

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективності роботи дизельного двигуна,
потужністю 180 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції муфти.

Прототип 6ЧН 12/14

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

_____ **Корсун Р.Е.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ **ст. викладач**
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Корсуну Руслану Едуардовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи дизельного двигуна, потужністю 180 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції муфти. Прототип 6ЧН 12/14.»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 5.02.24 за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 10.05.24 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 12/14, номінальною потужністю 173 кВт.

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

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення конструкції муфти.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення комбайну (ГК), 2. Двигун 6ЧН 12/14 (СК)

3. Схема системи охолодження (ПС) 4. Муфта (СК).

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «6» лютого 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	20.02.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	05.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2024	
4.	Вдосконалення конструкції муфти дизеля	16.04.2024	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	23.04.2024	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	24.04.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	25.04.2023	
8.	Робота з кресленням схеми системи охолодження	26.04.2024	
9.	Робота з складальним кресленням муфти приводу	29.04.24	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	30.04.24	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.24	

Студент

_____ (підпис)

Корсун Р.Е.

Керівник роботи

_____ (підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна, потужністю 180 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 12/14 за рахунок вдосконалення конструкції муфти.

Розглянуто та описано об'єкт встановлення двигуна, яким є зернозбиральний комбайн. Окремо описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та складових зовнішнього теплового балансу.

Розглянуто та описано систему охолодження штатного дизельного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено проблеми роботи системи в різні пори року, і особлива увага приділена запуску в літній та зимовий час. Запропоновано конструктивне рішення муфти приводу вентилятору що дозволяє усунути вищезгадані проблеми. Виконано розрахунок елементів системи охолодження. Оцінено ефективність прийнятих конструкторських рішень на роботу дизельного двигуна.

Описано проблеми щодо шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: комбайн, дизельний двигун, робочий цикл, система охолодження, муфта, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a 180 kW diesel engine designed on the basis of the 6CHN 12/14 prototype engine by improving the design of the coupling.

The object of engine installation, which is a combine harvester, is considered and described. The design and operation features of the prototype engine are described separately.

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

The cooling system of a standard diesel engine is considered and described, its advantages and disadvantages are considered. The problems of the system operation at different times of the year are identified, and special attention is paid to starting in summer and winter. A design solution for the fan drive clutch is proposed to eliminate the above problems. The calculation of the cooling system elements is performed. The effectiveness of the adopted design solutions on the operation of the diesel engine is evaluated.

The problems regarding the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are described. Quantitative indicators of the emission of toxic components of the designed engine are determined. The main hazards that may arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: combine harvester, diesel engine, working cycle, cooling system, clutch, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	12
1.3 Висновки по розділу	20
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	
2.2. Побудова індикаторної діаграми	
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ МУФТИ	
3.1. Опис будови та роботи штатної системи охолодження	
3.2. Опис та розрахунок пропонованої конструкції муфти	
3.3. Висновки по розділу	
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1. Захист навколишнього середовища	
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	
4.3 Висновок по розділу	

					ПННІ НУК 142.44.24.12.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	Корсун Р.				Пояснювальна записка	Лист.	Аркуш
Перевірив	Швець І.А.						6
						ПННІ НУК	
Н. Контр.	Швець І.А.						
Затвердив.	Нестеренко						

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація дизель-генераторна електростанція

Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 12/14

Додаток 3 Специфікація муфта

					ПННІ НУК 142.44.24.12.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Одним з найбільш ефективних та поширених шляхів збільшення енергетичних та економічних показників поршневого двигуна в даний час є використання турбонаддуву. Завдяки застосуванню проміжного охолодження надлишкового повітряного повітря, можна збільшити ефективну потужність двигуна ще на 10-20%, зменшивши при цьому споживання палива на 5-10% та вміст шкідливих речовин у вихлопних газах. Але форсування двигуна в свою чергу потребує інтенсифікації охолодження, з метою забезпечення оптимального теплового режиму деталей циліндро-поршневої групи.

Адекватне охолодження сучасного дизельного двигуна вимагає наявності вентилятора, який в змозі забезпечити високу продуктивність та необхідний тиск повітряного потоку при високій ефективності, як фактор, який безпосередньо впливає на паливну економічність двигуна. Але забезпечення зазначених показників вентилятора важливе в першу чергу для режимів часткового і особливо повного навантаження, коли робота двигуна супроводжується максимальним виділенням тепла. В режимі запуску двигуна, особливо в холодну пору року, протікання процесів теплообміну не сприяють покращенню умов запуску двигуна та забезпечення надійної та довговічної роботи, і тому відключення вентилятора в даний момент є раціональним. Саме в цьому і полягає **актуальність даної роботи**, що передбачає створення вискоефективної системи охолодження форсованого двигуна, яка забезпечує її адекватну реакцію на зміну умов навколишнього середовища .

Мета роботи: полягає в тому, що в результаті планується вирішити питання щодо підвищення ефективності роботи системи охолодження чотиритактного дизельного комбайнового двигуна з проектною потужністю 180 кВт, за рахунок розробки конструкції муфту приводу вентилятору.

Завдання які планується вирішити в ході даної кваліфікаційної роботи:

- проаналізувати та описати будову двигуна прототипу, а також ознайомитись з принципом функціонування його систем та механізмів;

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- визначити параметри робочого циклу проектованого двигуна на основі яких побудувати індикаторну діаграму, значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;

- проаналізувати принципи функціонування системи охолодження штатного двигуна та надати рекомендації та пропозиції щодо її вдосконалення;

- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна щодо його впливу на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні двигуна та надати рекомендації щодо їх знешкодження;

- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі охолодження двигуна, та їх вплив на роботу двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є вивчення проблем пов'язаних з запуском двигуна в холодну пору року, та пошуку шляхів щодо їх вирішення через конкретне конструкторське рішення.

Апробацію результатів дослідження планується здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2024» що проходила в квітні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Колісний, самохідний, однобарабанний, призначений для збирання зернових колосових культур прямим і роздільним комбайнуванням на рівнинних полях з ухилом не більше 8 град. З додатковими пристосуваннями може використовуватися до збирання зернобобових, круп'яних, мілко сіменних культур. Є базовою моделлю сімейства самохідних однобарабанних комбайнів марки "Дон".

На комбайні використаний клинопасовий варіатор приводу барабана з пристроєм для автоматичного натягу ремня при збільшенні крутного моменту.

На комбайні "Дон-1500" встановлений дизель СМД-31А, чотиритактний, шестициліндровий, з безпосереднім уприскуванням палива в камеру в поршні, рідинним охолодженням, турбонаддувом і проміжним охолоджувачем повітря, обладнаний двоступеневою системою очищення повітря.

Двигун (на відміну від двигуна комбайнів СК-5М "Нива" і СК-6 "Колос") розміщений поруч з кабіною, в передній правій частині молотарки, що дозволяє збільшити кут поперечної стійкості і місткість бункера, поліпшити роботу системи охолодження. Потужність від двигуна відбирається з двох сторін колінчастого валу: з передньої – на привід гідронасоса гідроприводу ходової частини, із задньої – на привід робочих органів.

Ходова частина комбайна забезпечує його переміщення з робочою швидкістю до 10 і транспортної до 20 км/год. Питомий тиск на ґрунт не перевищує 0,175 МПа. Міст ведучих коліс – роздільно-агрегатний, з гідро об'ємним приводом. На первинному валу коробки діапазонів встановлений гідромотор. Бортові редуктори – планетарно-циліндричні, з дисковими гальмами. Колеса управляються двома гідроциліндрами.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Комбайн оснащений шинами з протектором високої прохідності. Обладнаний уніфікованою шумоізолюваною кабіною з примусовою вентиляцією і кондиціонером, регульованим підресореним сидінням, теплозахисним склом, електронною системою, яка контролює основний технологічний процес прибирання. Рульова колонка забезпечена гідرو об'ємним приводом рульового механізму.

Гідросистема комбайна включає в себе три незалежні системи: основну, об'ємного рульового управління, об'ємного приводу ходової частини.

Система електрообладнання однопровідна, постійного струму з величиною напруги 24 В, з генератором змінного струму, що має вбудований випрямляч. Відмінною особливістю електрообладнання є використання автоматичної системи контролю за технологічним процесом і станом справності основних агрегатів. Вона дозволяє вимірювати частоту обертання молотильного барабана, вентилятора очищення, валу, двигуна, а також швидкість руху комбайна, контролювати і сигналізувати про гранично допустиме зниження частоти обертання молотильного барабана, зупинку колосового і зернового шнеків, соломонакопичувача, валу очищення, шнека полово-подрібнювача, про граничну температуру масла гідросистеми, води і масла двигуна. Про відхилення комбайнер попереджається звуковою та світловою сигналізацією.

Технічні характеристики комбайна «Дон-1500»

Ширина захвату, м:	6,0; 7,0; 8,6
Пропускна здатність молотарки кг/с	8
Продуктивність за годину основного часу (по зерну), т:	11,5
Швидкість, км/год:	
робоча:	0...10
транспортна:	0 ... 20
Експлуатаційна потужність двигуна, кВт	162
Частота обертання валу двигуна, хв ⁻¹	2000
Продуктивність вивантажувального шнека, т / хв	до 2,5
Дорожній просвіт, мм	370

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

Маса (конструкційна), кг:

з жаткою захопленням 6 м і накопичувачем

13440

1.2 Опис двигуна прототипу.

Двигун СМД-31 є базовою моделлю чотиритактних шестициліндрових дизелів рідинного охолодження сімейства СМД з діаметром циліндра 120 мм з безпосереднім уприскуванням палива в камеру згоряння, відкритого типу, розташовану в поршні, з турбонаддувом і проміжним охолодженням надувного повітря.



а)



б)

Рис. 1.1 – Загальний вид двигуна.

а – вид спереду; б – вид збоку (справа);

Дизель складається з блок-картера, двох головок циліндрів, кривошипно-шатунного механізму, механізму газорозподілу, складальних одиниць систем живлення паливом, живлення повітрям, змащення, охолодження, випуску відпрацьованих газів та електрообладнання.

Колінчастий вал семи опорний. Поршні охолоджуються маслом для зниження температури поршнів в зоні поршневих кілець.

Повітря, що надходить в циліндри, проходить триступеневу очистку. Для більш ефективного використання турбонаддуву повітря після компресора

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

охолоджується в повітро-повітряному радіаторі, встановленому перед водяним радіатором.

Паливний насос розподільного типу, двухплунжерний, оснащений обмежувачем димлення.

На дизелі встановлені два фільтри: центрифуга і повнопотоковий фільтр зі змінними паперовими фільтруючими елементами. Охолодження масла здійснюється в водо-масляному теплообміннику.

Водяний насос з вентилятором і шестерінчастий насос НШ32А-3 мають привід від шківів колінчастого валу, а генератор - від шківів водяного насоса. З метою забезпечення запуску в холодну пору року на дизелі встановлений електро факельний підігрівач.

Дизель комплектується водяним і повітряним радіаторами, глушником шуму випуску, приладами контролю за роботою дизеля.

Блок-картер є корпусною деталлю. Являє собою чавунну вилітку, верхня частина її утворює блок циліндрів, а нижня - верх картера колінчастого валу. У верхній частині блок-картера виконані вертикальні розточки, в них встановлені гільзи циліндрів. Порожнина між стінками блок-картера і гільзами утворює сорочку охолодження, заповнену рідиною охолодження. У поперечних перегородках нижній частині блок-картера розточені поверхні для підвіски колінчастого валу. Разом з кришками вони утворюють постіль для корінних підшипників колінчастого валу. Два півкільця встановлені в виточках блок-картера і два - в кришці підшипника.

Вкладиші корінних підшипників виготовлені з біметалічної смуги сплав А06-1 з наявним третім з припрацьовочним шаром. Верхні вкладиші мають кільцеву канавку і отвори для підведення масла.

Для охолодження поршнів маслом в блок-картері, в каналі головної магістралі виконані шість отворів, куди вставлені форсунки для подачі масла. В поперечних стінках блок-картера розточено чотири отвори, які служать опорами розподільного валу. В отвори запресовані підшипники: передній, середній і задній. У передній стінці запресовано палець проміжного

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

зубчастого колеса і дві напрямні втулки для установки картера і кришки розподільних зубчастих коліс.

У кришці картера розміщені масло відбивне кільце і гумова манжета для ущільнення носка колінчастого валу. На задній стінці блок-картера кріпиться корпус ущільнення колінчастого валу і картер маховика, виконаний з алюмінієвого сплаву. Картер маховика має фланець для кріплення стартера. Корпус ущільнення складається з верхньої та нижньої половин, в які вставлено дві половинки асбографітового сальника.

Гільзи циліндрів знімні, «мокрого типу», виготовлені із спеціального чавуну. Внутрішня поверхня гільз загартована струмом високої частоти (ТВЧ).

На дизелі встановлено дві взаємозамінні головки циліндрів. Головка являє собою чавунну виливку, виконану як одне ціле з клапанною коробкою.

Ущільнення площини роз'єму між головкою і блок-картером досягається азбосталевою прокладкою. На торцеву поверхню гільз встановлені кільця з відпаленої міді. На торцевій поверхні гільзи для установки кільця виконані канавки.

На голівці циліндрів змонтований клапанний механізм, закритий ковпаком. Стик між головкою і ковпаком ущільнений паронітовою прокладкою. У ковпаку встановлений сапун, дротяна касета якого піджимається корпусом, закріпленим на ковпаку за допомогою шпильок і гайок.

На нижній площині головки проти кожного циліндра виконані по дві циліндричних розточки. У них запресовані сідла для установки впускного і випускного клапанів. З боків головки кріпляться водяна труба, впускний і випускний колектори. На голівці циліндрів є три гнізда для установки форсунок. Внутрішні порожнини в голівці циліндрів заповнюються охолоджувальною рідиною.

