

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адм. 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 надійності роботи дизельного двигуна, потужністю 150 кВт, за рахунок покращення контролю засмічення системи впуску.
Прототип 6ЧН 13/11,5

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22

(підпис) **Табуниць М.М.**

Керівник роботи:

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

(підпис) **Швець І.А.**

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адм. 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 Табунщику Миколі Миколайовичу

1. Тема роботи: «Покращення надійності роботи дизельного двигуна, потужністю 150 кВт, за рахунок покращення контролю засмічення системи впуску. Прототип 6ЧН 13/11,5»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 5.02.24 за № 9.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 13/11,5, номінальною потужністю 128,7 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 контролю засмічення системи впуску.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення трактору (ГК), 2. Двигун 6ЧН 13/11,5 (СК)

3. Схема системи впуску (ПС) 4. Датчик (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 контролю засмічення системи впуску	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 впуску	26.04.2024	
9.	Робота з складальним кресленням датчика	29.04.24	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	30.04.24	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.24	

Студент _____ Табунщик М.М

(підпис)

Керівник роботи _____ Швець І.А.

(підпис)

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення надійності роботи дизельного двигуна, потужністю 150 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 13/11,5 за рахунок покращення контролю засмічення системи впуску.

Розглянуто та описано об'єкт встановлення двигуна, яким є колісний трактор Т-150. 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 впуску штатного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено проблеми в роботі пов'язані з поступовим засміченням системи пуску та відповідним збільшенням протитиску на впуску. Запропоновано рішення що передбачає модифікацію системи завдяки встановленню спеціального датчику що передбачає підвищення ефективності контролю засмічення. Виконано розрахунок параметрів роботи двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці з урахуванням геометрії елементів системи. Оцінено ефективність прийнятих конструкторських рішень на надійність роботи 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: колісний трактор, дизельний двигун, робочий цикл, система впуску, датчик, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the reliability of a 150 kW diesel engine designed on the basis of the 6CHN 13/11.5 prototype engine by improving the control of intake system fouling.

The engine installation object, which is a T-150 wheeled tractor, 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 the forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and the components of the external heat balance are determined.

The intake system of a standard engine is considered and described, its advantages and disadvantages are considered. Problems in the operation associated with the gradual clogging of the starting system and the corresponding increase in backpressure at the intake are revealed. A solution is proposed that involves modifying the system by installing a special sensor to increase the efficiency of clogging control. The calculation of the engine operation parameters according to the external speed characteristic, taking into account the geometry of the system elements, was performed. The effectiveness of the adopted design solutions on the reliability 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: wheeled tractor, diesel engine, working cycle, intake system, sensor, 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	11
1.3 Висновки по розділу	26
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 СИСТЕМИ ВПУСКУ	
3.1. Опис будови та роботи штатної системи впуску	
3.2. Опис та розрахунок пропонованого рішення щодо контролю засмічення системи впуску	
3.3 Розрахунок ЗШХ та трубопроводів	
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 142.44.24.18.ПЗ					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						
Розробив	Табцишник М				Пояснювальна записка			Лист.	Аркуш	Аркушів
Перевірів	Швець І.А.								6	
								ПННІ НУК		
Н. Контр.	Швець І.А.									
Затвердив.	Нестеренко									

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація трактор Т-150

Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 13/11,5

Додаток 3 Специфікація датчик

					ПННІ НУК 142.44.24.18.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) є великим споживачем повітря, яке використовується як для охолодження елементів самого двигуна, так і для протікання робочого циклу в ньому.

Але разом з повітрям в двигун можуть проникати частинки пилу, снігу, вологи, сажі, та інші здійснюючи негативний вплив на його деталі, вузли та агрегати. Тому для забезпечення надійної та довговічної роботи ДВЗ однією з ключових вимог є використання ефективних пристроїв для очищення повітря, що надходить з навколишнього середовища.

Очищення повітря виконується фільтрами різної конструкції. Велика кількість двигунів вітчизняного та закордонного виробництва обладнаються сітчастими або пористими повітряними фільтрами.

Сучасні пристрої для очищення повітря в двигунах мають певні недоліки, серед яких: низька ефективність, недовговічність, погіршення характеристик під час експлуатації, а також необхідність обслуговування та заміни. Для сітчастих фільтрів характерною проблемою є здатність сітки швидко забиватися брудом, чим збільшують гідравлічний опір системи впуску на вході і тим самим погіршують вихідні потіжнісні показники двигуна.

Очищувачі повітря є важливими пристроями, від стану яких безпосередньо залежить довговічність і безперебійність роботи двигуна. Тому на сьогодні важливим завданням залишається розробка системи контролю та самоочищення пилоуловлюючих апаратів. За рахунок цього має зменшитись не лише кількість відмов та поломок двигуна але й має зменшитись трудомісткість при обслуговуванні дизеля, в чому і полягає **актуальність даної роботи.**

Мета роботи: полягає в тому, що в результаті планується вирішити питання щодо підвищення надійності роботи дизельного двигуна, потужністю 150 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 13/11,5 за рахунок покращення контролю засмічення системи впуску.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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;
- визначити параметри робочого циклу проектного 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 будову та принципи роботи системи впуску 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 впуску двигуна, та їх вплив на надійність роботи двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є вивчення проблем пов'язаних з поступовим засміченням пилосбиральних елементів системи впуску та її впливу на робочі характеристики двигуна, та пошуку конкретних шляхів щодо їх вирішення через конкретне конструкторське рішення.

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

					ПННІ НУК 142.44.24.18.ПЗ	Арку
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОПИС БУДОВИ ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА УСТАНОВКИ ДЛЯ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна-прототипу.

Трактор Т-150К - це потужна сільськогосподарська машина, що має чотири провідних колеса, призначена для орання, культивування, посіву і збору врожаю. Крім цього, Т-150К використовується в якості транспорту з причепом і напівприцепом. Відмінні риси: висока енергонасиченість, універсальність, поєднання якостей сучасного швидкісного трактора загального призначення, і транспортного тягача.

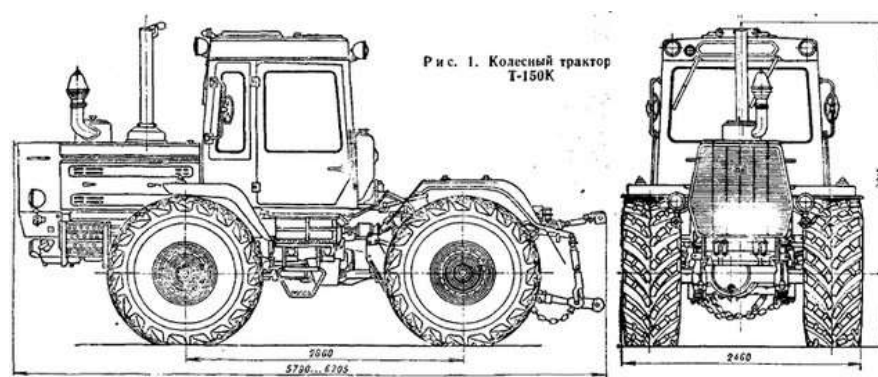


Рис. 1.1 – Трактор Т-150

Це дозволяє цілий рік використовувати трактор, в сільському господарстві та інших галузях народного господарства в районах з помірним кліматом. Особлива увага при проектуванні фахівці приділили створенню комфортних умов для тракториста. У його кабіні все пристосовано для високопродуктивної праці.

Трактор Т-150К має переднє розташування двигуна також як у МТЗ 892. За двигуном розташовується (жорстко закріплюється) коробка передач, на ній - кабіна з паливним баком в задній частині. Коробка передач має кілька режимів (транспортний, робочий, тяговий (повільний), задній хід), в кожному з яких 4 передачі перемикаються (гідромуфтами) без розриву потоку потужності (без зупинки, в русі, під навантаженням). В кінцевих передачах застосовані планетарні редуктори. Т-150К складається з двох полурам: передній - з двигуном, коробкою передач і кабіною і баком; і задній - з навісною системою

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

для кріплення знарядь. Провідні мости - однакові, провідні (задній міст відключається), з однаковими широкими колесами великого діаметру.

1.2 Опис конструкції двигуна-прототипу

На трактор Т-150 встановлюється шестициліндровий, чотиритактний, V-подібний дизельний двигун СМД-62 оснащений турбонаддувом, рідинною системою охолодження і безпосереднім уприскуванням палива.

