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 валу; 19-шестерня привода регулятора; 20-пусковий кулак; 23-гвинт прізонний; 24-клапан; 25,26-пружина; 27-коромисло; 29-масленка; 30-гвинт натискний; 31-штанга.

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 валу на шпонки насаджена шестерня 18 (Рисунок 7) 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

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.

Верхній кінець штанги впирається в натискний 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 канавки 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.

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	62

ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ

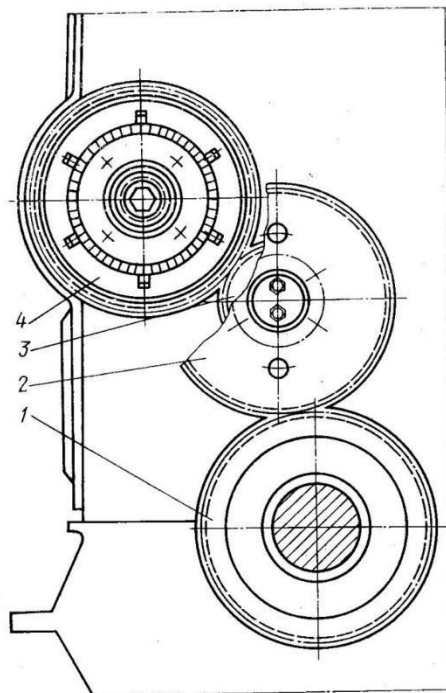


Рисунок 3.2 - Привод розподільчого валу.

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

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:

$\sigma_s = 890$ МПа – границя тимчасового зміцнення;

$\sigma_T = 650$ МПа – границя текучості;

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

- зубчасте колесо:

$\sigma_m = 780$ 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:

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

- 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:

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

- 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:

- 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 $\leq 350 \text{ HB}$.

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

Визначаємо допустимі напруження на згинання

- шестерні:

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

- колеса:

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Визначаємо попередні розміри зубчастого колеса:

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

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

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

Визначаємо модуль передачі:

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

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

Приймаємо $m = 4$ мм.

Знаходимо кут нахилу зубців

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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:

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

- 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:

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

Приймаємо ступінь точності: 8.

Перевірять розрахунок передачі по контактним напруженням

Перевіряємо міцність за контактними напруженнями:

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

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

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

$K_{HV} = 1 + 0,04V = 1 + 0,04 \cdot 2,8 = 1,112$ – 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 ділильному 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.

Перевірять розрахунок передачі по напруженням згинання.

Перевіряємо зубці колеса.

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

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

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.

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

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

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 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.

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА 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 спроектованим двигуном. Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації

При роботі двигуна - генератора виникають наступні небезпечні і шкідливі фактори: незахищені механізми і елементи, які постійно рухаються; шум і вібрація;

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						71
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ємності, що працюють під тиском; виділення шкідливих речовин; теплове випромінювання; пожежна небезпека; можливість поразки електричним струмом.

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 оберткових 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 втома слухового апарату,

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						72
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1

Санітарні норми шуму

Таблиця 4.1

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 невірноваженість 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

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2.

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 6ГЧН 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, $Pe = 523 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 523^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 82.96 \text{ Дб}$$

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

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.

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, $m = 20000$ кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 523^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 523}{20000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot 523} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 74.3 \text{Дб}$$

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

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;

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						75
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- усунення вібрації дизеля, викликаной невірніоваженими силами і моментами, а також недостатньою твердістю кістяка;
- 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 звукоізолюованих 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;

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						76
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- тиск при іспиті на міцність для сталевих ємностей складає :

$P_{icn} = 1,5 P$ при $P \leq 0,5$ МПа;

$P_{icn} = 1,25 P$ при $P > 0,5$ МПа;

- 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 , m^2/m^3 , 20

- окис азоту, m^2/m^3 , 5

- бензол, m^2/m^3 , 5

- пари свинцю, m^2/m^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.