Поршень вилито з алюмінієвого сплаву. У днищі його знаходиться тороїдальна камера згоряння відкритого типу. На поршні виконані канавки під установку компресійних і маслоз'ємних кілець. Канавка в поршні під верхнє

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

компресійне кільце зміцнена плазмовим переплавом. Для зливу масла, передбачено отвори. У двох бобишках розточено отвір під поршневий палець. На спідниці поршня виконані прорізи для форсунок змащування. Поршні упорядковано зовнішньому діаметру спідниці і за масою.

Компресійні кільця - чавунні. Верхнє компресійне кільце має в перетині форму двосторонньої трапеції з бочкоподібною робочою поверхнею, покритою твердим хромом. Друге компресійне кільце має в перетині форму односторонньої трапеції. На робочу поверхню кільця нанесено зносостійке покриття. Нижнє компресійне кільце має в перетині форму прямокутника.

Маслоз'ємне поршневе кільце складається з двох хромованих по зовнішньому діаметру сталевих сегментів і тангенційного розширювача. Поверх цього встановлюють два кільця сегмента відповідно між верхньою і нижньою стінками канавки поршня і тангенційним розширювачем.

Поршневий палець порожнистий, плаваючого типу, виготовлений з хромонікелевої сталі. Зовнішня поверхня пальця цементована. Від осевого переміщення в бобишках поршня палець утримується двома стопорними кільцями.

Шатун – має двотавровий перетин стрижня, штампований з хромової сталі. У верхню головку шатуна запресована сталєбронзова втулка. У верхній голівці шатуна просвердлено отвір. Нижня головка шатуна – роз'ємна. Кришка кріпиться до шатуна двома болтами з гайками. Розточка постелі в нижній голівці шатуна під підшипник виробляється в зборі з кришкою. Шатунний підшипник складається з двох вкладишів, виготовлених з біметалічної смуги сталь-бронза.

Колінчастий вал штампований, сталевий, має шість шатунних і сім корінних шийок. Шатунні шийки розташовані під кутом 120° . Щоки валу складають одне ціле з противагами. В шатунних шийках є порожнини для додаткової відцентрової очистки масла. Порожнини шийок з торців закриті різьбовими заглушками, які шплінтовані. На передньому кінці колінчастого валу встановлений блок зубчастих коліс.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На конусну частину переднього носка колінчастого валу посаджено водило, закріплене шпилькою. З водила через пружні елементи, що виконують роль демпфера крутильних коливань, крутний момент передається шківу відбору потужності. Шків обертається на підшипниках, встановлених на опорі, яка кріпиться до кришки картера зубчастих коліс.

До фланця заднього кінця колінчастого валу шістьма болтами кріпиться маховик. На литий чавунний маховик напресовано сталевий зубчастий вінець. Маховик при виготовленні балансують.

Механізм газорозподілу забезпечує впуск в циліндри свіжого повітря і випуск продуктів згоряння палива. Механізм газорозподілу має підвісну систему клапанів і складається з розподільного валу, зубчастих коліс розподілу, впускних і випускних клапанів, деталей їх установки і приводу.

Розподільний вал сталевий, чотирьохопорний. Опорні шийки валу різних діаметрів. Поверхня шийок і кулачків загартована СВЧ. У середніх шийках є кільцеві канавки для підведення масла до клапанного механізму. Розподільний вал приводиться в обертання від колінчастого валу через зубчасті колеса розподілу.

Штовхачі сталеві, мають денця. Для рівномірного зносу вісь штовхача кілька зміщена щодо осі кулачка, в результаті чого відбувається обертання штовхача навколо своєї осі.

Штанги штовхачів виготовлені із сталевого прута. Сферичні кінці штанг загартовані ТВЧ. Коромисло клапана являє собою двоплечій важіль, виготовлений з вуглецевої сталі. На голівці циліндрів встановлені три осі коромисел. На кожній осі є по два коромисла, осьове переміщення яких обмежується стопорними кільцями. Направляючі втулки клапанів металокерамічні. Впускні і випускні клапани виготовлені з жароміцної сталі. Кожен закривається під дією двох пружин: зовнішньої і внутрішньої. Клапанні пружини закріплені за допомогою тарілки, втулки і сухарів.

В систему живлення паливом входять: паливний бак, фільтр грубого очищення палива, паливний насос з регулятором і паливо підкачувальним

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

насосом, фільтр тонкого очищення палива, паливопроводи низького і високого тиску, форсунки. Паливний бак і фільтр грубої очистки палива встановлюються на машині.

Для попередньої фільтрації палива на машині встановлюється фільтр грубої очистки ФГ-75, що складається з корпусу, з встановленим по центру розподільником, і фільтруючого елемента, виконаного у вигляді конуса. Фільтруючий елемент закритий пластмасовим стаканом, який кріпиться до корпусу кільцем і болтами. Між стаканом і корпусом встановлено кільце ущільнювача. Всередині склянки розміщений заспокоювач. У нижній частині стакана є отвір, закритий пробкою для зливу відстою палива.

Для остаточного очищення палива на дизелі встановлений фільтр тонкого очищення ФТ-150А. Він складається з чавунного корпусу, до якого за допомогою стяжних болтів кріпляться дві однакові фільтруючі секції, що працюють паралельно. Кожна секція складається з паперового фільтруючого елемента ЕФТ-75А, встановленого на штуцері, і склянки. Для ущільнення між корпусом і стаканом встановлено кільце. Отвори стяжних болтів для зливу палива з фільтра закриті пробками. У корпус фільтра вкручені болти кріплення паливопроводів. Нагнітається паливо насосом паливопідкачувальним по паливопроводу надходить у фільтр.

Паливний насос розподільного типу, двухплунжерний, з механічним всережимним регулятором прямої дії, поршнеvim паливопідкачувальним насосом, та насосом ручного підкачування палива і обмежувачем димлення.

Корпус насоса алюмінієвий, нероз'ємний, з трьома порожнинами: насосної, регуляторної та кулачкового механізму. У них розміщені відповідно дві плунжерні пари з приводом, регулятор, кулачковий і ексцентриковий вали. Кулачковий вал приводиться в обертання від зубчастого колеса приводу паливного насоса через шлицьову втулку. Секція високого тиску складається з втулки, плунжера, дозатора, пробки, пружини, зубчастої втулки.

У втулці плунжера встановлені штуцери з нагнітальними клапанами подвійної дії. Герметизація надплунжерного простору досягається за рахунок прокладки і пробки. В ущільнювальній канавці втулки плунжера гумове кільце служить для розділення паливної та масляної порожнин насоса і їх герметичності.

При обертанні кулачкового валу плунжери здійснюють зворотно-поступальний і обертальний рух. Нагнітання палива відбувається при набіганні кулачка на ролик штовхача, а всмоктування - під дією зворотної пружини. Плунжери від валу регулятора через проміжні зубчасті колеса і зубчасті втулки отримують обертальний рух, розподіляючи при цьому паливо по циліндрах.

Кількість палива що подається, вимірюється при осьовому переміщенні дозатора по плунжеру за допомогою регулятора через систему важелів. Найбільша подача палива забезпечується при крайньому верхньому положенні дозатора. Подача палива припиняється примусово важелем управління або регулятором при досягненні граничної частоти обертання.

Масило паливного насоса циркуляційне від мастильної системи дизеля. З головної магістралі масло по каналах в картері розподільних зубчастих коліс, кришці і фланці насоса надходить у зазор між отвором корпусу насоса і штовхачем першої секції високого тиску, змащуючи деталі насоса і регулятора. При досягненні певного рівня масло по каналах в корпусі насоса і через внутрішні порожнини в картері розподільних зубчастих коліс зливається в нижню кришку картера дизеля. Кріплення насоса фланцеве.

Регулятор - всережимний, механічний прямої дії, з позитивним коригуванням і автоматичним збагачувачем подачі палива, розташований в одному корпусі з насосом.

Паливопідкачувальний насос кріпиться до корпусу паливного насоса на двох шпильках. Привід насоса здійснюється від ексцентрикового валу через ролик. Паливопідкачувальний насос - поршневого типу складається з чавунного корпусу, в горизонтальній розточці якого розміщений поршень.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Поршень притискається до штоку пружиною, що упирається іншим кінцем в пробку. В розточці з боку фланця по одній осі з поршнем встановлено роликовий штовхач. У нижній частині корпусу в спеціальних розточеннях розміщені клапани: впускний і випускний, притиснуті до сідел пружинами і пробками.

На дизелі встановлені форсунки ФД-22М, закритого типу що складаються з корпусу, в нижній частині якого за допомогою спеціальної гайки приєднаний розпилювач. У корпусі розпилювача є чотири несиметрично розташованих соплових отвори. Голка розпилювача притискається до отвору в корпусі через штангу пружиною. Зусилля затягування пружини регулюється гвинтом, вкрученим в корпус форсунки. Регулювальний гвинт утримується від провертання контрогайкою. Ущільнення між корпусом форсунки і ковпаком забезпечується прокладкою. Корпус форсунки має фланець з двома отворами під шпильки кріплення.

В систему живлення повітрям входять: складальні одиниці системи очищення повітря, турбокомпресор, повітряний радіатор і впускний колектор. Всмоктуване турбокомпресором повітря проходить через систему очищення, по трубопроводу нагнітається в повітро-повітряний радіатор, де охолоджується вентилятором. Після радіатора охолоджене повітря по трубопроводу подається у впускний колектор, а з нього в циліндри дизеля. Для очищення всмоктуваного в циліндри повітря передбачена триступенева система, яка складається з обертового повітрозабірника, інерційного предочисника і очисника повітря.

Обертовий повітрозабірник встановлений на вхідному патрубку інерційного перед очисника і кріпиться стяжним хомутом. Являє собою циліндричну сітку до одного краю якої приварена кришка, а до іншого завальцьована крильчатка, що оберігає від попадання поживних мас через зазор між сіткою і піддоном. До фланця болтами прикріплена кришка з сіткою. Фланець встановлений на осі, що обертається в підшипниках. На нижній частині осі закріплена турбіна.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Інерційний предочисник закріплений на капоті і з'єднується з вхідним патрубком повітроочисника за допомогою гумового компенсатора та стяжних хомутів. Предочисник складається з циліндричного корпусу, всередині якого приварений завихрювач і відбивач.

Клапан ежектора закріплений на капоті і приєднаний до відсмоктувальної трубки ежектора і відсмоктувальної трубки інерційного предочисника за допомогою шлангів і стяжних хомутів. Клапан ежектора складається з циліндричного корпусу. Всередині його знаходиться клапан.

1.3 Висновки по розділу.

В ході роботи над даним розділом, було вивчено та розглянуто функціональне призначення об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є колісний, самохідний, однобарабанный, комбайн «Дон-1500» та описано задачі які він має вирішувати під час роботи.

Окремо детально розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості щодо форсування двигуна-прототипу з отриманням високих техніко-економічних показників без зниження показників надійності та довговічності його роботи.

РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 180$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 1700$

Ступінь стиску $\epsilon = 17$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 1.7$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_B = 180$

Тиск навколишнього середовища, кПа $p_a = 101.3$

Температура навколишнього середовища, К $T_a = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $\Delta T = 10$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа $p_r = 190$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 770$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.45$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi_Z = 0.78$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.98$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$C = 0.86$; $H = 0.13$; $O = 0.01$; $S = 0$; $W = 0$;

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$

2.1.3 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.7 \cdot 0.495 = 0.841$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.7 - 1) \cdot 0.495 = 0.073$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.7 \cdot 0.495 = 0.664$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.073 \\ 0.664 \end{pmatrix} = 0.874$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{180}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 363.5$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 50$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 363.5 - 50 = 313.5$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 180 - 3 = 177$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.92$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.92 \cdot 180 = 165.6$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{770} \cdot \frac{190}{17 \cdot 165.6 - 190} = 0.03$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 770}{1 + 0.03} = 315.93$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{165.6}{180} \cdot \frac{313.489}{315.932 \cdot (1 + 0.028)} = 0.943$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_{int}}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

де $R_{\Pi} = 287 \text{ Дж} / \text{кг} \cdot \text{К}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{177 \cdot 10^3}{287 \cdot 313.489} = 1.967$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.37$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 165.6 \cdot 17^{1.37} = 8031.106$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (5000...9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 315.93 \cdot 17^{1.37-1} = 901.28$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700...1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 901.28 = 22.258$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.874}{0.841} = 1.039$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,035...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.039 + 0.028}{1.000 + 0.028} = 1.038$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,036...1,042)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.874} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.073 \cdot 23.3 \\ 0.664 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.389$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.8735} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0727 \cdot 0.0015 \\ 0.6642 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314 ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z ; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.389 + 8.314 = 31.703$$

$$b' = b = 0.00184$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.45 \cdot 8031.106 = 11645.104$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0$$

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00184 \cdot 1.03795 = 0.00191$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.703 \cdot 1.038 = 32.906$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.78 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.841 \cdot (1 + 0.028)} = 3.829 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.258 + 8.314 \cdot 1.45) \cdot 901.28 = 3.093 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 38291.322 + 30925.503 = 69216.825$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.906^2 + 4 \cdot 1.907 \times 10^{-3} \cdot 6.922 \times 10^4 = 1.611 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.906 + \sqrt{1610.9}}{2 \cdot 0.002} = 1895.256$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.038 \cdot 1.895 \times 10^3}{1.45 \cdot 901.28} = 1.505$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.505} = 11.294$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.217$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11645.104}{11.294^{1.217}} = 609.32$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (400...900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1895.256}{11.294^{1.217-1}} = 1119.961$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000...1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1119.961}{\sqrt[3]{\frac{609.32}{190}}} = 759.462$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 759.462|}{770} \cdot 100 = 1.369 \quad \%$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.45 \cdot (1.505 - 1) = 0.733$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.45 \cdot 1.505}{1.217 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.294^{1.217-1}}\right) = 4.115$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}}\right) = \frac{1}{1.37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.37-1}}\right) = 1.755$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{8031.106}{17 - 1} \cdot [0.733 + (4.115 - 1.755)] = 1551.96$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 1551.96 = 1520.921$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.7 \cdot 14.317 \cdot 1520.921}{0.943 \cdot 42447.806 \cdot 1.967} = 0.47$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0.42 \dots 0.53)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.47 \cdot 42447.806} = 0.18$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0.16 \dots 0.20) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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 $s_{пр} = 0.14$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.14 \cdot 1700}{30} = 7.933$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 7.933 = 181.613$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1520.921 - 181.613 = 1339.308$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1339.308}{1520.921} = 0.881$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.47 \cdot 0.881 = 0.414$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,35...0,42)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.414 \cdot 42447.806} = 0.205$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,200...0,242) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.205 \cdot 180 = 36.882$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{180 \cdot 10^3}{1339.308 \cdot 1700} = 9.487$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{9.487}{6} = 1.581$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}$$