Двигун складається з блок-картера, кривошипно-шатунного механізму (КШМ), двох головок циліндрів, системи охолодження і змащення, механізму газорозподілу (ГРМ), систем харчування повітрям і випуску відпрацьованих газів, а також включає вузли і агрегати редуктора і пускового двигуна.

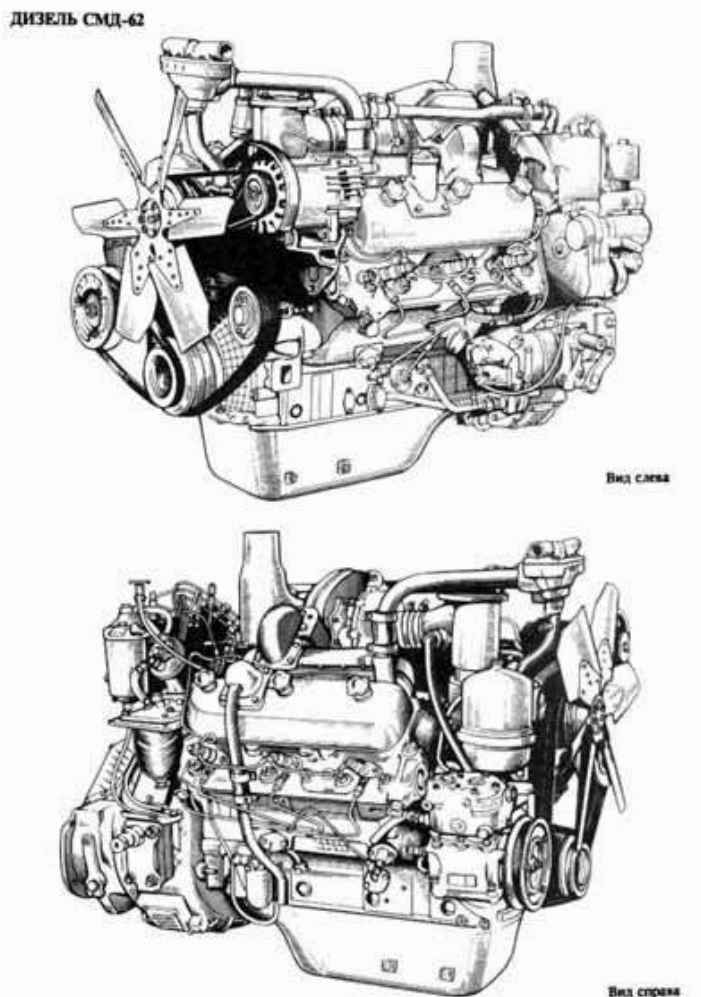


Рис. 1.2 – Зовнішній вигляд двигуна СМД-62

Циліндри двигуна розміщуються під кутом 90° в два ряди і виконані в єдиному блоці поряд з верхньою частиною картера. Паливний насос високого

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

тиску (ПНВТ) розподільного типу, оснащений механічним всережимним регулятором, встановлений в задній частині двигуна і має привід від газорозподільного механізму. Для очищення палива використовуються два фільтри: один для тонкої очистки, а другий - для грубої очистки. Для очищення повітря, що подається в циліндри, застосовується очисник повітря на основі паперових фільтруючих елементів. Повнопоточковий масляна центрифуга використовується для очищення і фільтрації масла. Водяний насос відцентрового типу (помпа) з вентилятором і компресор оснащені ремінним приводом від шківа на передньому Носко клонували, а привід генератора здійснюється від шківа на помпі.

Для запуску двигуна СМД-62 служить одноциліндровий бензиновий пусковий двигун, передача обертання від якого до маховика двигуна здійснюється за допомогою одноступінчатого редуктора. Для зниження рівня шуму двигуна обладнаний глушником відпрацьованих газів. На двигуні передбачені місця для монтажу датчиків температури води і тиску масла, а також датчика, що сигналізує про аварійний тиску масла.

Цикл роботи двигуна відбувається в перебігу двох оборотів коленвала і складається з чотирьох тактів: впуск, стиснення, робочий хід і випуск. Такт впуску передбачає рух поршня від верхньої мертвої точки до нижньої при цьому в циліндр поступає свіже повітря. При русі поршня від нижньої мертвої точки до верхньої (випускний і впускний клапани закриті) повітря стискається, викликаючи підвищення власної температури. По закінченню такту стиснення, форсунка впорскує паливо в камеру в поршні. Розпорошену і змішане з гарячим стисненим повітрям, паливо запалюється утворюючи тиск в камері згоряння. Під час згоряння палива утворюються гази, які розширюючись тиснуть на днище поршня, в слідстві чого поршень починає рух до нижньої мертвої точки і за допомогою шатуна передає зусилля на кривошип клонували, змушуючи його робити обертання. Під час руху поршня в кінці робочого ходу, відбувається відкриття випускного клапана і відпрацьовані гази виштовхуються поршнем із циліндра - відбувається такт випуску.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

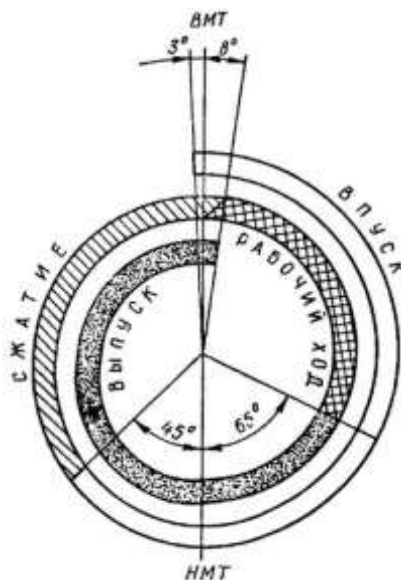


Рис. 1.3 – Діаграма фаз газорозподілу

Порядок роботи циліндрів двигуна СМД-62 такий: 1-4-2-5-3-6. Для найкращого ходу робочого процесу закриття та відкриття впускного і впускного клапанів не збігаються з положенням поршня в мертвих точках (дивіться фази газорозподілу). Запізнення закриття і випередження відкриття впускного клапана створює кращі умови для наповнення циліндра свіжим повітрям, а впускного клапана - найбільш повне видалення вихлопних газів з циліндра двигуна.

Блок-картер є основною деталлю двигуна, що представляє собою чавунну виливку, яка об'єднує два блоку циліндрів, розміщених V-образно під кутів 90 градусів, і верхню частину картера коленвала. Поперечні перегородки в нижній частині блоку створюють припливи, використовувані для установки колінчастого вала. Для підтримки співвісності корінних підшипників, розточування ліжок в блоці двигуна СМД-62 здійснюється в зборі з кришками з однієї установки. Стосовно бічним посадочних поверхонь, вісь кришок має зсув на 2 міліметри - завдяки цьому в процесі побудови поворот кришки не допускається. Для виключення перестановки кришок з однієї опори на іншу на них є номерні позначення йдуть по порядку. Такі ж номери є на нижній площині блоку-картера.

Вкладиші корінних підшипників виготовлені зі сплаву алюмінію і сталі. Діаметр вкладишів корінних підшипників має два розміри, відповідних номіналах колінчастого вала - Н1 або Н2.

Знімні гільзи циліндрів «мокрого типу» виконані зі спеціального чавуну. Внутрішня поверхня гільз схильна до гарту струмами високої частоти. За своїм внутрішнім діаметром гільзи діляться на дві групи - малу (Н) і велику (Б). На торці бурту гільзи знаходиться маркування групи. На двигуні СМД-62 встановлюються гільзи однієї розмірної групи.

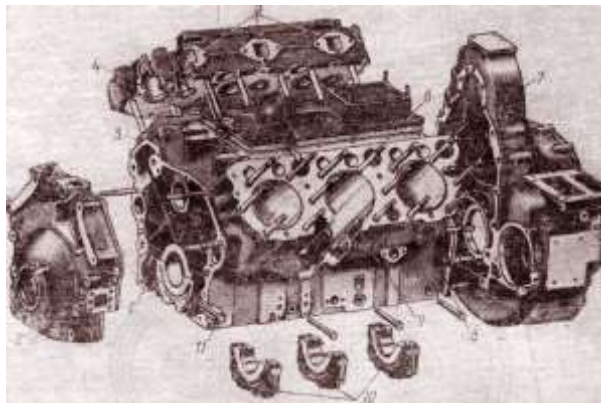


Рис. 1.4- Блок-картер двигуна трактора Т-150 з передньою кришкою і картером маховика і головки циліндрів:

1 - блок-картер; 2 - кришка передня; 3 - прокладка; 4 - головка циліндрів; 5 - вікна випускні; 6 - кришка ресивера; 7 - картер маховика; 8 - щит; 9 - гільза циліндра; 10 - кришки корінних підшипників; 11 - болт спеціальний.