4.1.6 Пожежна безпека

Пожежі в дизель генераторі можуть виникнути при порушенні збереження

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						77
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ГЗМ, несправностях газоходу, скупченнях палива й масла під настилом, вибухах несправностях електроустаткування. Для запобігання пожеж необхідно дотримувати вимог Регістру, Посібник із проведення пожежно-профілактичної роботи на судах, а також вимог Морського Регістра.

Конструктивне рішення захисту від пожежі - застосування вогнестійких матеріалів і розподіл судна на протипожежні зони, наявність об'ємно-хімічних і повітряно-пінних систем і засобів пожежогасіння.

- установлення сигналізації виявлення пожежі;
- наявність аварійного виходу з дизель-генераторної;
- автономна система вентиляцій в дизель-генераторної;
- наявність повітряних труб із запобіжними сітками і поплавками камерами в цистернах палива й масла.

Виходи повітряних труб розташовані в місцях, які виключають скупчення нафтопродуктів і їхніх пар.

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 представленою Морською адміністрацією Данії на 83- й сесії 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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						78
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						79
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

суднових 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

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.

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ</i>	Лист
						80
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі розраховано :

- Робочий процес двигуна
- Динамічний розрахунок
- Тепловий баланс
- Привод розподільчого валу
- Рівні шуму та вібрації, що створюються проектованим двигуном

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

Було зроблено 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 кваліфікаційної роботи були розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						81
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. 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.

2. 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.

3. 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.

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

5. Фідоровська 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. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.-Первомайськ ПП, 2010.

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

					ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ	Лист
						82
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

9. 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.

10. 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.

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.23ПЗ</i>	Лист
						83
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Формат		Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №	Перв. примен.	A1		ПННІ НУК 142.44.25.01 СК	Складальне креслення		
					Документація		
					Складальні одиниці		
			1	ПННІ НУК 142.44.25.01.01	Дизель 6ЧН 25/34	1	
			2	ПННІ НУК 142.44.25.01.02	Генератор	1	
			3	ПННІ НУК 142.44.25.01.03	Рама підмоторна	1	
			4	ПННІ НУК 142.44.25.01.04	Фільтр масляний	1	
			5	ПННІ НУК 142.44.25.01.05	Охолоджувач надувного повітря	1	
			6	ПННІ НУК 142.44.25.01.06	Охолоджувач масла	1	
Інв. № докл.	Інв. № дріл.		7	ПННІ НУК 142.44.25.01.07	Охолоджувач води	1	
			8	ПННІ НУК 142.44.25.01.08	Маслопркачуючий насос	1	
Взам. инв. №	Подп. и дата						
Інв. № подл.	Інв. № подл.						
ПННІ НУК 142.44.25.01 СК							
Дизель-генератор				Лит. Лист Листов			
ДВГА-450				44-ЕМ-23			

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №		А1						
			Подп. и дата					
Взам. инв. №								
		Подп. и дата						
Инв. № подл.								
		Инв. № подл.						
Инв. № подл.								
		Инв. № подл.						
Инв. № подл.								
		Инв. № подл.						
Инв. № подл.								
		Инв. № подл.						
Инв. № подл.								
		Инв. № подл.						
Инв. № подл.								
		Инв. № подл.						
Инв. № подл.								
		Инв. № подл.						
Инв. № подл.								
		Инв. № подл.						
Инв. № подл.								
		Инв. № подл.						
Инв. № подл.								
		Инв. № подл.						