де $d_{пр} = 0.12$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.14}{0.12} = 1.167 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.581}{\pi \cdot 1.167}} = 119.944$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.167 \cdot 119.944 = 139.935$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 120 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad d = d' \cdot 10^{-3} = 120 \cdot 10^{-3} = 0.12$$

Хід поршня

$$s' = 140 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad s = s' \cdot 10^{-3} = 140 \cdot 10^{-3} = 0.14$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.12^2 \cdot 0.14 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 9.5$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1339.308 \cdot 9.5 \cdot 1700}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 180.252$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |180.252 - 180|}{180.252 + 180} \cdot 100 = 0.14 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.12^2}{4} \cdot 0.14 = 1.583 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{1.583 \times 10^{-3}}{17 - 1} = 9.896 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 1.583 \times 10^{-3} + 9.896 \times 10^{-5} = 1.682 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 9.896 \times 10^{-5} \cdot 1.505 = 1.49 \times 10^{-4}$$

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

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

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

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d * (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi) / V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00010$	$p(0) = 165.6$	$V(180) = 0.00168$	$p(180) = 165.6$
$V(10) = 0.00011$	$p(10) = 165.6$	$V(190) = 0.00167$	$p(190) = 166.818$
$V(20) = 0.00016$	$p(20) = 165.6$	$V(200) = 0.00165$	$p(200) = 170.565$
$V(30) = 0.00023$	$p(30) = 165.6$	$V(210) = 0.0016$	$p(210) = 177.141$
$V(40) = 0.00033$	$p(40) = 165.6$	$V(220) = 0.00154$	$p(220) = 187.089$
$V(50) = 0.00044$	$p(50) = 165.6$	$V(230) = 0.00146$	$p(230) = 201.282$
$V(60) = 0.00057$	$p(60) = 165.6$	$V(240) = 0.00136$	$p(240) = 221.066$
$V(70) = 0.00071$	$p(70) = 165.6$	$V(250) = 0.00125$	$p(250) = 248.522$
$V(80) = 0.00085$	$p(80) = 165.6$	$V(260) = 0.00113$	$p(260) = 286.906$
$V(90) = 0.00099$	$p(90) = 165.6$	$V(270) = 0.00099$	$p(270) = 341.467$
$V(100) = 0.00113$	$p(100) = 165.6$	$V(280) = 0.00085$	$p(280) = 420.959$
$V(110) = 0.00125$	$p(110) = 165.6$	$V(290) = 0.00071$	$p(290) = 540.6$
$V(120) = 0.00136$	$p(120) = 165.6$	$V(300) = 0.00057$	$p(300) = 728.066$
$V(130) = 0.00146$	$p(130) = 165.6$	$V(310) = 0.00044$	$p(310) = 1036.03$
$V(140) = 0.00154$	$p(140) = 165.6$	$V(320) = 0.00033$	$p(320) = 1568.054$
$V(150) = 0.0016$	$p(150) = 165.6$	$V(330) = 0.00023$	$p(330) = 2523.833$
$V(160) = 0.00165$	$p(160) = 165.6$	$V(340) = 0.00016$	$p(340) = 4210.144$
$V(170) = 0.00167$	$p(170) = 165.6$	$V(350) = 0.00011$	$p(350) = 6612.581$

V(360) = 0.0001	p(360) = 8031.106	V(540) = 0.00168	p(540) = 609.32
V(370) = 0.00011	p(370) = 11645.104	V(550) = 0.00167	p(550) = 190
V(380) = 0.00016	p(380) = 10793.119	V(560) = 0.00165	p(560) = 190
V(390) = 0.00023	p(390) = 6850.617	V(570) = 0.0016	p(570) = 190
V(400) = 0.00033	p(400) = 4488.632	V(580) = 0.00154	p(580) = 190
V(410) = 0.00044	p(410) = 3106.179	V(590) = 0.00146	p(590) = 190
V(420) = 0.00057	p(420) = 2270.566	V(600) = 0.00136	p(600) = 190
V(430) = 0.00071	p(430) = 1742.924	V(610) = 0.00125	p(610) = 190
V(440) = 0.00085	p(440) = 1395.646	V(620) = 0.00113	p(620) = 190
V(450) = 0.00099	p(450) = 1158.87	V(630) = 0.00099	p(630) = 190
V(460) = 0.00113	p(460) = 992.818	V(640) = 0.00085	p(640) = 190
V(470) = 0.00125	p(470) = 873.896	V(650) = 0.00071	p(650) = 190
V(480) = 0.00136	p(480) = 787.582	V(660) = 0.00057	p(660) = 190
V(490) = 0.00146	p(490) = 724.645	V(670) = 0.00044	p(670) = 190
V(500) = 0.00154	p(500) = 679.073	V(680) = 0.00033	p(680) = 190
V(510) = 0.0016	p(510) = 646.901	V(690) = 0.00023	p(690) = 190
V(520) = 0.00165	p(520) = 625.523	V(700) = 0.00016	p(700) = 190
V(530) = 0.00167	p(530) = 613.298	V(710) = 0.00011	p(710) = 190

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 2418.538$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.419 \times 10^3}{1.583 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.527 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.527 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.497 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.521 \times 10^3 + 1.497 \times 10^3}{2} = 1.509 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.521 \times 10^3 - 1.497 \times 10^3}{1.509 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 1.591$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ 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;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p_c'' = k_p \cdot p_c$$

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 8.031 \times 10^3 = 9.637 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 1.165 \times 10^4 = 1.165 \times 10^4$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 165.6$	$V(\varphi_r) = 9.896 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 165.6$	$V(\varphi_d) = 1.682 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 8031.106$	$V(\varphi_c) = 9.896 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 11645.104$	$V(\varphi_z) = 9.911 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 609.32$	$V(\varphi_b) = 1.682 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 3.257 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.912 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 5.372 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.327 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 378$	$p(\varphi_{z'}) = 1.165 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 1.474 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 484$	$p(\varphi_{b''}) = 759.995$	$V(\varphi_{b''}) = 1.403 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 703$	$p(\varphi_{r'}) = 190$	$V(\varphi_{r'}) = 1.422 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 17$	$p(\varphi_{r''}) = 165.6$	$V(\varphi_{r''}) = 1.422 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 236$	$p(\varphi_{d'}) = 212.369$	$V(\varphi_{d'}) = 1.403 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 9.637 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 9.896 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zd} = 1.165 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 1.112 \times 10^{-4}$

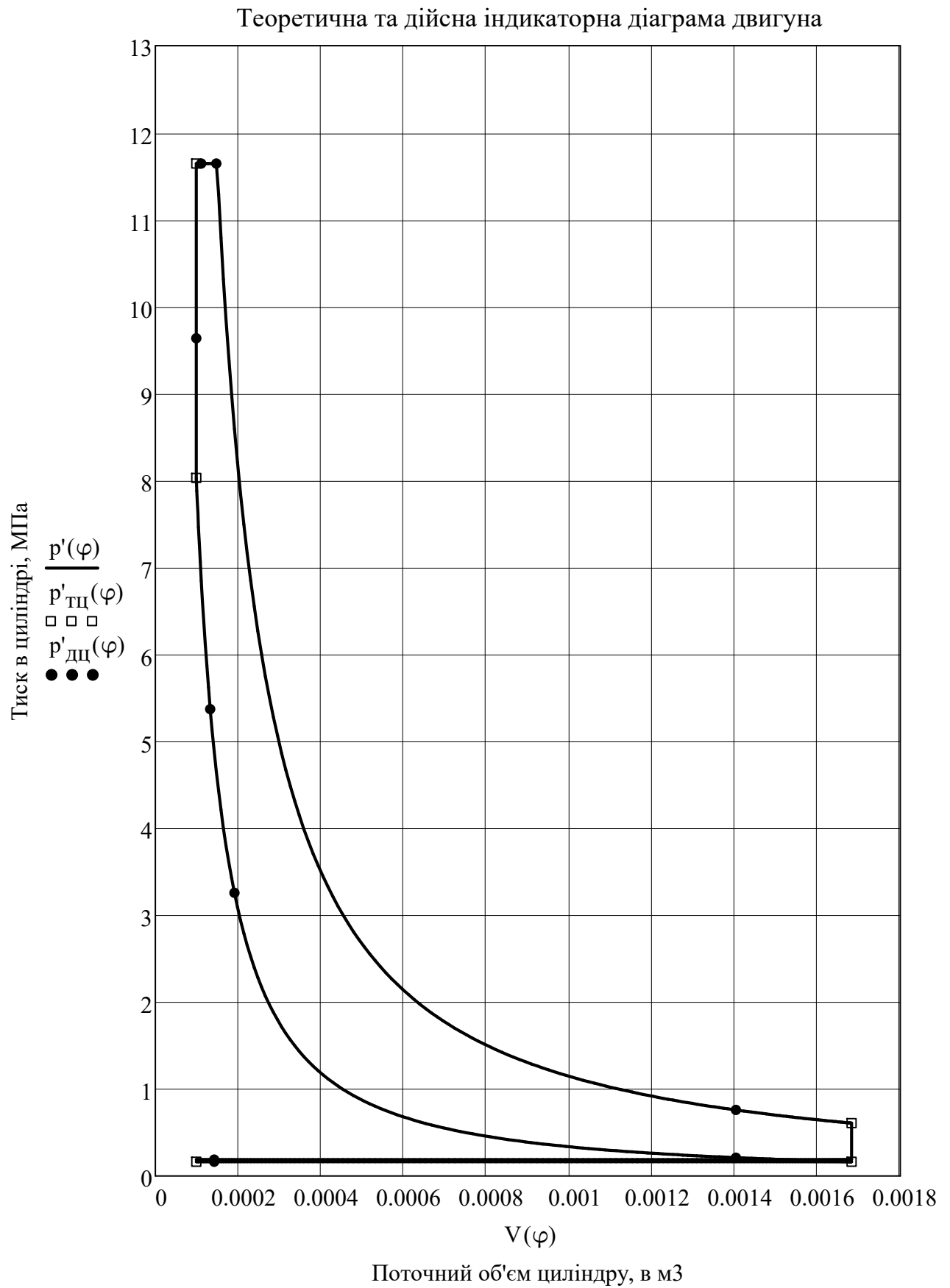


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

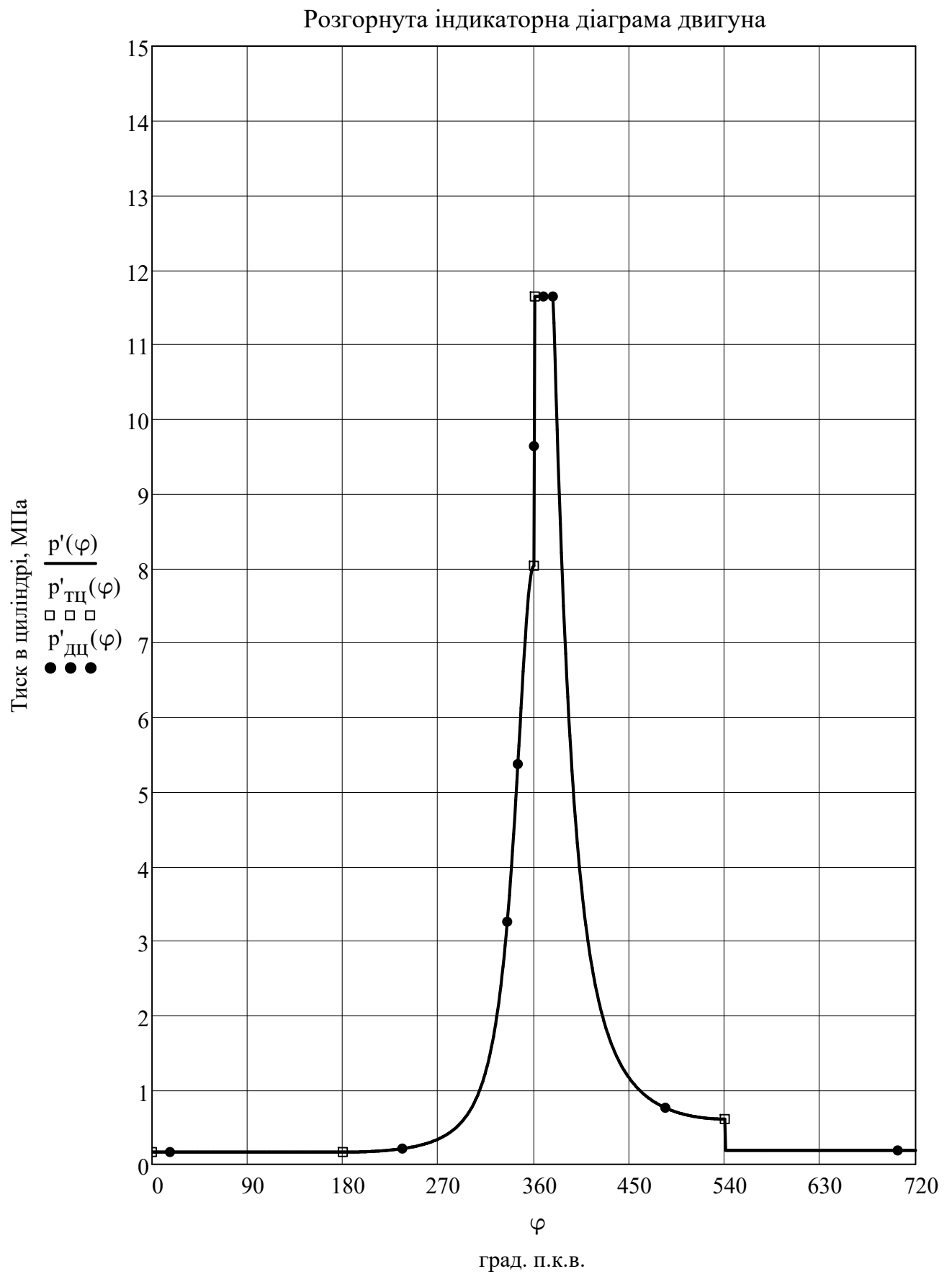


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Даний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