Головка циліндрів відлита з чавуну і виконана, як одне ціле з клапанною коробкою. Для ущільнення площині роз'єму між блоком циліндром і головкою розміщена прокладка. Головки циліндрів можна замінювати. На голівках циліндрів розміщується механізм клапанів. На нижній площині головки, навпроти кожного циліндра, передбачені по дві циліндричних розточення для монтажу випускного і впускного клапанів. У розточеннях встановлені сідла виготовлені з нікелевого сплаву. Сідла впускних клапанів мають ширму, при монтажі сідла в головку вона повинна розташовуватися щодо осі клапана. Утопання тарілок впускних клапанів щодо нижньої площини головки має становити 0,25-0,75 мм, а впускних - 0,45-0,95 мм.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

Система мащення забезпечує безперервну подачу масла до всіх деталей механізмів і систем, між якими в процесі роботи виникає інтенсивне тертя. Масло, що подається на тертьові поверхні деталей, зменшує тертя, промиває деталі від продуктів спрацювання, захищає деталі від корозії, ущільнює і частково охолоджує їх. Залежно від способу подачі масла на тертьові поверхні деталей існують такі системи мащення: розбризкуванням, під тиском і комбінована.

На сучасних тракторних і автомобільних двигунах застосовується комбінована система мащення, яка забезпечує під тиском мащення корінних і шатунних підшипників колінчастого вала, підшипників розподільного вала, валиків і коромисел клапанів. Циліндри, поршні, розподільні шестерні та інші деталі змащуються розбризкуванням. Штанги, поверхні штовханів і кулачків розподільного вала змащуються самопливом. Комбінована система мащення працює так. Через маслозаливну горловину масло заливається в піддон картера, який є резервуаром для масла. Рівень масла в піддоні картера заміряють масломірною лінійкою, на якій є дві мітки, позначені буквами «П» і «Н» або без них. Рівень масла повинен бути в межах цих міток. З піддона картера масло зливається через отвір, який закривається різьбовою пробкою.

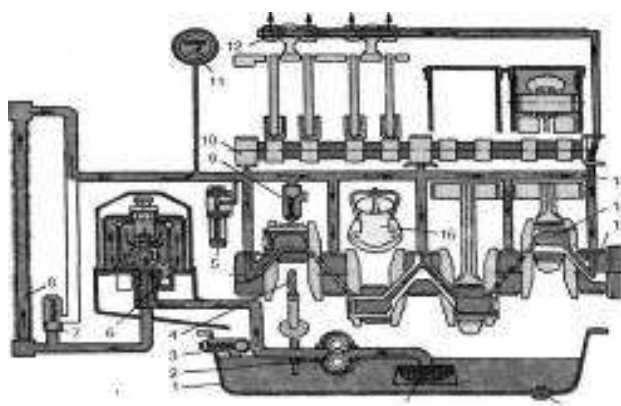


Рис. 1.5 - Схема системи мащення дизеля;

1 – масляний піддон; 2 – масляний насос; 3,7,9, – редукційні клапани; 4 – масломірна лінійка (стержень); 5 – проміжна шестерня; 6 – масляний фільтр (центрифуга); 8 – масляний радіатор; 10 – розподільний вал; 11-манометр; 12 – валик коромисел; 13 – головний масляний канал; 14 – порожнина шатунної шийки; 15 – колінчастий вал; 16 – маслозаливна горловина; 17 – пробка зливного отвору; 18 – маслоприймач

При роботі дизеля обертання від колінчастого вала через проміжну шестерню передається на шестерні масляного насоса. Шестерні насоса обертаються, утворюючи в патрубці від масляного насоса до маслоприймача розрідження. Під дією розрідження масло надходить з піддона картера через маслоприймач до шестерень насоса. У маслоприймачі здійснюється попереднє очищення масла.

Шестернями насоса масло нагнітається і подається під тиском по каналу до масляного фільтра. Якщо фільтр не працює або забитий канал, то тиск масла в каналі підвищується; кулька редукційного клапана стискує пружину, і масло через редукційний клапан надходить знову в піддон картера. Якщо фільтр діє, то він очищає масло від металевих і мінеральних часточок (тонка очистка мастила).

Після фільтра масляний потік розділяється на дві частини: більша частина масла по трубопроводу потрапляє до масляного радіатора, а менша для приведення в дію фільтра – стікає в піддон картера.

При нормальному температурному режимі двигуна масло в радіаторі охолоджується і надходить в головний масляний канал. Якщо трубки радіатора забиті або зростає опір проходженню масла в холодний період року через його надмірну в'язкість, то редукційний клапан спрацьовує і перепускає масляний потік повз радіатор в головний масляний канал.

Від головного масляного каналу по внутрішніх каналах і отворах в блок-картері масло надходить під тиском для мащення підшипників проміжної шестерні, корінних шийок колінчастого вала, опорних шийок розподільного вала, валика коромисел. По внутрішніх каналах у щоках і корінних шийках колінчастого вала масло потрапляє до порожнин шатунних шийок і підшипників. У деяких двигунів масло по отворах у стержні шатуна надходить для мащення поршневого пальця і підшипника верхньої головки шатуна. Тиск масла в головному каналі вимірюється манометром, встановленому на щитку приладів в кабіні трактора. При підвищенні тиску в головному каналі спрацьовує редукційний клапан.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

В порожнинах шатунних підшипників під дією відцентрових сил масло очищається від сторонніх домішок, які осідають на стінці порожнини у вигляді спресованої маси. Маса з порожнин видаляється при капітальному ремонті двигуна. Для мащення валика коромисел масло пульсуючим потоком йде по каналах в блоці і головці блока, проходить радіальний отвір в опорній шийці розподільного вала і через отвір каналу головки блока потрапляє до пустотілого стояка валика коромисел, потім по отворах – у порожнину валика, а звідти через отвори надходить до втулок коромисел і від них – до регулювальних гвинтів і штанг.

Масло, яке витискується із підшипників валика коромисел, розбризкується коромислами, і в об'ємі між головкою блока і кришкою головки блока утворюється масляний туман. Масляним туманом змащуються зовнішні поверхні деталей, які розташовані в цьому об'ємі, штанги і поверхні головки блока та її кришки. Масло, яке витісняється із підшипників розподільного і колінчастого валів у вигляді краплин, повертається в піддон картера. Краплини масла зустрічаються з колінчастим валом, який обертається, і розбиваються ним до туманоподібного стану. Масляним туманом, утвореним в картері, змащуються зовнішні поверхні колінчастого і розподільного валів, штовхачі, штанги, шатуни, гільзи циліндрів, поршні і поверхні блок-картера. Циркуляція масла в системі створюється масляним насосом і здійснюється таким чином.

Масляний насос через маслозабірник із грубим сітчастим фільтром засмоктує масло з піддона. Основна нагнітаюча секція масляного насоса по нагнітальному трубопроводі, розташованому усередині двигуна, по вертикальному каналу в картері і похилому каналі в правому блоці подає масло до масляної центрифуги. Тут частина масла витрачається для обертання ротора центрифуги і після цього зливається в піддон через передбачену для цього литу порожнину на фланці блок-картера. Інша частина масла після очищення в центрифугі направляється по каналах блока-картера в головну масляну магістраль, що являє собою просвердлений уздовж правого блоку канал

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

діаметром 17 мм. З головної магістралі масло надходить до всіх основних деталей і вузлів, що змащуються під тиском.

Похилими каналами у поперечних перегородках блок-картера масло з головної магістралі надходить у вертикальні канали, що йдуть від корінних підшипників до відповідних підшипників розподільного вала. Вертикальні канали східчасті, з боку підшипників розподільного вала їх прохідний переріз зменшений, тому велика частина масла направляється до корінних підшипників колінчастого вала.

Частина масла, що попадає на корінні підшипники, з канавок вкладишів надходить по отворах і колінчастого вала в порожнини шатунних шийок. Для стійкої безупинної подачі масла до шатунних шийок отвори в корінних шийках виконані наскрізними.

У порожнинах шатунних шийок масло піддається центрифугуванню. Тверді частки, що знаходяться в маслі, під дією відцентрових сил відкидаються до стінок порожнини, а очищене масло через маслозабірні трубки, кінці яких заглиблені ближче до осі шийки, виходить на поверхні підшипників.