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание				
Справ. №						Документация						
					ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07СК	Складальне креслення						
						Складальні одиниці						
				1	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.01СК	Зубчасте колесо розподільчого валу	1					
						Деталі						
				2	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.02	Втулка паливного кулака	2					
				3	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.03	Втулка паливного кулака	2					
				4	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.04	Втулка паливного кулака	2					
				5	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.05	Кулак	2					
				6	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.06	Кулак	2					
				7	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.07	Кулак	2					
				8	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.08	Кулак	2					
				9	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.09	Кулак	2					
				10	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.10	Кулак	2					
				11	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.11	Розподільчий вал	1					
				12	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.12	Шпонка	12					
				13	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.13	Болт стопорний	12					
				14	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.14	Шпонка	1					
		Подп. и дата					15	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.15	Гайка	1		
					16	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.16	Кулак пусковий	1				
					17	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.17	Втулка упорна	1				
					18	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.18	Кулак паливний	6				
					19	ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07.19	Болт стопорний	6				
Подп. и дата												
Взам. инв. №												
Инв. № дубл.												
Подп. и дата												
Инв. № подл.												

Изм. Лист

Разраб. Панченко В.В.

Пров. Нестеренко В.В.

Н.контр. Нестеренко В.В.

Утв. Нестеренко В.В.

№ докум.

Подп.

Дата

ПННІ НУК 14.2.44.25.23.01.01.07 СК

Розподільчий вал

Лит.

Лист

Листов

01

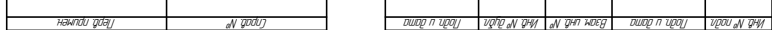
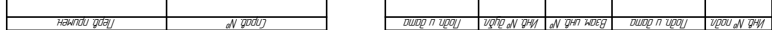
1

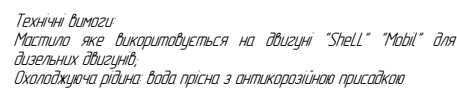
2

44-ЕМ-23

Копировал

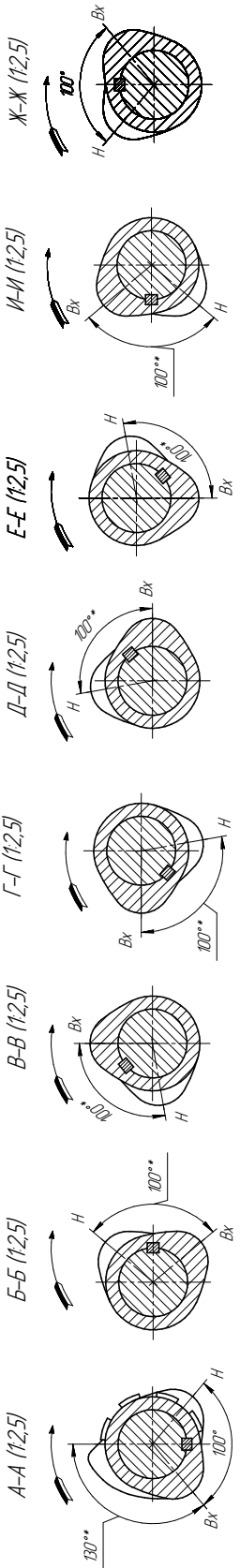
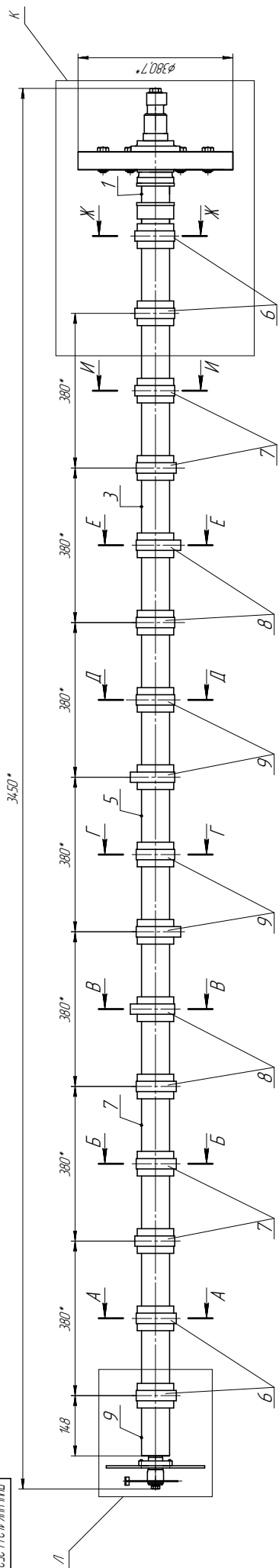
Формат А4