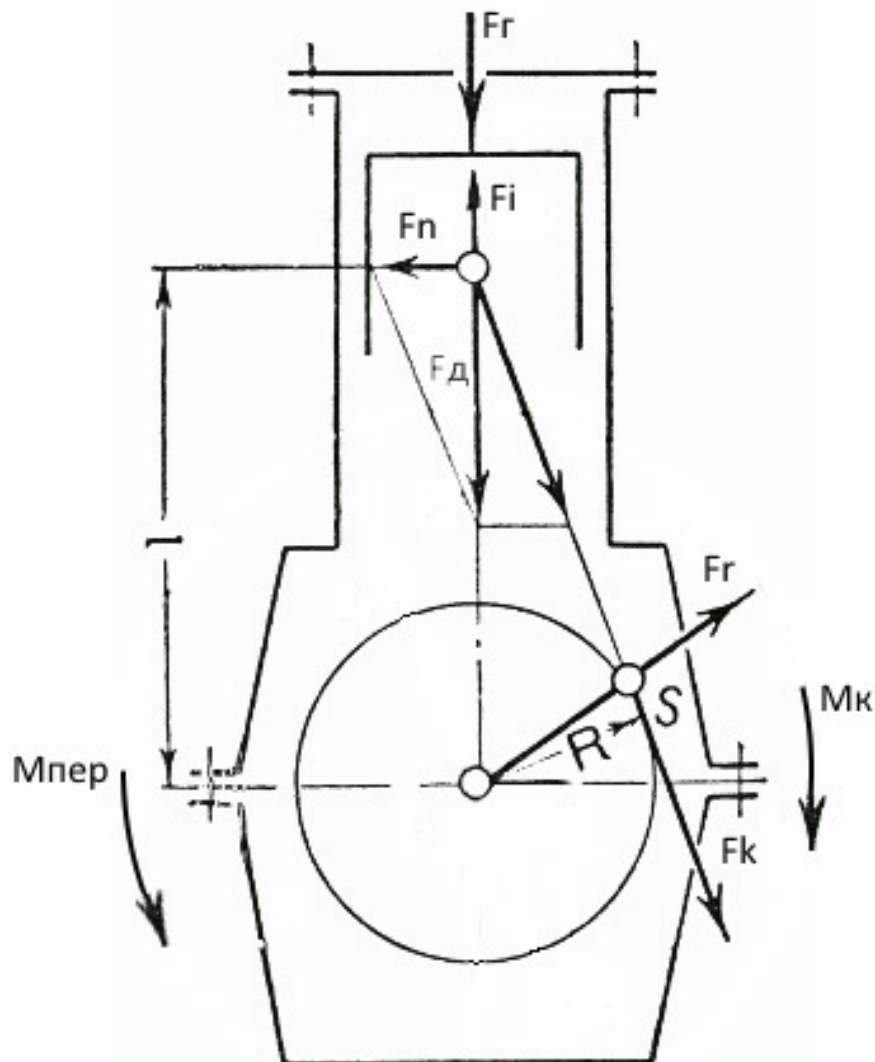


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 2.25$ кг - маса комплекту поршня

$m_{Ш} = 4.55$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{Ш} = 2.25 + \frac{1}{3} \cdot 4.55 = 3.767$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.14}{2} = 0.07$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.07}{0.256} = 0.273$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.12^2}{4} = 0.011$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1700}{30} = 178.024$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{кр} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутий момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

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

$F_r(0) = 0.727$	$F_i(0) = -10.495$	$F_d(0) = -9.768$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.727$	$F_i(30) = -8.306$	$F_d(30) = -7.579$	$M_k(30) = -0.325$
$F_r(60) = 0.727$	$F_i(60) = -3.109$	$F_d(60) = -2.381$	$M_k(60) = -0.163$
$F_r(90) = 0.727$	$F_i(90) = 2.139$	$F_d(90) = 2.866$	$M_k(90) = 0.201$
$F_r(120) = 0.727$	$F_i(120) = 5.248$	$F_d(120) = 5.975$	$M_k(120) = 0.315$
$F_r(150) = 0.727$	$F_i(150) = 6.167$	$F_d(150) = 6.894$	$M_k(150) = 0.187$
$F_r(180) = 0.727$	$F_i(180) = 6.217$	$F_d(180) = 6.944$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.858$	$F_i(210) = 6.167$	$F_d(210) = 7.025$	$M_k(210) = -0.191$
$F_r(240) = 1.355$	$F_i(240) = 5.248$	$F_d(240) = 6.602$	$M_k(240) = -0.348$
$F_r(270) = 2.716$	$F_i(270) = 2.139$	$F_d(270) = 4.855$	$M_k(270) = -0.34$
$F_r(300) = 7.089$	$F_i(300) = -3.109$	$F_d(300) = 3.98$	$M_k(300) = -0.273$
$F_r(330) = 27.398$	$F_i(330) = -8.306$	$F_d(330) = 19.092$	$M_k(330) = -0.818$
$F_r(360) = 89.684$	$F_i(360) = -10.495$	$F_d(360) = 79.189$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 76.333$	$F_i(390) = -8.306$	$F_d(390) = 68.027$	$M_k(390) = 2.913$
$F_r(420) = 24.534$	$F_i(420) = -3.109$	$F_d(420) = 21.425$	$M_k(420) = 1.469$
$F_r(450) = 11.961$	$F_i(450) = 2.139$	$F_d(450) = 14.1$	$M_k(450) = 0.987$
$F_r(480) = 7.762$	$F_i(480) = 5.248$	$F_d(480) = 13.009$	$M_k(480) = 0.685$
$F_r(510) = 6.171$	$F_i(510) = 6.167$	$F_d(510) = 12.338$	$M_k(510) = 0.335$
$F_r(540) = 5.746$	$F_i(540) = 6.217$	$F_d(540) = 11.963$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 1.003$	$F_i(570) = 6.167$	$F_d(570) = 7.17$	$M_k(570) = -0.195$
$F_r(600) = 1.003$	$F_i(600) = 5.248$	$F_d(600) = 6.251$	$M_k(600) = -0.329$
$F_r(630) = 1.003$	$F_i(630) = 2.139$	$F_d(630) = 3.142$	$M_k(630) = -0.22$
$F_r(660) = 1.003$	$F_i(660) = -3.109$	$F_d(660) = -2.105$	$M_k(660) = 0.144$
$F_r(690) = 1.003$	$F_i(690) = -8.306$	$F_d(690) = -7.303$	$M_k(690) = 0.313$
$F_r(720) = 1.003$	$F_i(720) = -10.495$	$F_d(720) = -9.492$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -9.768$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.978$	$F_r(30) = -6.075$	$F_k(30) = -4.637$	$M_{пер}(30) = 0.325$
$F_n(60) = -0.541$	$F_r(60) = -0.722$	$F_k(60) = -2.333$	$M_{пер}(60) = 0.163$
$F_n(90) = 0.759$	$F_r(90) = -0.759$	$F_k(90) = 2.866$	$M_{пер}(90) = -0.201$
$F_n(120) = 1.358$	$F_r(120) = -4.164$	$F_k(120) = 4.495$	$M_{пер}(120) = -0.315$
$F_n(150) = 0.89$	$F_r(150) = -6.416$	$F_k(150) = 2.677$	$M_{пер}(150) = -0.187$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -6.944$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.907$	$F_r(210) = -6.537$	$F_k(210) = -2.727$	$M_{пер}(210) = 0.191$
$F_n(240) = -1.501$	$F_r(240) = -4.601$	$F_k(240) = -4.967$	$M_{пер}(240) = 0.348$
$F_n(270) = -1.286$	$F_r(270) = -1.286$	$F_k(270) = -4.855$	$M_{пер}(270) = 0.340$
$F_n(300) = -0.905$	$F_r(300) = 1.206$	$F_k(300) = -3.899$	$M_{пер}(300) = 0.273$
$F_n(330) = -2.464$	$F_r(330) = 15.302$	$F_k(330) = -11.68$	$M_{пер}(330) = 0.818$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 79.189$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 8.78$	$F_r(390) = 54.523$	$F_k(390) = 41.617$	$M_{пер}(390) = -2.913$
$F_n(420) = 4.871$	$F_r(420) = 6.494$	$F_k(420) = 20.99$	$M_{пер}(420) = -1.469$
$F_n(450) = 3.734$	$F_r(450) = -3.734$	$F_k(450) = 14.1$	$M_{пер}(450) = -0.987$
$F_n(480) = 2.958$	$F_r(480) = -9.066$	$F_k(480) = 9.788$	$M_{пер}(480) = -0.685$
$F_n(510) = 1.592$	$F_r(510) = -11.481$	$F_k(510) = 4.79$	$M_{пер}(510) = -0.335$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -11.963$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.925$	$F_r(570) = -6.672$	$F_k(570) = -2.784$	$M_{пер}(570) = 0.195$
$F_n(600) = -1.421$	$F_r(600) = -4.356$	$F_k(600) = -4.703$	$M_{пер}(600) = 0.329$
$F_n(630) = -0.832$	$F_r(630) = -0.832$	$F_k(630) = -3.142$	$M_{пер}(630) = 0.22$
$F_n(660) = 0.479$	$F_r(660) = -0.638$	$F_k(660) = 2.063$	$M_{пер}(660) = -0.144$
$F_n(690) = 0.943$	$F_r(690) = -5.853$	$F_k(690) = 4.468$	$M_{пер}(690) = -0.313$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -9.492$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