Для змащення шатунних підшипників першого і четвертого циліндрів масло підводиться від першого корінного підшипника, для змащення шатунних підшипників другого і п'ятого циліндрів – від другого корінного підшипника і для змащення шатунних підшипників третього і шостого циліндрів – від четвертого корінного підшипника. Від шатунних підшипників по каналу у стержнях шатунів масло подається до втулок верхніх головок шатунів.

Масло, яке витікає через зазори корінних і шатунних підшипників, з підшипників розподільного вала і втулок верхніх головок шатунів, розбризкується обертовими деталями і змащує інші тертьові поверхні деталей кривошипно-шатунного механізму: гільзи циліндрів, поршні, поршневі пальці в бобишках поршня.

Гільзи циліндрів і юбки поршнів змащуються маслом, що осідає на стінках гільз. До поршневих пальців і сполучених з ними поверхонь бобишок масло попадає через отвір з нижніх сторін бобишок.

					ПННІ НУК 142.44.24.18.ПЗ	Арку
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У головки циліндрів для змащення деталей механізму газорозподілу масло надходить пульсуючим потоком від першої і четвертої шийок розподільного вала. Для цього в них зроблені поперечні отвори, які за кожен оберт розподільного вала один раз сполучають отвори подачі масла до підшипників, з каналами мащення деталей в головках циліндрів. Завдяки такому пристрою масло подається не безупинним струменем, а короткими імпульсами. Цим обмежується подача масла до клапанного механізму.

До лівої головки циліндрів масло йде від першої шийки розподільного вала, до правої головки циліндрів – від четвертої шийки. З каналу в блоці через ущільнений гумовим кільцем отвір у прокладці масло попадає в канал головки циліндрів і, пройшовши три повороти під кутом 90°, виходить в отвір на фланці, на якому встановлений стояк осі коромисел. По заглибленню на фланці стояка воно надходить у зазор між шпилькою й отвором у стояці і заповнює вісь і коромисел, заглушену з обох кінців. По поперечних отворах в осі масло проходить для змащення втулок коромисел, а по отворах у коромислах і регулювальних гвинтах – для змащення сферичного сполучення регулювального гвинта зі штангою.

Контактні поверхні бойка коромисла і торця клапана змащуються маслом, що витікає з осі коромисел. Стержень клапана і пряма втулка змащуються невеликою кількістю масла, яке попадає в зазор між ними.

Масло, що стікає по штангах вниз, на шляху в піддон змащує штовхачі і кулачки розподільного вала. На поверхню кулачків надходить масло, що збирається у штовхачах і витікає з них через отвір у центрі денця. Масло, що скраплюється на головці циліндрів, стікає по двох отворах, частково перекритих поздовжньою стінкою клапанної кришки. По литому заглибленню на нижній плиті головки циліндрів воно перетікає в литі колодязі блок-картера і зливається в піддон.

На двигунах типу СМД-62 ряд агрегатів зовнішнього устаткування включений в загальну циркуляційну систему мащення під тиском.

					ПННІ НУК 142.44.24.18.ПЗ	Арку
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для мащення підшипників рідинного насоса використовують частину масла, що надходить від переднього підшипника розподільного вала в головку циліндрів. У насос воно надходить з лівої головки циліндрів по маслопроводу із броньованого шланга. Маслопровід поворотним косинцем встановлений на штуцері в головці циліндрів і затиснутий ковпачковою гайкою. На корпусі насоса поворотний косинець маслопроводу закріплений затискним болтом. З насоса масло зливається по просвердленому отвору у корпусі і потім з порожнини передньої кришки в піддон.

Для мащення підшипників ротора турбокомпресора масло забирається з головної масляної магістралі в місці виходу похилого каналу у третій поперечній перегородці з правої сторони блок-картера. По зовнішньому маслопроводу масло надходить у додатковий фільтр, необхідність установки якого викликана високими вимогами до очищення масла, яке застосовується для мащення підшипників ротора турбокомпресора.

Очищене у фільтрі масло по трубопроводах, підводиться до турбокомпресора. До підшипників воно надходить через просвердлений канал у корпусі фіксатора.

З турбокомпресора масло відводиться по зовнішній трубці, закріпленій кінцями на середньому корпусі турбокомпресора і на фланці в розвалі блоків, та по наскрізному отвору зливається в порожнину картера колінчастого вала. Витрата масла для змащення підшипників турбокомпресора становить приблизно 1 літр за хвилину.

У повітряному компресорі масло під тиском змащує шатунні підшипники колінчастого вала. Інші деталі кривошипно-шатунного механізму змащуються розбризкуванням. Масло до задньої кришки картера компресора підводиться по зовнішній трубці з головної масляної магістралі двигуна (трубка приєднана до блок-картера в місці виходу похилого отвору в другій поперечній перегородці). З задньої кришки через ущільнювач масло надходить у канали колінчастого вала. З компресора масло зливається через відкриту нижню основу

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

по каналу встановлювального кронштейна в порожнину передньої кришки двигуна.

Другий паралельний циркуляційний контур утворює система охолодження масла. Циркуляція масла в ньому створюється за допомогою радіаторної секції масляного насоса, у яку надходить частина масла з піддона через загальний маслозабірник. По нагні тальному маслопроводу масло з радіаторної секції насоса надходить у канал блока-картера, розташований з лівого боку біля другої поперечної перегородки. По зовнішній трубці масло подається в масляний радіатор, де охолоджується потоком повітря від вентилятора. З радіатора масло повертається в піддон по зливній трубці, яку кріплять загальним фланцем з нагнітальним трубопроводом радіаторної секції. Зливна трубка опущена нижче рівня масла для того, щоб зменшити піноутворення.

Таким чином, через масляний радіатор проходить не все циркулююче в двигуні масло, а тільки частина його, що становить близько 25% (17,5 л/хв) загальної продуктивності масляного насоса. Змішуючись з гарячим маслом в піддоні, воно підтримує допустиму температуру масла в двигуні. У той же час паралельне підключення масляного радіатора зменшує гідравлічний опір системи.

Масляний радіатор трубчастого типу із дворядним коридорним розташуванням трубок, установлений перед водяним радіатором і обдувається потоком повітря, що створюється вентилятором системи охолодження двигуна.

У системі мащення передбачене примусове передпускове прокачування масла для оптимального забезпечення подачі масла тертьовим поверхням, а особливо підшипникам колінчастого вала, які працюють без змащення. Внаслідок цього, при пуску спостерігається підвищене спрацювання підшипників і збільшується небезпека їх пошкодження. Для передпускового прокачування масла використовують масляний насос, що приводиться в дію пусковим двигуном. Протягом 1...2 хв роботи пускового двигуна в режимі прогрівання тиск у масляній магістралі основного двигуна підвищується до 0,05...0,10 МПа.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Насос передпускового прокачування забирає масло з піддона по тій же трубці, по якій зливається в піддон масло, охолоджене в радіаторі. Нагнітається масло в магістраль через зовнішній трубопровід і похилий отвір в третій поперечній перегородці блок-картера з лівого боку. Для підтримки необхідного тиску в системі змащення і захисту елементів системи від ушкодження в ній встановлено кілька клапанів.

В основній секції масляного насоса з боку нагнітання встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск 0,9...0,95 МПа. Клапан запобігає надмірному підвищенню тиску масла в системі при пуску двигуна, коли його в'язкість підвищена. Такий же клапан у радіаторній секції насоса відрегульований на тиск 0,25...0,30 МПа (або 2,5...3,0 кгс/см²). Він захищає масляний радіатор від руйнування при підвищенні тиску.

Пропускний клапан встановлений у корпусі центрифуги і служить для того, щоб при пуску холодного двигуна направляти основний потік масла в головну магістраль, минаючи центрифугу. Тим самим поліпшуються умови змащення тертьових поверхонь при пуску і прогріванні двигуна.