[illegible][illegible]



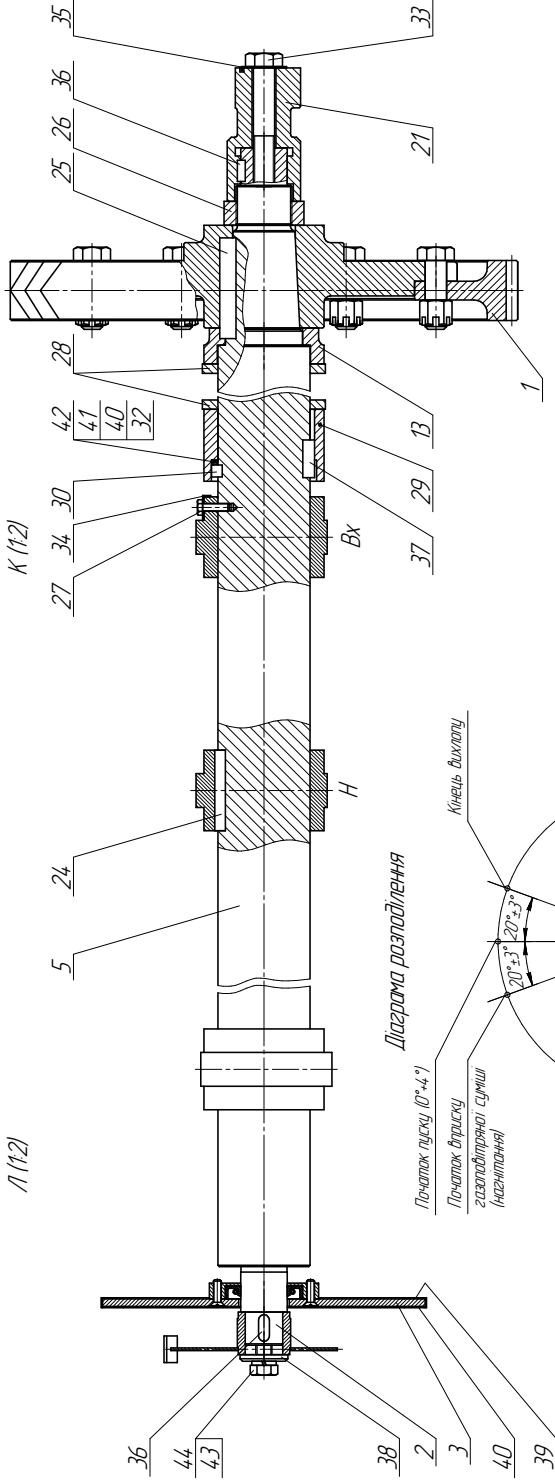
					ПНН НУЖ 14.2.44.25.0101 СК			
					ГАЗОДИЗЕЛЬ			
					БГЖЧН 25/34			
Имя/Лист	№ докум.			Лист	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Резерв	Получено ВЛ					Н	12500	14
Проб	Наставлено ВЛ							
Гарантия	Наставлено ВЛ					Лист	Листов	
Исполн.	Наставлено ВЛ					44-ЕМ-23		
Умд	Наставлено ВЛ							

3450*

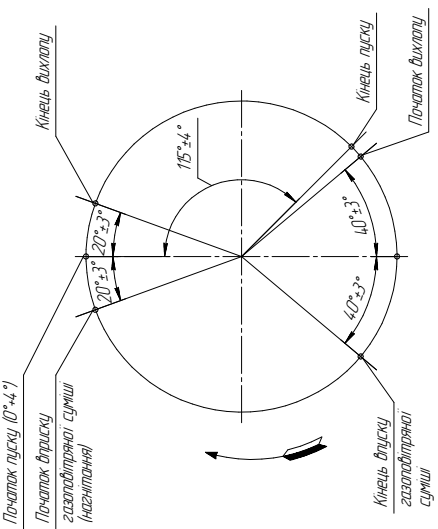


Л (12)