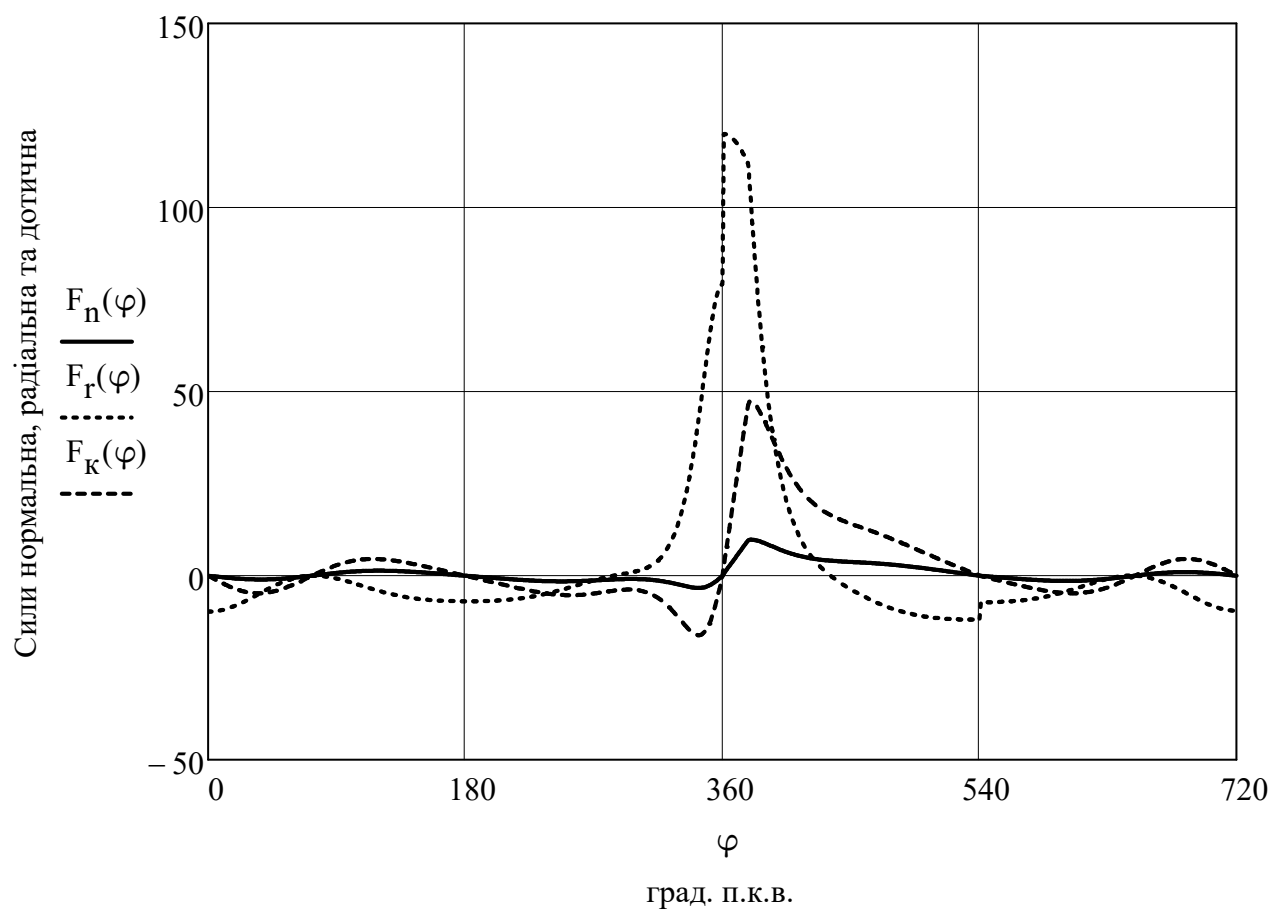
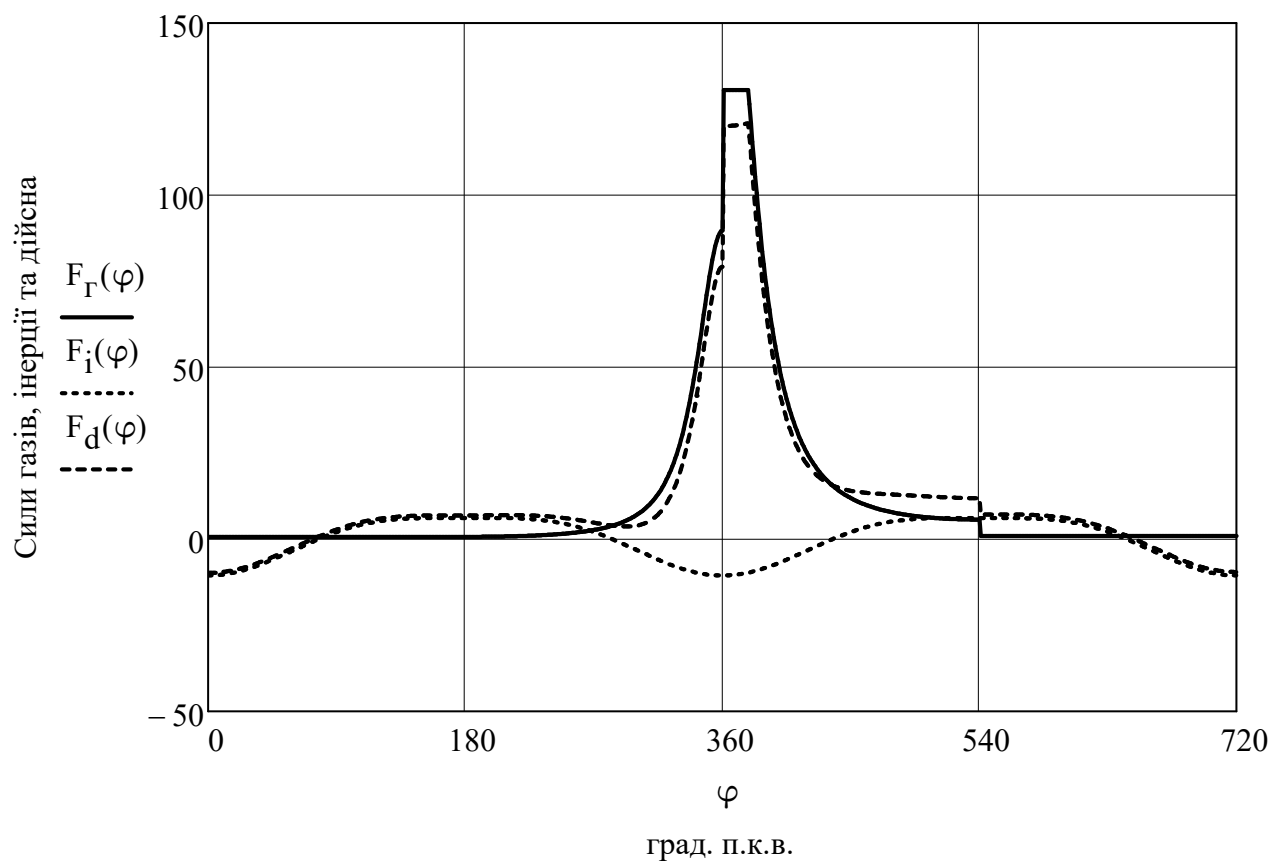


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

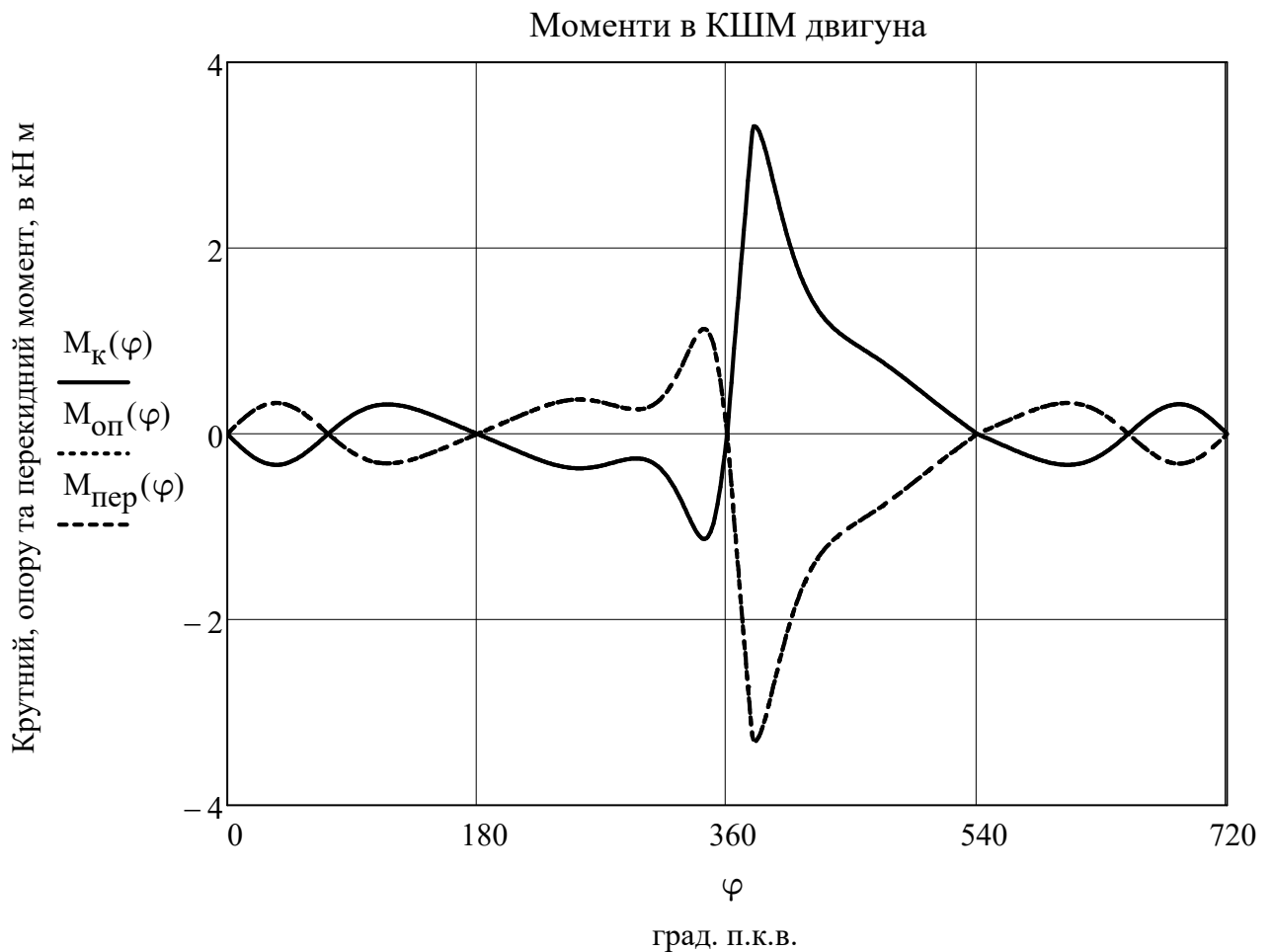


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_k = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_k = 0, \Delta\varphi_k \dots \varphi_{сп}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma,кр}(\varphi_k) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_k(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_k) \cdot s)$$

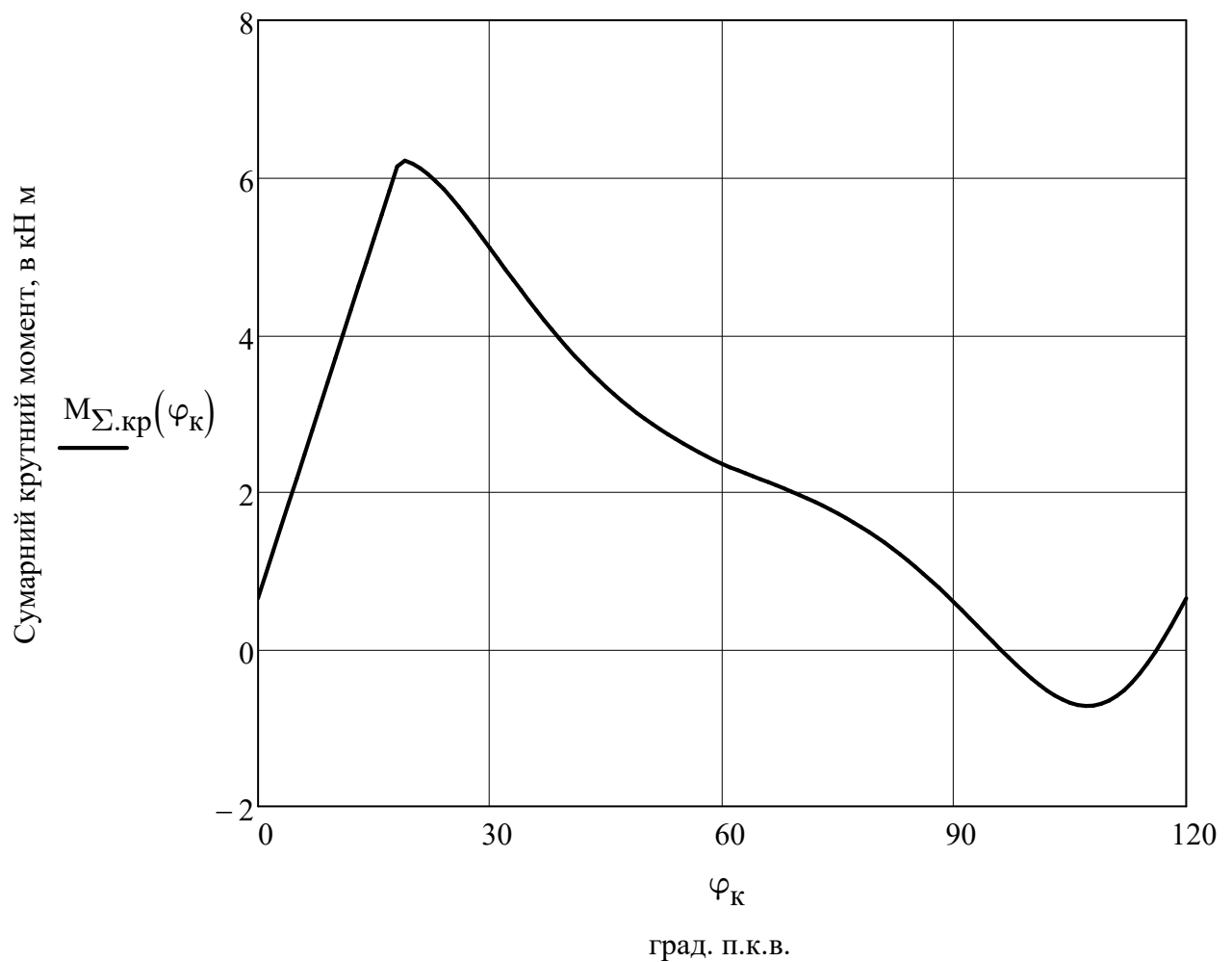


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 0.646$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 4.309$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 5.853$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 4.31$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.082$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 2.355$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.873$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 1.129$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -3.375 \times 10^{-3}$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = -0.716$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.646$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{н.в}$$

де 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

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{36.882 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 4.349 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 180.252 = 180251.86$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.803 \times 10^5}{4.349 \times 10^5} \cdot 100 = 41.449$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 434874.419 \cdot 0.414 = 180000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.803 \times 10^5 - 1.8 \times 10^5|}{1.803 \times 10^5} \cdot 100 = 0.14$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н}$$

де Q_w - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{т.п}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.13$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.05$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.13 + 0.05 = 0.18$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.18 \cdot 434874.419 = 78277.395$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 181.613 = 108.968$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.12^2}{4} \cdot 0.14 = 1.583 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{108.968 \cdot 1.58336 \times 10^{-3} \cdot 1.7 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 14.66555$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 14.666 = 14665.549$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_v = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 78277.395 + 14665.549 = 92942.944$$

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

$$V_v = \frac{Q'_v \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_v \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_v}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{92942.94403 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00266$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

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

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.003 \cdot 98}{0.9} = 0.29$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.29 = 289.846$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 78277.4 + 14665.5 + 289.8 = 93232.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{93232.79}{434874.419} \cdot 100 = 21.439$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 770 - 273 = 497$$

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 315.932 - 273 = 42.932$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 42.932 = 29.108$$

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

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot mC_p \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_{\Gamma} = 0.874 \cdot 33.488 \cdot 497 = 14538.883$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_d = 0.841 \cdot 29.108 \cdot 42.932 = 1050.635$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 14538.9 - 1050.6 = 13488.2$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{36.882}{3.6} \cdot 13488.248 = 138186.038$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{138186.038}{434874.419} \cdot 100 = 31.776$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{181.613}{1520.921} \cdot 0.47 = 0.056$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.056 \cdot 434874.419 = 24408.428$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 78277.395 + 24408.428 - 93232.79 = 9453.034$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - густина мастила

$C_{mm} = 2.094 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 9.453 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.254 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

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

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.254 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.627$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.627 = 626.992$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 9453.034 + 626.992 = 10080.026$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{10080.026}{434874.419} \cdot 100 = 2.318$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 180251.86 \\ 93232.79 \\ 138186.038 \\ 10080.026 \end{pmatrix} = 421750.714$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 434874.4 - 421750.7 = 13123.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{13123.705}{434874.419} \cdot 100.000 = 3.018$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 434874.4$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 180251.9$	$q_e = 41.4$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 138186.0$	$q_{\Gamma} = 31.8$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 93232.8$	$q_B = 21.4$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 10080$	$q_M = 2.3$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 13123.7$	$q_{HB} = 3.0$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 41.449 + 31.776 + 21.439 + 2.318 + 3.018 = 100$$

2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	173	180,2	4,2
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1210	1339	10,7
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,4	0,414	3,5
4	Механічний ККД	η_m	-	0,87	0,881	1,3
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{g}{(кВт год)}$	214	205	-4,2
6	Діаметр циліндру	D	мм	120	120	0,0
7	Хід поршня	S	мм	140	140	0,0

В даному розділі кваліфікаційної роботи вирішувалось завдання щодо можливостей форсування проектного двигуна опираючись на показники двигуна-прототипу. Так номінальна ефективна потужність проектного двигуна згідно завдання на 7 кВт більше, ніж у двигуна прототипу. Після виконання розрахунків щодо визначення параметрів робочого циклу, розрахований приріст потужності склав 7,2 кВт, що більше ніж у прототипу на 4,2%.