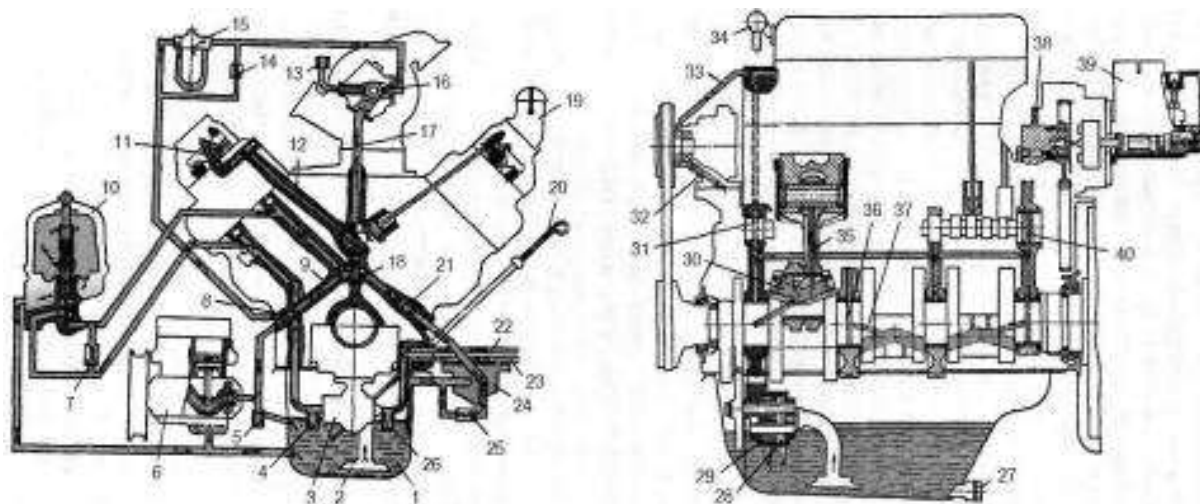


Рис. 1.6 - Функціональна схема системи мащення двигуна типу СМД-62

1 – піддон блок-катора; 2 – маслозабірник; 3 – масляний насос; 4 – редукційний клапан основної секції масляного насоса; 5 – зливальний клапан; 6 – компресор; 7 – перепускний клапан центрифуги; 8 – головна масляна магістраль; 9 – похилий канал у поперечній перегородці блок-катора; 10 – масляна центрифуга; 11 – вісь коромисел; 12 – канал для підведення масла в головку циліндрів; 13 – відвід для виміру тиску масла на двигунах колишніх марок; 14 – перепускний клапан фільтра турбокомпресора; 16 – підшипник ротора

турбокомпресора; 17 – трубка зливання масла з турбокомпресора; 18 – вертикальний канал у поперечній перегородці блок-ктера; 19 – маслозаливна горловина; 20 – масловимірювальний стержень; 21 – зворотний клапан системи передпускового прокачування масла; 22 – трубка для підведення масла до радіатора; 23 – трубка для зливання масла з радіатора; 24 – насос передпускового прокачування; 25 – перепускний клапан насоса передпускового прокачування; 26 – запобіжний клапан радіаторної секції насоса; 27 – пробка злиального отвору; 28 – радіаторна секція масляного насоса; 29 – основна секція масляного насоса; 30 – масляна порожнина шатунної шийки колінчатого вала; 31 – отвір в передній шийці розподільного вала; 32 – отвір для зливання масла з водяного насоса; 33 – маслопровід для підведення масла до водяного насосу; 34 – сапун; 35 – масляний каналу шатуні; 36 – поперечний отвір у корінній шийці; 37 – отвір в щоці для підведення масла до шатунної шийки; 38 – опора шестерні паливного насоса; 39 – паливний насос; 40 – отвір в задній шийці розподільного вала

Зливальний клапан, встановлений на бічній поверхні блок-картера з правої сторони, підтримує заданий тиск масла в головній магістралі, перепускаючи надлишок масла в піддон. В міру спрацювання деталей двигуна тиск у системі автоматично підтримується на необхідному рівні завдяки зменшенню кількості масла, що зливається через клапан.

Система передпускового прокачування й основна система мащення розділені зворотним клапаном, що встановлений на вході маслопроводу в блок-картер. При працюючому двигуні цей клапан перекриває доступ масла з основної магістралі до насоса передпускового прокачування.

Автономне мащення, не пов'язане з циркуляційною системою мащення двигуна, мають пусковий двигун і паливний насос високого тиску (ПНВТ).

Основні механізми пускового двигуна змащуються маслом, що додається і переміщується з бензином при заправленні паливного бачка.

Для змащення редуктора пускового двигуна і ПНВТ використовують звичайне дизельне масло, що заливається в корпус редуктора і ПНВТ до рівня контрольного отвору.

Роботу системи мащення двигуна контролюють за тиском в головній масляній магістралі, який вимірюється манометром, встановленим на щитку

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

приладів. Заміряють тиск у просвердленому каналі картера маховика, де встановлений штуцер.

У системі мащення двигуна передбачена аварійна сигналізація про неприпустиме падіння тиску масла. Датчик аварійного тиску встановлений у похилому отворі четвертої поперечної перегородки блок-картера. При падінні тиску масла в головній магістралі нижче 0,1 МПа (1 кгс/см²) на щитку приладів спалахує лампочка.

Як у більшості сучасних автотракторних двигунів в дизелі СМД-62 застосовано комбіновану систему мащення, при якій частина деталей змащується примусово, а інші – розбризкуванням і самопливом.

Циркуляція масла в системі забезпечується основним масляним насосом та передпусковим насосом на режимі пуску і здійснюється в такий спосіб.

У системі змащення передбачене примусове передпускове прокачування масла. Необхідність такого прокачування масла обумовлюється тим, що при пуску двигуна, коли основний масляний насос ще не забезпечує подачі масла, тертьові поверхні, а особливо підшипники колінчастого вала, працюють без змащення. Внаслідок цього, при пуску спостерігається підвищене спрацювання підшипників і збільшується небезпека їх пошкодження.

Для передпускового прокачування масла використовують одно-секційний масляний насос шестеренчастого типу, який приводиться в дію пусковим двигуном і забезпечує подачу 13 л/хв масла при частоті обертання 2080 хв⁻¹. Насос передпускового прокачування забирає масло з піддона-картера 1 по трубці Б, по якій на режимі роботи основного двигуна буде зливатися в піддон масло, охолоджене в масляному радіаторі. Використання тракторів, обладнаних дизелем СМД-62, в помірній кліматичній зоні не передбачає охолодження масла, що дозволяє використовувати ці маслопроводи лише для передпускового прокачування масла.

Нагнітається масло в головну масляну магістраль через зовнішній трубопровід і похилий отвір в третій поперечній перегородці блок-картера з лівого боку.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		24

Протягом 1–2 хв роботи пускового двигуна в режимі прогрівання тиск у масляній магістралі основного двигуна підвищується до 0,05...0,10 МПа. В корпусі насоса встановлено перепускний кульковий клапан, відрегульований на тиск 1,2 МПа. Спрацювання клапана спрямовує рух масла із нагнітаючої порожнини насоса у всмоктувальну.

Система передпускового прокачування й основна система змащення розділені зворотним клапаном, який встановлений на вході маслопроводу в блок-картер. Після запуску основного дизеля і вимкнення пускового двигуна, тиск, який створюється основним масляним насосом, зростає до 0,04...0,05 МПа, тоді зворотний клапан перекриває доступ масла з основної магістралі до насоса передпускового прокачування.

Масляний насос виконаний з роздільною подачею масла в масляну магістраль двигуна (основна секція 3 з довжиною зубів шестерень 40 мм) та в масляний радіатор для охолодження (радіаторна секція 27 з довжиною зубів шестерень 10 мм).

Основна нагнітаюча секція масляного насоса по нагнітальному трубопроводу, розташованому усередині двигуна, вертикальному каналу в картері і похилому каналу в правому блоці циліндрів, з продуктивністю -70 л/хв, подає масло до масляної повнопоточної центрифуги. Тут частина масла витрачається для обертання ротора центрифуги і після цього зливається в піддон через передбачену для цього литу порожнину на фланці блок-картера. Інша частина масла після очищення в центрифугі направляється по каналах блок-картера в головну масляну магістраль, що являє собою просвердлений вздовж правого блоку канал діаметром 17 мм. З головної магістралі масло надходить до всіх основних деталей і вузлів, що змащуються під тиском.

В основній секції масляного насоса з боку нагнітання встановлений редукційний клапан, відрегульований на тиск 0,9...0,95 МПа. Клапан запобігає надмірному підвищенню тиску масла в системі при пуску двигуна, коли його в'язкість підвищена.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Перепускний клапан б встановлений у корпусі центрифуги і відрегульований на тиск 0,6...0,75 МПа служить для того, щоб при пуску холодного двигуна направляти основний потік масла в головну магістраль, минаючи центрифугу. Тим самим поліпшуються умови змащення тертьових поверхонь при пуску і прогріванню двигуна.