К (12)



Діаграма розподілення



Технічна характеристика

Порядок роботи циліндрів 1-6-2-5-8-3-7-4

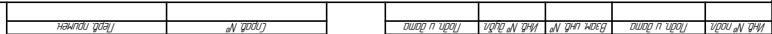
Умовні позначення:

Вх-вхідний кулак;

Н-нагінальний кулак.

- 1 Кули фаз робочого процесу на діаметрі вказані по макету. Випримили на холодному двигуні при установочному зазорі у нагінального та вхідного клапанів - 0,35 мм
- 2 Кули фаз відхилення кулаків відносно дійової поверхні, що приймає за базу, не повинні бути більшими за ±1°.
- 3 *Размір для обробки
- 4 Допуск робочого діаметра циліндричних робочих поверхень кулаків поз 6, 7, 8, 9 відносно загальної осі 1^й, 3^й, 5^й, 7^й опорних шійок не більше за 0,1 мм. Перефрнти на кожну десяткову одиницю
- 6. Допуск паралельності кулаків 6, 7, 8, 9 відносно загальної осі 1^й
- 7. 3^й, 5^й, 7^й, 9^й опорних шійок не більше за 0,05 мм. Перефрнти на кожну десяткову одиницю
- 8. Невказані граничні відхилення розмірів отвірів - Н14, валів - h14, інші - IT14/12
- 9. Контролювати прилегання конусних поверхень розподільчого валу і підшипника по красці. Прилегання повинно складати не менше за 75% поверхні.
- 10. Радіальне ділення циліндричної поверхні пускового кулака не більше за 0,1 мм. Контролювати на двигуні.

ПНН НКЖ 14.2.44.2523.010107 СК				Вал розподільчий				44-ЕМ-23			
Мат. діл.	№ діл.	Лист	Колір	Мат.	Лист	Колір	Мат.	Лист	Колір	Мат.	Лист
Розроб.	Виконав.	Перевірив.	Затвердив.	Розроб.	Виконав.	Перевірив.	Затвердив.	Розроб.	Виконав.	Перевірив.	Затвердив.
Інженер				Інженер				Інженер			
Узгод.				Узгод.				Узгод.			



Модель	m	4
Число зубів	Z	90
Кут нахилу зуба	β	45°
Направлення зуба	-	
Початковий контур	-	ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення початкового контуру	γ	0
Супинь почасті по ГОСТ 1643-81	-	8-8-7-Д
Середня довжина стільної нормалі	W_m	14,1,26 ^{±0,006}
Допуск на радіальне збиття збудованого вича	F_2	0,071
Допуск на відхилення довжини стільної нормалі	F_T	0,050
Допуск на відхилення-за один оберт	F''	0,100
На одному вільній мікродвійі відстані	F'	0,040
Допуск на направлення зуба	F_b	0,016
Відхилення осинового кроку	f_s	±0,2
Діаметр осинового кола	d_b	352,634
Позначення креслення струганого колеса	-	

- 1 На поверхні збудів не повинні бути інших помітних пороків матеріалу: тріщин, пухлякості, перлин, виступів та ін.
- 2 Збуді повинні мати правильну та закріплену СРЧ.
- 3 Глибина закріплення проєктуру не менше 0,5м на робочій поверхні збудів. Товщина робочих поверхонь збудів НВ $\geq 232 - 262$.
- 3.1 Поверхні, гладкі, рівні, закріплення поверхні та інші шліфувальні, задовільні та вичищені на поверхні збудів не допускаються.
- 4 Незакріплені граничні ділянки розмір отворів - НВ від двох - 114.
- 5 Площу нахилених та зчеплених забезпечили на робочій поверхні Р.

[illegible]