Форсування проектного двигуна в свою чергу призвело до зростання середнього ефективного тиску проектного двигуна у порівнянні з двигуном-прототипом на 10,7%.

Оптимізація та раціональний вибір параметрів робочого циклу проектного двигуна забезпечили зменшення питомої витрати палива у порівнянні з прототипом на 4,2%. Порівняння значення ефективного ККД

показує, що він зріс на 3,5% у проектованого двигуна, проти прототипу, що доводить високу ефективність параметрів робочого циклу.

Завдяки запропонованій конструкції муфти, що включається після повного прогріву двигуна, вдалося зменшити механічні втрати двигуна пов'язані . Так зростання механічного ККД проектованого двигуна сягнуло 1,3%.

Оптимізація параметрів робочого циклу двигуна забезпечила умови, при яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи проектованого двигуна не відрізняються від аналогічних у двигуна-прототипу, що мінімізує вірогідність суттєвого збільшення масогабаритних параметрів проектованого двигуна.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектованого двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектованого двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в цьому розділі чисельні результати не лише дають можливість оцінити ефективність прийнятих рішень щодо форсування проектованого двигуна, а також являються фундаментом для пошуку подальших шляхів щодо вдосконалення роботи системи охолодження проектованого двигуна.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ПРИВОДУ МУФТИ ВЕНТИЛЯТОРУ

3.1 Опис будови та функціонування штатної системи охолодження.

Система охолодження призначена для примусового відведення теплоти від найбільш нагрітих деталей (гільзи, блоку, головок циліндрів) і підтримки необхідного температурного режиму дизеля.

У дизелях СМД-31 застосована рідинна примусова система охолодження. В якості охолоджуючої рідини використовують воду або антифриз. На рисунку 3.1 наведена схема системи охолодження дизеля СМД-31. Основні складальні одиниці системи - водяний насос із вентилятором, радіатор і термостати. Вода з нижнього бачка радіатора засмоктується водяним насосом і по каналам блок-картера подається у водяну сорочку блоку циліндрів і головок циліндрів.

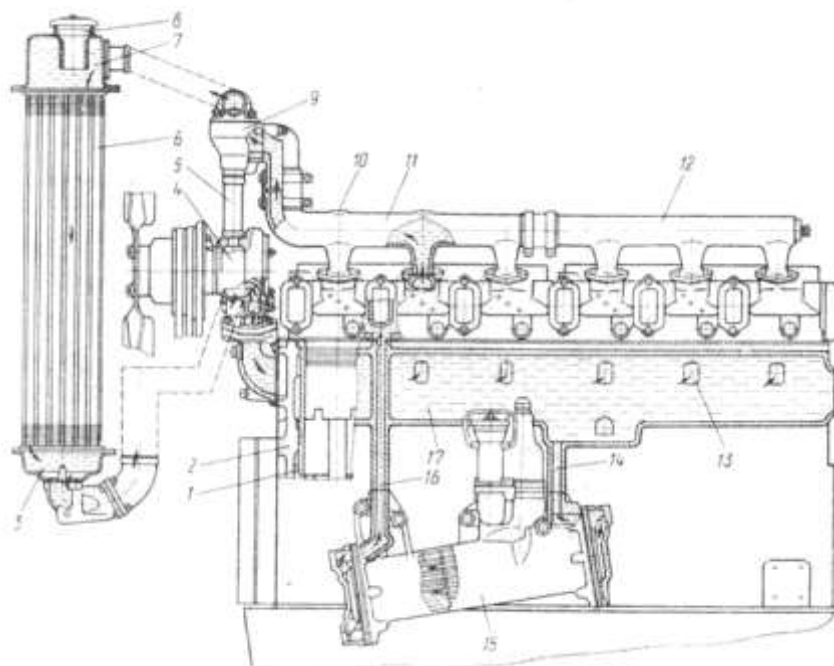


Рис. 3.1 – Схема системи охолодження дизеля СМД-31:

1 - гільза; 2 - блок-картер; 3 - нижній бачок радіатора; 4 - водяний насос; 5 – труба відводу; 6 - водяний радіатор; 7 - верхній бачок радіатора; 8 - заливна горловина радіатора; 9 - корпус термостатів; 10 - бонка на водяній трубі під установку датчика температури; 11 – водяна труба передньої головки циліндрів; 12 – водяна труба задньої головки циліндрів; 13 - канал підведення води в головку циліндрів; 14 - канал підведення води до водомасляного теплообмінника; 15 - водо-масляний теплообмінник; 16 - канал відведення води від водомасляного теплообмінника; 17 - водяна сорочка блок-картера

Каналом вода з водяної сорочки блоку циліндрів підводиться до водомасляного теплообміннику, а по каналу відводиться в водяну сорочку передньої головки циліндрів. З головок циліндрів по трубах, сполученим між собою шлангом, вода надходить у верхній бачок радіатора. Пройшовши по трубках серцевини радіатора, вода охолоджується потоком повітря, створюваним вентилятором.

Температура води в системі охолодження при повному навантаженні дизеля і температурі навколишнього повітря не більше 40 °С повинна бути 85...100 °С. Допускається короточасне (але не більше 3 хв) підвищення температури води до 105 °С. На водяній трубці передньої головки циліндрів передбачені дві бонки з різьбовими отворами під установку датчика температури і сигналізатора аварійної температури води.

Для регулювання тиску в системі в пробці заливної горловини 8 радіатора встановлений пароповітряний клапан. Паровий клапан служить для відводу з радіатора утворюються пари води, а повітряний - для повідомлення системи з навколишнім середовищем.

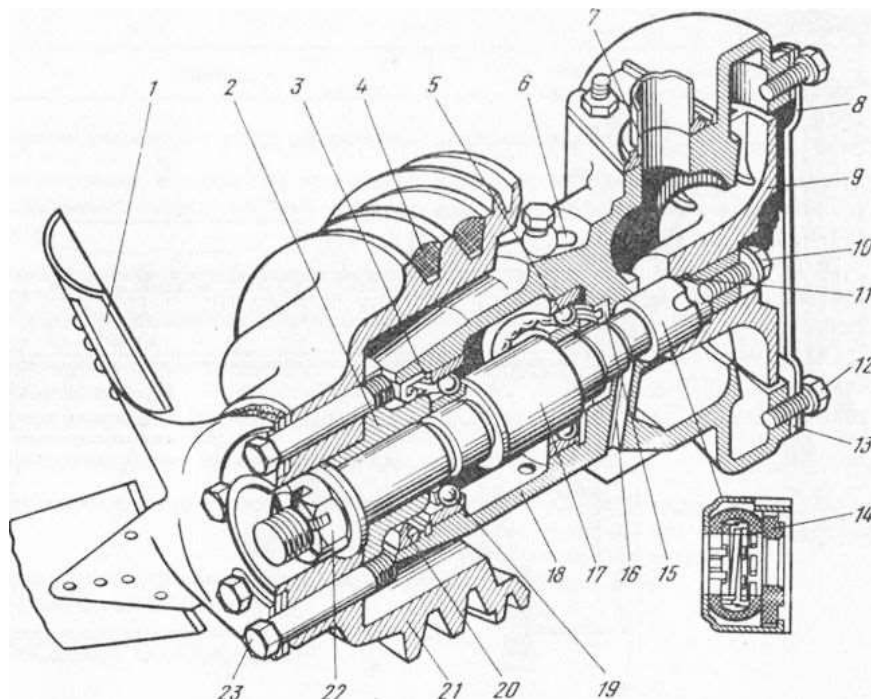


Рис. 3.2 - Водяний насос і вентилятор:

1 - вентилятор; 2 - маточина шків вентилятора; 3 - кільце; 4 - приводний ремінь; 5 і 19 - кулькові підшипники; 6 - трубка підведення масла; 7 - відводить труба; 8 кришка водяного

насоса; 9 - крильчатка; 10 і 23 - болти; 11 - втулка; 12 і 22-гайки; 13 - прокладка; 14 - сальник; 15 і 20 - гумові манжети; 16 - дренажний отвір; 17 валик водяного насоса; 18 - корпус; 21 – шків

Із системи охолодження вода зливається через краник, встановлений на корпусі водомасляного теплообмінника, а з водяного радіатора - через краник на нижньому бачку радіатора.

Для примусової циркуляції води в системі охолодження дизеля СМД-31 служить водяний насос, змонтований на передньому торці блоку циліндрів. Потік повітря на радіатор нагнітається вентилятором, об'єднаним в один агрегат з водяним насосом.

У чавунному корпусі на двох кулькових підшипниках обертається валик насоса. На передній кінець валика насаджена маточина, яка зафіксована від провертання на валу сегментною шпонкою. До маточини болтами прикріплені шків і шести лопатевий вентилятор.

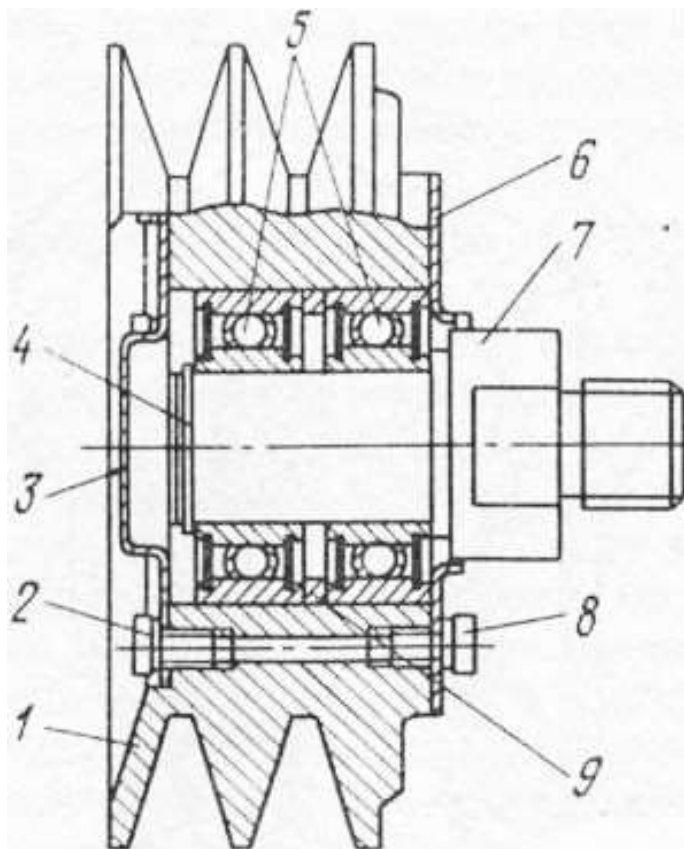


Рис. 3.3 – Натяжний ролик:

1 - ролик; 2 і 8 - гвинти кріплення кришок; 3 і 6 - кришки; 4 - стопорне кільце; 5 - кулькові підшипники; 7 - вісь ролика; 9 - кільце розпору

Для змащування підшипників водяного насоса з масляного каналу блокартера по трубці 6 подається моторне масло. Гумові манжети захищають від просочування мастила назовні.

На задньому кінці валика встановлена крильчатка, ущільнення якої з корпусом забезпечується сальником, уніфікованим з сальником водяного насоса. Для контролю за роботою сальника в корпусі насоса виконано дренажний отвір. Поява води з отвору свідчить про зношення сальника.

Привід вентилятора і водяного насоса здійснюється двома пасами. Натяг ременів регулюють натяжним роликом, який обертається на двох кулькових підшипниках, запресованих на осі ролика. Між підшипниками розташоване кільце розпору. Ролик встановлюють на нерухому вісь і фіксують стопорним кільцем.

Підшипники закриті кришками, які прикріплені до ролика гвинтами. Підшипники ролика постійно змащуються. Ролик може вільно переміщатися вздовж осі, що дозволяє йому самостійно встановлюватись при натягу ременів.

Для скорочення часу прогріву дизеля і підтримки оптимального температурного режиму незалежно від навантаження і температури навколишнього повітря на дизелі встановлені два термостата марки ТС-107. Вони розміщені в загальному корпусі, порожнину якого повідомляється з водяною трубою, верхнім бачком радіатора і водяним насосом.

Термостат має нероз'ємну конструкцію, що складається з латунного корпусу, стійки і тримача, скріплених між собою чотирма вусиками, які виконані на стійці, пропущені через пази в корпусі і тримачі, відігнуті і припаяні до тримача.

У корпусі термостата розміщені два клапана (основний і перепускний) і балон, всередині якого знаходяться поршень і гумова вставка. Простір між гумовою вставкою і балоном заповнене спеціальним наповнювачем, що представляє суміш церезину з алюмінієвим порошком. Пружина встановлена на розпирання і щільно притискає основний клапан до корпусу.