По похилих каналах масло з головної магістралі надходить у вертикальні канали, що йдуть від корінних підшипників до відповідних опорних підшипників розподільного вала. Вертикальні канали східчасті, з боку підшипників розподільного вала їх прохідний переріз зменшений, тому більша частина масла направляється до корінних підшипників колінчастого вала.

Для змащення шатунних підшипників першого і четвертого циліндрів масло підводиться від першого корінного підшипника, для змащення шатунних підшипників другого і п'ятого циліндрів – від другого корінного підшипника і для змащення шатунних підшипників третього і шостого циліндрів – від четвертого корінного підшипника.

Частина масла, що попадає на корінні підшипники, з канавок вкладишів надходить по отворах колінчастого вала в порожнини шатунних шийок. У порожнинах шатунних шийок масло піддається центрифугуванню.

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, трактор «Т-150» 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.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		26

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 150$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 2100$
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]	$\alpha = 1.8$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 130$
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	$\Delta T = 20$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 145$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 770$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.84$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.97$
Паливо: дизельне Євро марки C; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 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]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{130}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 321.7$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

де $\Delta T_{int} = 0$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 321.7 - 0 = 321.7$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 0$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 130 - 0 = 130$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 130 = 123.5$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 20}{770} \cdot \frac{145}{17 \cdot 123.5 - 145} = 0.03$$

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

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 20 + 0.03 \cdot 770}{1 + 0.03} = 326.38$$

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

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{123.5}{130} \cdot \frac{321.731}{326.378 \cdot (1 + 0.03)} = 0.966$$

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 $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{130 \cdot 10^3}{287 \cdot 321.731} = 1.408$$

що більше від потенційного заряду, $\text{кг} / \text{м}^3$:

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.408 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.203$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.372$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 123.5 \cdot 17^{1.372} = 6023.416$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (4000 \dots 9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 326.38 \cdot 17^{1.37 - 1} = 936.37$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 936.372 = 22.35$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірки;

$W = 0$ - вміст води;

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

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

$$Q_{H.p} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.86 \\ 300 \cdot 0.13 \\ -26 \cdot (0.01 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.13 + 0) \end{bmatrix} = 42447.806$$

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.78 \cdot 0.495 = 0.88$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.78 - 1) \cdot 0.495 = 0.081$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.78 \cdot 0.495 = 0.695$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.081 \\ 0.695 \end{pmatrix} = 0.913$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.913}{0.88} = 1.037$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.030}{1.000 + 0.030} = 1.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.913} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.081 \cdot 23.3 \\ 0.695 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.325$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9131} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.081 \cdot 0.0015 \\ 0.6954 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC_p'' = mC_v'' + 8.314; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.325 + 8.314 = 31.639$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.6 \cdot 6023.416 = 9637.466$$

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

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03618 = 0.00189$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.639 \cdot 1.036 = 32.784$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.84 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.88 \cdot (1 + 0.03)} = 3.932 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.35 + 8.314 \cdot 1.6) \cdot 936.372 = 3.338 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 39319.37 + 33384.03 = 72703.4$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.784^2 + 4 \cdot 1.887 \times 10^{-3} \cdot 7.27 \times 10^4 = 1.624 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.784 + \sqrt{1623.7}}{2 \cdot 0.002} = 1989.708$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.99 \times 10^3}{1.6 \cdot 936.372} = 1.376$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1.20 \dots 1.55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\varepsilon} = \frac{1.376}{17} = 0.081 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 8.095$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.376} = 12.354$$

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

$$n_2 = 1.222$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{9637.466}{12.354^{1.222}} = 446.472$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1989.708}{12.354^{1.222-1}} = 1138.706$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1138.706}{\sqrt[3]{\frac{446.472}{145}}} = 782.714$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 782.714|}{770} \cdot 100 = 1.651 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме

значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.6 \cdot (1.376 - 1) = 0.602$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.6 \cdot 1.376}{1.222 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.354^{1.222 - 1}} \right) = 4.242$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.372 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.372 - 1}} \right) = 1.751$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{6023.416}{17 - 1} \cdot [0.602 + (4.242 - 1.751)] = 1164.236$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.97 \cdot 1164.236 = 1129.309$$

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

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.78 \cdot 14.317 \cdot 1129.309}{0.966 \cdot 42447.806 \cdot 1.408} = 0.499$$

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 $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.499 \cdot 42447.806} = 0.17$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 88$; $b_M = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.115$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.115 \cdot 2100}{30} = 8.05 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня;}$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 8.05 = 182.99$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1129.309 - 182.99 = 946.319$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550...2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{946.319}{1129.309} = 0.838$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.499 \cdot 0.838 = 0.418$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,4...0,52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.418 \cdot 42447.806} = 0.203$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,165...0,215)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.203 \cdot 150.25 = 30.5$$

2.1.9 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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{150.25 \cdot 10^3}{946.319 \cdot 2100} = 9.073$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{9.073}{6} = 1.512$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.13$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.115}{0.13} = 0.885 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.512}{\pi \cdot 0.885}} = 129.593$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.13$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 0.885 \cdot 129.593 = 114.64$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.115$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 130 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 130 \cdot 10^{-3} = 0.13$$

хід поршня

$$s' = 115 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 115 \cdot 10^{-3} = 0.115$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.13^2 \cdot 0.115 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 9.159$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{946.319 \cdot 9.159 \cdot 2100}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 151.671$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{151.671 + 150.25}{2} = 150.96$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|151.671 - 150.25|}{150.96} \cdot 100 = 0.941\%,$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.13^2}{4} \cdot 0.115 = 1.526 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{1.526 \times 10^{-3}}{17 - 1} = 9.54 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 1.526 \times 10^{-3} + 9.54 \times 10^{-5} = 1.622 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 9.54 \times 10^{-5} \cdot 1.376 = 1.313 \times 10^{-4}$$

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

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

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

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:

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

$$p(\varphi) = p_d^* \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{n1}$$

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 м^3 ; p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00010$	$p(0) = 123.5$	$V(180) = 0.00162$	$p(180) = 123.5$
$V(10) = 0.00011$	$p(10) = 123.5$	$V(190) = 0.00161$	$p(190) = 124.409$
$V(20) = 0.00015$	$p(20) = 123.5$	$V(200) = 0.00159$	$p(200) = 127.209$
$V(30) = 0.00022$	$p(30) = 123.5$	$V(210) = 0.00154$	$p(210) = 132.12$
$V(40) = 0.00031$	$p(40) = 123.5$	$V(220) = 0.00148$	$p(220) = 139.551$
$V(50) = 0.00043$	$p(50) = 123.5$	$V(230) = 0.00141$	$p(230) = 150.153$
$V(60) = 0.00055$	$p(60) = 123.5$	$V(240) = 0.00131$	$p(240) = 164.935$
$V(70) = 0.00068$	$p(70) = 123.5$	$V(250) = 0.00121$	$p(250) = 185.451$
$V(80) = 0.00082$	$p(80) = 123.5$	$V(260) = 0.00109$	$p(260) = 214.139$
$V(90) = 0.00096$	$p(90) = 123.5$	$V(270) = 0.00096$	$p(270) = 254.926$
$V(100) = 0.00109$	$p(100) = 123.5$	$V(280) = 0.00082$	$p(280) = 314.368$
$V(110) = 0.00121$	$p(110) = 123.5$	$V(290) = 0.00068$	$p(290) = 403.861$
$V(120) = 0.00131$	$p(120) = 123.5$	$V(300) = 0.00055$	$p(300) = 544.147$
$V(130) = 0.00141$	$p(130) = 123.5$	$V(310) = 0.00043$	$p(310) = 774.714$
$V(140) = 0.00148$	$p(140) = 123.5$	$V(320) = 0.00031$	$p(320) = 1173.256$
$V(150) = 0.00154$	$p(150) = 123.5$	$V(330) = 0.00022$	$p(330) = 1889.706$
$V(160) = 0.00159$	$p(160) = 123.5$	$V(340) = 0.00015$	$p(340) = 3154.678$
$V(170) = 0.00161$	$p(170) = 123.5$	$V(350) = 0.00011$	$p(350) = 4958.1$
$V(360) = 0.0001$	$p(360) = 6023.416$	$V(540) = 0.00162$	$p(540) = 446.472$
$V(370) = 0.00011$	$p(370) = 9637.466$	$V(550) = 0.00161$	$p(550) = 145$
$V(380) = 0.00015$	$p(380) = 8002.473$	$V(560) = 0.00159$	$p(560) = 145$