Після пуску дизеля, поки вода не прогріється до температури 80 °С, основні клапани термостатів закриті. Вода, що надходить в корпус термостатів з

					ПННІ НУК 142.44.24.12.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

водовідвідних труб головок циліндрів, минаючи радіатор, по трубі направляється в насос і знову потрапляє в блок-картер. При температурі води понад 80 °С наповнювач, нагріваючись, розширюється в обсязі і тисне на гумову вставку, яка, в свою чергу, стискаючись, прагне виштовхнути поршень. При зусиллі на поршень, що перевищує опір пружини, основний клапан переміщається вниз щодо поршня, утворюючи кільцевої зазор між клапаном і корпусом, і вода починає частково циркулювати через радіатор.

Коли температура води досягає 90 °С, клапан відкривається повністю і весь потік води проходить через радіатор. Одночасно при переміщенні основного клапана переміщається вниз перепускний клапан, перекриваючи канал для проходу води до водяного насосу.

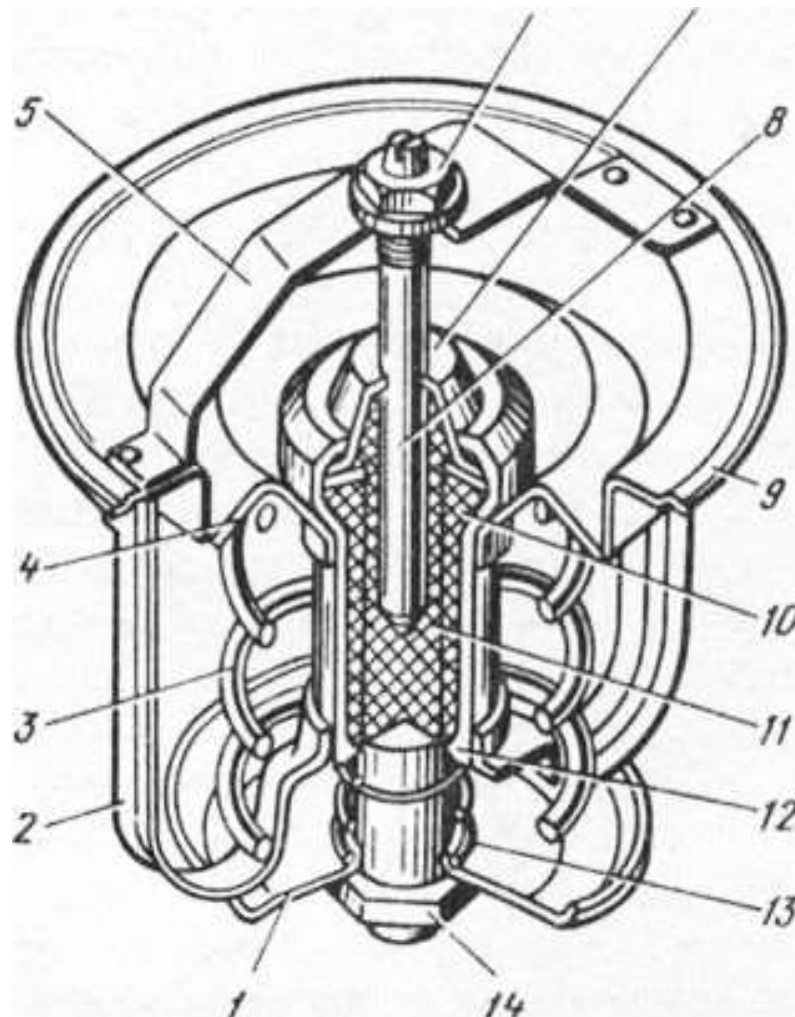


Рис. 3.4 - Термостат:

1 - перепускний клапан; 2 - нижня стійка; 3 - пружина клапана; 4 - основний клапан; 5 - тримач; 6 і 14 гайки; 7 - ковпачок вставки; 8 - поршень; 9 - корпус термостата; 10 - гумова вставка з шайбою; 11 - наповнювач; 12 -баллон; 13 - пружина перепускного клапана

3.2. Призначення та принцип роботи муфт приводу вентилятору.

3.2.1. Опис будови та принципів роботи муфт приводу вентилятору різного конструктивного виконання.

Термомуфти є елементом системи охолодження двигуна. Для цього елементу системи охолодження використовують також такі назви як: вискомуфта, муфта вентилятора, зчеплення вентилятора. Як правило, муфта розташована в передній частині водяного насоса і приводиться в рух ременем і шківом, підключеним до колінчастого валу двигуна.

При холодному двигуні або при нормальній робочій температурі муфти вентилятора частково відключаються механічним приводом радіатора. Це економить енергію, так як двигуну не потрібно повне управління вентилятором.

Однак, якщо температура двигуна піднімається вище заданої межі, муфта буде повністю залучена в роботу. Таким чином, залучаючи більший обсяг навколишнього повітря до протікання через радіатор автомобіля, служить для підтримки або зниження температури охолоджувальної рідини двигуна до прийняттого рівня.



Рис. 3.5 – Термомуфта в'язкісного типу

3.2.2. Пропоноване конструкторське рішення термомуфти.

Запропоноване в даній роботі конструкторське рішення муфти приводу базується на ефекті лінійного розширення матеріалу. Пропонована муфта складається з двох головних частин, або напівмуфт, що взаємодіють одна з одною. Так на зовнішню контактну поверхню однієї напівмуфти встановлюється спеціальне кільце з матеріалу з великим лінійним розширенням. В нашому випадку це алюмінієве кільце. Значне нагрівання даного кільця призводить до збільшення його геометричних розмірів.

Між холодними напівмуфтами існує незначний зазор і тому вони не взаємодіють одна з одною. При нагріванні відбувається збільшення геометричних розмірів кільця, що призводить до переходу двох напівмуфт із стану «зазор» в стан «зачеплення». Це відповідає тому стану двигуна коли він вже прогрівся і треба включити в роботу вентилятор для ефективної роботи системи охолодження.

У випадку ж виключення двигуна, коли тепловий стан його ще забезпечує зчеплення двох напівмуфт, вентилятор продовжує працювати відводячи тепло від радіатора, поки обертання колінчастого валу продовжується до повної зупинки, тим самим прискорюючи охолодження двигуна.

Після повної зупинки та повного охолодження двигуна, геометричні розміри напівкільця знов зменшуються, переводячи з'єднання напівмуфт із стану зчеплення в стан зазор і двигун знов готовий до нового запуску. Особливо важлива роль зазначеної муфти в зимовий час, та періоди року (кінець осені та початок весни) коли навколо присутні значні температурні перепади. Саме в цей час забезпечення режиму автоматичного включення та виключення вентилятору є нагальним.

Запропоноване конструкторське рішення не вимагає додаткових затрат щодо встановлення додаткового технологічного обладнання та наявності спеціального інструменту. Воно приваблює своєю простотою та оригінальністю, чим забезпечує надійність та довговічність роботи вузла, системи охолодження та двигуна в цілому.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

3.3 Розрахунок елементів системи охолодження.

Початкові дані для розрахунку рідинного насоса

$Q_0 = 434.87$ кДж/с - теплота уведена з паливом;

$c_B = 4187$ Дж/(кг *K) - теплоємність води;

$n_{B.H} = 1700$ хв⁻¹ - частота обертання водяного насосу;

$\rho_B = 1000$ кг/м³ - густина води;

$p_B = 120000$ Па - напір що створює насос;

3.3.1 Розрахунок рідинного насоса

Кількість тепла, що відводиться водою від двигуна, в кДж/с;

$$Q_B = q_B \cdot Q_0$$

де $q_B = 0.214$ - доля тепла віддана в систему охолодження;

$$Q_B = q_B \cdot Q_0 = 0.214 \cdot 434.87 = 93.062$$

Циркуляційна витрата рідини в системі охолодження, в м³/с

$$G_P = \frac{Q_B}{(\rho_B \cdot c_B \cdot \Delta T_B)}$$

де $c_B = 4187$ Дж/(кг *K) - теплоємність води;

$\Delta T_B = 9.6$ К - перепад температури на вході та виході;

$$G_P = \frac{Q_B \cdot 10^3}{(\rho_B \cdot c_B \cdot \Delta T_B)} = \frac{93.062 \cdot 10^3}{1 \times 10^3 \cdot 4.187 \times 10^3 \cdot 9.6} = 2.315 \times 10^{-3}$$

Розрахункова продуктивність насосу, в м³/с

$$G_{P.P} = \frac{G_P}{\eta_H} :$$

де $\eta_H = 0.82$ - ККД насоса;

$$G_{p.p} = \frac{G_p}{\eta_H} = \frac{2.315 \times 10^{-3}}{0.82} = 2.823 \times 10^{-3}$$

Радіус вхідного отвору крильчатки, в м

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{p.p}}{(\pi \cdot c_1)} + r_0^2}$$

де $c_1 = 1.8$ м/с - вхідна швидкість;

$r_0 = 0.01$ м - радіус вхідного отвору та маточини крильчатки;

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{p.p}}{(\pi \cdot c_1)} + r_0^2} = \sqrt{\frac{2.823 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 1.8} + 0.01^2} = 0.024$$

Колова швидкість потоку рідини на виході з колеса, в м/с

$$u_2 = \sqrt{1 + \frac{\tan(\alpha_2 \cdot \text{deg})}{\tan(\beta_2 \cdot \text{deg})}} \cdot \sqrt{\frac{P_B}{\rho_B \cdot \eta_h}}$$

де $\alpha_2 = 10^\circ$ - кути між вхідними швидкостями потоку c_2 , u_2 , та w_2

$\beta_2 = 45^\circ$ - кути між вхідними швидкостями потоку c_2 , u_2 , та w_2

$\eta_h = 0.65$ - гідравлічний ККД насоса;

$$u_2 = \sqrt{1 + \frac{\tan\left(\alpha_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\tan\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{P_B}{\rho_B \cdot \eta_h}} = \sqrt{1 + \frac{\tan\left(10 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\tan\left(45 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}} \cdot \sqrt{\frac{1.2 \times 10^5}{1 \times 10^3 \cdot 0.65}} = 14.74$$

Радіус вихідного отвору крильчатки, в м

$$r_2 = \frac{30 \cdot u_2}{\pi \cdot n_{B.H}} = \frac{30 \cdot 14.737}{\pi \cdot 1.7 \times 10^3} = 0.083$$

Колова швидкість потоку на вході, в м/с

$$u_1 = \frac{u_2 \cdot r_1}{r_2} = \frac{14.737 \cdot 0.024}{0.083} = 4.358$$

Кут між швидкостями потоку, в °

$$\beta_1 = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c_1}{u_1}\right)}{\frac{\pi}{180}} = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{1.8}{4.358}\right)}{\frac{\pi}{180}} = 22.442$$

Ширина лопаті на вході, в м

$$b_1 = \frac{G_{p.p}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\sin(\beta_1 \cdot \deg)}\right) \cdot c_1}$$

де $z = 4$ - кількість лопатей насоса;

$\delta_1 = 0.003$ м - товщина лопаті насоса на вході;

$$b_1 = \frac{G_{p.p}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\sin\left(\beta_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}\right) \cdot c_1} = \frac{2.823 \times 10^{-3}}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0.024 - \frac{4 \cdot 3 \times 10^{-3}}{\sin\left(22.442 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}\right) \cdot 1.8} = 0.013$$

Радіальна швидкість потоку на виході з колеса, в м/с

$$c_r = \frac{p_B \cdot \tan\left(\alpha_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{\rho_B \cdot \eta_h \cdot u_2} = \frac{1.2 \times 10^5 \cdot \tan\left(10 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{1 \times 10^3 \cdot 0.65 \cdot 14.737} = 2.209$$

Ширина лопаті на вході, в м

$$b_2 = \frac{G_{p.p}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin(\beta_2 \cdot \text{deg})}\right) \cdot c_r}$$

де $\delta_2 = 0.003$ м - товщина лопаті насоса на виході;

$$b_2 = \frac{G_{p.p}}{\left(2 \cdot \pi \cdot r_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}\right) \cdot c_r} = \frac{2.82 \times 10^{-3}}{\left(2 \cdot \pi \cdot 0.08 - \frac{4.3 \times 10^{-3}}{\sin\left(45 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}\right) \cdot 2.21} = 2.54 \times 10^{-3}$$

Потужність, що витрачається на привід насосу, в кВт

$$P_H = \frac{G_{p.p} \cdot p_B}{\eta_{p.H} \cdot 10^3}$$

де $\eta_{p.H} = 0.87$ механічний ККД рідинного насосу

$$P_H = \frac{G_{p.p} \cdot p_B}{\eta_{p.H} \cdot 10^3} = \frac{2.823 \times 10^{-3} \cdot 1.2 \times 10^5}{0.87 \cdot 10^3} = 0.389$$

3.3.2 Розрахунок радіатору для охолодження води

Початкові дані для розрахунку:

$$Q_{\text{пов}} = Q_{\text{в}} = 93.062 \text{ кДж/с} - \text{теплота відведена в систему охолодження};$$

$$c_{\text{пов}} = 1000 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)} - \text{теплоємність повітря};$$

$$G_{\text{р}} = 0.002 \text{ кг/с} - \text{масова витрата рідини};$$

$$\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3 - \text{густина води};$$

Кількість повітря що проходить через радіатор, в кг/с

$$G'_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{пов}} \cdot 10^3}{c_{\text{пов}} \cdot \Delta T_{\text{пов}}}$$

де $\Delta T_{\text{пов}} = 24 \text{ K}$ - перепад повітря на вході та виході з радіатору;

$$G'_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{пов}} \cdot 10^3}{c_{\text{пов}} \cdot \Delta T_{\text{пов}}} = \frac{93.062 \cdot 10^3}{1 \times 10^3 \cdot 24} = 3.878$$

Масова витрата рідини, що проходить через радіатор, в кг/с

$$G'_{\text{р}} = G_{\text{р}} \cdot \rho_{\text{в}} = 2.315 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3 = 2.315$$

Середня температура повітря охолодження, в К

$$T_{\text{ср.пов}} = \frac{T_{\text{пов.вх}} + (T_{\text{пов.вх}} + \Delta T_{\text{пов}})}{2}$$