V(390) = 0.00022	p(390) = 5069.859	V(570) = 0.00154	p(570) = 145
V(400) = 0.00031	p(400) = 3316.087	V(580) = 0.00148	p(580) = 145
V(410) = 0.00043	p(410) = 2291.297	V(590) = 0.00141	p(590) = 145
V(420) = 0.00055	p(420) = 1672.746	V(600) = 0.00131	p(600) = 145
V(430) = 0.00068	p(430) = 1282.633	V(610) = 0.00121	p(610) = 145
V(440) = 0.00082	p(440) = 1026.131	V(620) = 0.00109	p(620) = 145
V(450) = 0.00096	p(450) = 851.394	V(630) = 0.00096	p(630) = 145
V(460) = 0.00109	p(460) = 728.936	V(640) = 0.00082	p(640) = 145
V(470) = 0.00121	p(470) = 641.286	V(650) = 0.00068	p(650) = 145
V(480) = 0.00131	p(480) = 577.7	V(660) = 0.00055	p(660) = 145
V(490) = 0.00141	p(490) = 531.353	V(670) = 0.00043	p(670) = 145
V(500) = 0.00148	p(500) = 497.804	V(680) = 0.00031	p(680) = 145
V(510) = 0.00154	p(510) = 474.125	V(690) = 0.00022	p(690) = 145
V(520) = 0.00159	p(520) = 458.394	V(700) = 0.00015	p(700) = 145
V(530) = 0.00161	p(530) = 449.399	V(710) = 0.00011	p(710) = 145

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 1744.123$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.744 \times 10^3}{1.526 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 1.143 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.143 \times 10^3 \cdot 0.97 = 1.108 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.129 \times 10^3 - 1.108 \times 10^3|}{1.129 \times 10^3 + 1.108 \times 10^3} \cdot 100 = 1.874$$

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;

$r' = 3^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 45^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 65^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 8^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6.023 \times 10^3 = 7.228 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 9.637 \times 10^3 = 9.637 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 123.5$	$V(\varphi_r) = 9.54 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 123.5$	$V(\varphi_d) = 1.622 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 6023.416$	$V(\varphi_c) = 9.54 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 9637.466$	$V(\varphi_z) = 9.555 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 446.472$	$V(\varphi_b) = 1.622 \times 10^{-3}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.44 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.844 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.026 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.28 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 375$	$p(\varphi_{z'}) = 9.637 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.28 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 475$	$p(\varphi_{b''}) = 606.982$	$V(\varphi_{b''}) = 1.261 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 717$	$p(\varphi_{r'}) = 145$	$V(\varphi_{r'}) = 9.671 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 8$	$p(\varphi_{r''}) = 123.5$	$V(\varphi_{r''}) = 1.047 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 225$	$p(\varphi_{d'}) = 144.403$	$V(\varphi_{d'}) = 1.447 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 7.228 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 9.54 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{zд} = 368$	$p_{zд} = 9.637 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.047 \times 10^{-4}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