де $T_{\text{пов.вх}} = 313 \text{ K}$ - температура повітря на вході в радіатор;

$$T_{\text{ср.пов}} = \frac{T_{\text{пов.вх}} + (T_{\text{пов.вх}} + \Delta T_{\text{пов}})}{2} = \frac{313 + 313 + 24}{2} = 325$$

Середня температура рідини в радіаторі, в К

$$T_{\text{ср.р}} = \frac{T_{\text{р.вх}} + (T_{\text{р.вх}} - \Delta T_{\text{р}})}{2}$$

де $T_{\text{р.вх}} = 363 \text{ K}$ - температура рідини на вході в радіатор;

$\Delta T_{\text{р}} = 9.6 \text{ K}$ - перепад рідини на вході та виході з радіатору;

$$T_{\text{ср.р}} = \frac{T_{\text{р.вх}} + (T_{\text{р.вх}} - \Delta T_{\text{р}})}{2} = \frac{363 + (363 - 9.6)}{2} = 358.2$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до повітря, в Вт/(м² K)

$$k_{\text{р}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{т}}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

де $\alpha_1 = 170 \text{ Вт/(м}^2 \text{ K)}$ - коефіцієнт тепловіддачі від рідини до стінки радіатору;

$\delta_{\text{ст}} = 0.0002 \text{ м}$ - товщина стінки трубки радіатору;

$\lambda_{\text{т}} = 100 \text{ Вт/(м K)}$ - коефіцієнт теплопровідності металу трубок радіатору;

$\alpha_2 = 2700 \text{ Вт/(м}^2 \text{ K)}$ - коефіцієнт тепловіддачі від стінки радіатору до повітря;

$$k_{\text{р}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{т}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{170} + \frac{2 \times 10^{-4}}{100} + \frac{1}{2.7 \times 10^3}} = 159.879$$

Поверхня охолодження мастильного радіатору, що омивається водою, в м²

$$f_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot 10^3}{k_{\text{р}} \cdot (T_{\text{ср.р}} - T_{\text{ср.пов}})} = \frac{93.062 \cdot 10^3}{159.879 \cdot (358.2 - 325)} = 17.532$$

3.3.3 Розрахунок вентилятора

Початкові дані для розрахунку:

$G'_{\text{пов}} = 3.878$ кг/с - масова витрата повітря вентилятором;

$T_{\text{ср.пов}} = 325$ К - середня температура повітря;

$\Delta p_{\text{тр}} = 800$ Па - гідравлічний опір повітряного тракту;

$p_0 = 101300$ Па - тиск навколишнього середовища;

$R_{\text{пов}} = 287$ кДж/(кг К) - універсальна газова стала повітря;

Густина повітря при середній його температурі в радіаторі, в кг/м³

$$\rho_{\text{пов}} = \frac{p_0}{R_{\text{пов}} \cdot T_{\text{ср.пов}}} = \frac{1.013 \times 10^5}{287 \cdot 325} = 1.086$$

Витрата повітря створена вентилятором, в кг/с

$$G_{\text{пов}} = \frac{G'_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пов}}} = \frac{3.878}{1.086} = 3.57$$

Фронтальна поверхня радіатора, в м²

$$f_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{пов}}}{w_{\text{пов}}}$$

де $w_{\text{пов}} = 20$ м/с - швидкість повітря;

$$f_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{пов}}}{w_{\text{пов}}} = \frac{3.57}{20} = 0.179$$

Діаметр вентилятора, в м

$$D_{\text{вен}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{f_{\text{фр.рад}}}{\pi}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0.179}{\pi}} = 0.477$$

Колова швидкість вентилятора, в м/с

$$u = \psi_{\text{Л}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{пов}}}}$$

де $\psi_{\text{Л}} = 3.41$ - коефіцієнт форми лопатей;

$$u = \psi_{\text{Л}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{тр}}}{\rho_{\text{пов}}}} = 3.41 \cdot \sqrt{\frac{800}{1.086}} = 92.55$$

Частота обертання вентилятора, в об/хв

$$n_{\text{вен}} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_{\text{вен}}} = \frac{60 \cdot 92.55}{\pi \cdot 0.477} = 3707.488$$

Потужність що витрачається, на привід осьового вентилятору

$$P_{\text{вен}} = \frac{G_{\text{пов}} \cdot \Delta p_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{вен}}}$$

де $\eta_{\text{вен}} = 0.38$ - ККД клепаного вентилятору;

$$P_{\text{вен}} = \frac{G_{\text{пов}} \cdot \Delta p_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{вен}}} = \frac{3.57 \cdot 800}{1000 \cdot 0.38} = 7.517$$

3.3.4 Розрахунок термомуфти

Початкові дані для розрахунку

$d_{\text{ш.з}} = 0.1194$ м - зовнішній контактний діаметр шківів;

$d_{\text{м.в}} = 0.120$ м - внутрішній контактний діаметр муфти;

$\delta_{\text{ст}} = 0.006$ м - товщина стінки блоку циліндрів;

$\lambda_{\text{то}} = 203$ Вт/(м² К) - коефіцієнт теплопередачі

$\alpha'_{\text{о.р}} = 170$ Вт/(м² К) - коефіцієнт тепловіддачі охолоджувальної рідини;

$\alpha'_{\text{ст}} = 2700$ Вт/(м² К) - коефіцієнт тепловіддачі стінки блоку;

$\alpha_M = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ - коефіцієнт лінійного розширення алюмінію;

$\alpha_{Ш} = 76.6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ - коефіцієнт лінійного розширення чугуна;

$p_0 = 101300 \text{ Па}$ - тиск навколишнього середовища;

$T_0 = 293 \text{ К}$ - температура навколишнього середовища;

Розрахунок параметрів муфти.

Кількість тепла, що відводиться через зовнішню поверхню двигуна, в кДж/с

$$Q_{д.з} = Q_{в} \cdot (1 - q_p)$$

де $q_p = 0.95$ - доля тепла віддана радіатору;

$$Q_{д.з} = Q_{в} \cdot (1 - q_p) = 93.062 \cdot (1 - 0.95) = 4.653$$

Загальна площа контактуючих поверхонь двигуна, через які виділяється тепло, в м^2

$$f_{дв} = 2 \cdot (L \cdot H + B \cdot H + L \cdot B) \cdot k_f$$

де $L = 1.5 \text{ м}$ - довжина двигуна;

$B = 0.5 \text{ м}$ - ширина двигуна;

$H = 1 \text{ м}$ - висота двигуна;

$k_f = 0.65$ - коефіцієнт що враховує неоднорідність форми двигуна;

$$f_{дв} = 2 \cdot (L \cdot H + B \cdot H + L \cdot B) \cdot k_f = 2 \cdot (1.5 + 0.5 + 1.5 \cdot 0.5) \cdot 0.65 = 3.575$$

Коефіцієнт теплопередачі двигуна, в $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_{о.р}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{то}} + \frac{1}{\alpha'_{ст}}} = \frac{1}{\frac{1}{170} + \frac{6 \times 10^{-3}}{203} + \frac{1}{2.7 \times 10^3}} = 159.178$$

Перепад температур між зовнішньою та внутрішньою поверхнями стінки

блоку циліндру, отриманий внаслідок процесів теплообміну, в К

$$\Delta T_{\text{то}} = \frac{Q_{\text{д.з}} \cdot 10^3}{k \cdot f_{\text{дв}}} = \frac{4.653 \cdot 10^3}{159.178 \cdot 3.575} = 8.177$$

Середня температура охолоджувальної рідини, в К

$$T_{\text{ср.р}} = t_{\text{о.р.}} + 273$$

де $t_{\text{о.р.}} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$ - температура охолоджувальної рідини в системі;

$$T_{\text{ср.р}} = t_{\text{о.р.}} + 273 = 95 + 273 = 368$$

Середня температура на зовнішній поверхні блоку циліндрів, в К

$$T_{\text{ср.пов}} = T_{\text{ср.р}} - \Delta T_{\text{то}}$$

$$T_{\text{ср.пов}} = T_{\text{ср.р}} - \Delta T_{\text{то}} = 368 - 8.177 = 359.823$$

Діаметральний зазор в гарячому стані в зчепленні "муфта-шків"

$$\Delta'_{\text{мш}} = d_{\text{м.в}} \cdot [1 + \alpha_{\text{м}} \cdot (T_{\text{м}} - T_0)] - d_{\text{ш.з}} \cdot [1 + \alpha_{\text{ш}} \cdot (T_{\text{ш}} - T_0)]$$

де $T_{\text{м}} = 295 \text{ К}$ - середня температура на внутрішній поверхні муфти;

$T_{\text{ш}} = 360 \text{ К}$ - середня температура на зовнішній поверхні шківів;

$$A = d_{\text{м.в}} \cdot [1 + \alpha_{\text{м}} \cdot (T_{\text{м}} - T_0)] = 0.12 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (295 - 293)] = 0.12$$

$$B = d_{\text{ш.з}} \cdot [1 + \alpha_{\text{ш}} \cdot (T_{\text{ш}} - T_0)] = 0.119 \cdot [1 + 76.6 \cdot 10^{-6} \cdot (360 - 293)] = 0.12$$

$$\Delta'_{\text{мш}} = A - B = 0.12 - 0.12 = -1.014 \times 10^{-5} \text{ або в мм } \Delta'_{\text{мш}} \cdot 10^3 = -0.01$$

Дане значення зазору відповідає посадці з натягом, а відповідно забезпечує надійний контакт в парі "шків-муфта"

3.5 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи охолодження штатного двигуна та елементів що входять до її складу. Виявлено проблеми в роботі системи під час пуску у в холодну пору року, пов'язані з синхронізацією роботи вентилятора системи охолодження. Запропоновано конструкторське рішення муфти, що забезпечує включення та виключення маточини вентилятора в залежності від теплового стану двигуна. Розраховано геометричні та витратні параметри елементів системи охолодження. Оцінено ефективність запропонованого конструкторського рішення.

					ПННІ НУК 142.44.24.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		73

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

По характеру впливу компонентів, що містяться у ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, не суттєвого шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

IV-а група, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів серед яких: алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні з'єднання та канцерогени.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

4.1.2 Заходи направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Покращення екологічних показників дизеля можна здійснити за рахунок:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;
- в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосування високоякісних палив та присадок до них;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 180$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.205$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.7$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.205 \cdot 180 \cdot 1.7 \cdot 14.45 = 906.448$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{906.448}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.7 \cdot 14.45} \right) = 0.262$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 750$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{750}{273}} = 0.35$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.262}{0.35} = 0.75$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.205 \cdot 22.6 = 4.633$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.633 \cdot 180}{3600} = 0.232$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.205 \cdot 40.9 = 8.384$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.384 \cdot 180}{3600} = 0.419$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.205 \cdot 10.5 = 2.152$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.152 \cdot 180}{3.6 \times 10^3} = 0.108$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,
в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.205 \cdot 5.6 = 1.148$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.148 \cdot 180}{3.6 \times 10^3} = 0.057$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.205 \cdot 7.6 = 1.558$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.558 \cdot 180}{3.6 \times 10^3} = 0.078$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.232 \\ 0.419 \\ 0.108 \\ 0.057 \\ 0.078 \end{pmatrix} = 0.894$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %
- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.232}{0.894} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.419}{0.894} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.108}{0.894} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.078}{0.894} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.057}{0.894} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{T.K} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_C \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань дихальних шляхів.

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрانتя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду, у вигляді опіків.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація. Шум значно погіршує продуктивність праці. Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

					ПННІ НУК 142.44.24.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		78

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 1700 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1250 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 180 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(1.7 \times 10^3 + 180^{0.55}) = 32.349$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.25 \times 10^3}{1.7 \times 10^3}\right) = -4.006$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 32.349 + -4.006 = 82.343$$

Отриманий в результаті розрахунку рівень шуму проектованого дизеля на номінальному режимі роботи, дещо перевищує значення встановленого санітарними нормами. Для зниження шкідливого впливу шуму необхідно передбачити певний комплекс робіт, направлений на його зниження, та захист обслуговуючого персоналу від його шкідливого впливу.

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти.

Таблиця 4.2 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right)$$

де $m = 1250$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{1.7 \times 10^3}{60} = 28.333 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі};$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 1.7 \times 10^3 \cdot 180^{0.55} \cdot \frac{1 + 180}{1.25 \times 10^3} = 4.282 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{1.25 \times 10^3}{1.7 \times 10^3} \right) = -4.006$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{1.7 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{1.25 \times 10^3}{180} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{4.282 \times 10^3}{1} + -4.006 \right) = 80.312$$

4.3 Висновки по розділу.

В даному розділі оцінено небезпеки які створює спроектований двигун під час експлуатації. Крім викидів шкідливих компонентів що містяться у відпрацьованих газах, окремо треба зазначити шкідливий вплив вібрації та шуму на навколишнє середовище. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна та запропоновано заходи щодо зниження їх шкідливого впливу. Оцінено небезпеки для обслуговуючого персоналу під час роботи та ремонту дизеля.

					ПННІ НУК 142.44.24.12.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		81

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи дизельного двигуна, потужністю 180 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 12/14 за рахунок вдосконалення конструкції муфти.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є зернозбиральний комбайн на базі 6ЧН 12/14. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи охолодження штатного дизельного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено проблеми роботи системи в різні пори року, і особлива увага приділена запуску в літній та зимовий час. Запропоновано конструктивне рішення муфти приводу вентилятору що дозволяє усунути вищезгадані проблеми. Виконано розрахунок елементів системи охолодження. Окремо розраховано елементи запропонованої конструкції муфти. Оцінено ефективність прийнятих конструкторських рішень як на роботу системи охолодження та і на дизельного двигуна в цілому.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.12.ПЗ	Аркуш
						82
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.

2. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.-375с.

4. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.

5. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

6. Система стандартів безпеки праці