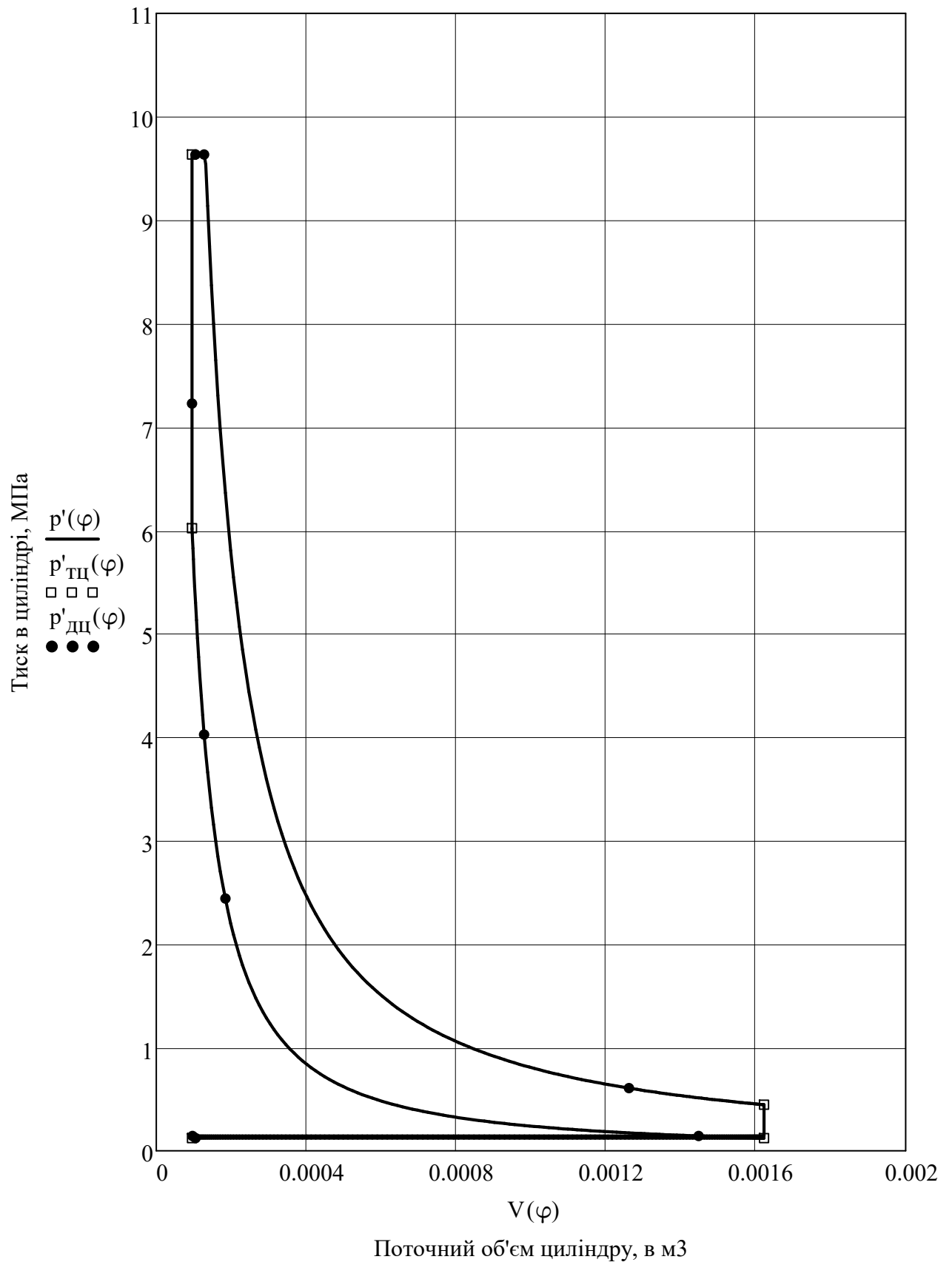


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

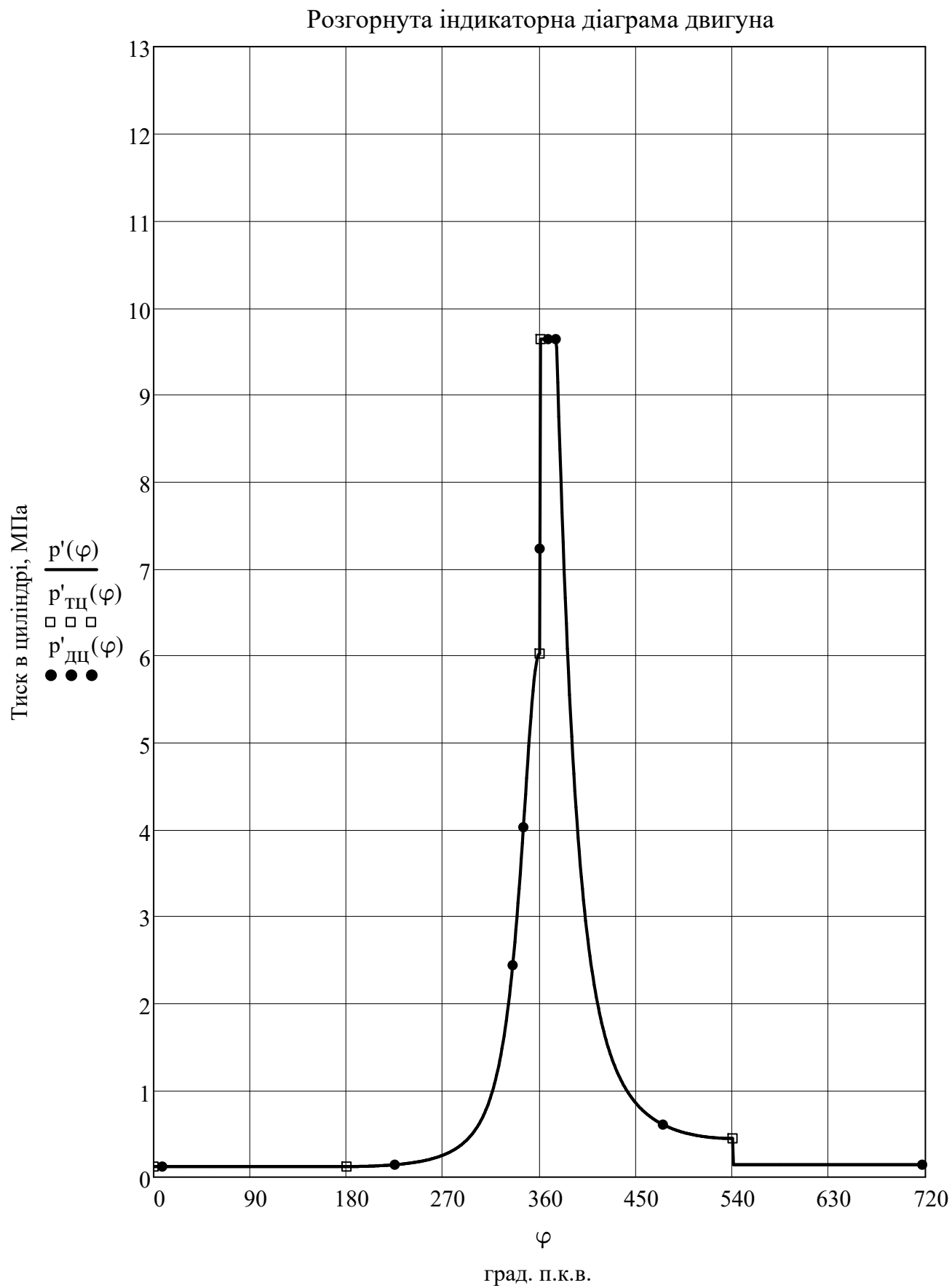


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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 цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

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, виконуємо, виходячи з допущень що:

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

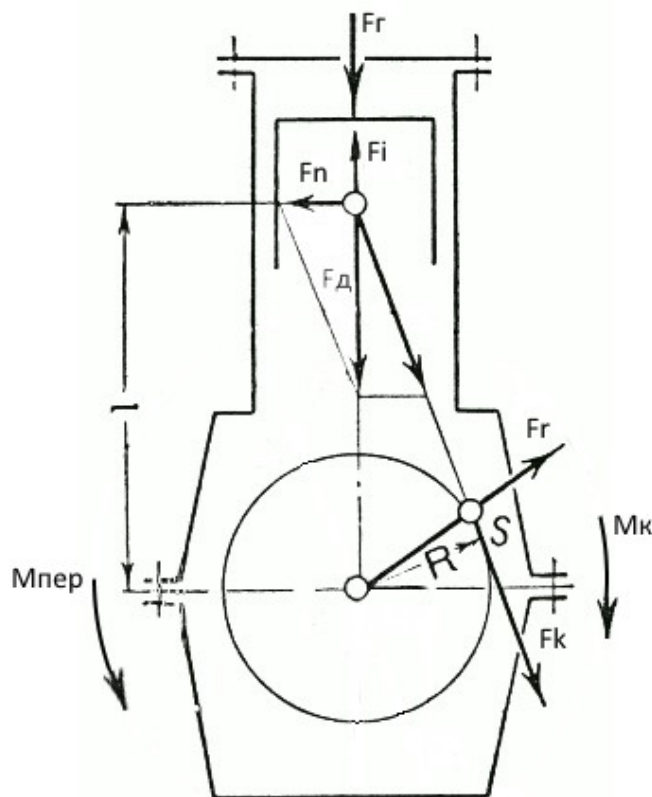


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 2.45$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 6.25$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 2.45 + \frac{1}{3} \cdot 6.25 = 4.533$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.115}{2} = 0.058$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.0575}{0.256} = 0.225$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.13^2}{4} = 0.013$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2100}{30} = 219.911$$

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

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

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

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

Крутний 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

$F_r(0) = 0.295$	$F_i(0) = -15.833$	$F_d(0) = -15.539$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 0.295$	$F_i(30) = -12.531$	$F_d(30) = -12.236$	$M_k(30) = -0.43$
$F_r(60) = 0.295$	$F_i(60) = -4.689$	$F_d(60) = -4.395$	$M_k(60) = -0.248$
$F_r(90) = 0.295$	$F_i(90) = 3.227$	$F_d(90) = 3.522$	$M_k(90) = 0.203$
$F_r(120) = 0.295$	$F_i(120) = 7.917$	$F_d(120) = 8.211$	$M_k(120) = 0.355$
$F_r(150) = 0.295$	$F_i(150) = 9.304$	$F_d(150) = 9.598$	$M_k(150) = 0.214$
$F_r(180) = 0.295$	$F_i(180) = 9.379$	$F_d(180) = 9.674$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.409$	$F_i(210) = 9.304$	$F_d(210) = 9.713$	$M_k(210) = -0.217$
$F_r(240) = 0.845$	$F_i(240) = 7.917$	$F_d(240) = 8.761$	$M_k(240) = -0.379$
$F_r(270) = 2.039$	$F_i(270) = 3.227$	$F_d(270) = 5.266$	$M_k(270) = -0.303$
$F_r(300) = 5.878$	$F_i(300) = -4.689$	$F_d(300) = 1.189$	$M_k(300) = -0.067$
$F_r(330) = 23.738$	$F_i(330) = -12.531$	$F_d(330) = 11.207$	$M_k(330) = -0.394$
$F_r(360) = 78.606$	$F_i(360) = -15.833$	$F_d(360) = 62.772$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 65.949$	$F_i(390) = -12.531$	$F_d(390) = 53.418$	$M_k(390) = 1.879$
$F_r(420) = 20.858$	$F_i(420) = -4.689$	$F_d(420) = 16.169$	$M_k(420) = 0.911$
$F_r(450) = 9.956$	$F_i(450) = 3.227$	$F_d(450) = 13.183$	$M_k(450) = 0.758$
$F_r(480) = 6.323$	$F_i(480) = 7.917$	$F_d(480) = 14.24$	$M_k(480) = 0.616$
$F_r(510) = 4.949$	$F_i(510) = 9.304$	$F_d(510) = 14.252$	$M_k(510) = 0.318$
$F_r(540) = 4.582$	$F_i(540) = 9.379$	$F_d(540) = 13.96$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.58$	$F_i(570) = 9.304$	$F_d(570) = 9.884$	$M_k(570) = -0.221$
$F_r(600) = 0.58$	$F_i(600) = 7.917$	$F_d(600) = 8.497$	$M_k(600) = -0.368$
$F_r(630) = 0.58$	$F_i(630) = 3.227$	$F_d(630) = 3.807$	$M_k(630) = -0.219$
$F_r(660) = 0.58$	$F_i(660) = -4.689$	$F_d(660) = -4.109$	$M_k(660) = 0.231$
$F_r(690) = 0.58$	$F_i(690) = -12.531$	$F_d(690) = -11.951$	$M_k(690) = 0.42$
$F_r(720) = 0.58$	$F_i(720) = -15.833$	$F_d(720) = -15.253$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -15.539$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -1.579$	$F_r(30) = -9.807$	$F_k(30) = -7.486$	$M_{пер}(30) = 0.43$
$F_n(60) = -0.999$	$F_r(60) = -1.332$	$F_k(60) = -4.306$	$M_{пер}(60) = 0.248$
$F_n(90) = 0.933$	$F_r(90) = -0.933$	$F_k(90) = 3.522$	$M_{пер}(90) = -0.203$
$F_n(120) = 1.867$	$F_r(120) = -5.722$	$F_k(120) = 6.178$	$M_{пер}(120) = -0.355$
$F_n(150) = 1.239$	$F_r(150) = -8.932$	$F_k(150) = 3.726$	$M_{пер}(150) = -0.214$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -9.674$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.254$	$F_r(210) = -9.038$	$F_k(210) = -3.771$	$M_{пер}(210) = 0.217$
$F_n(240) = -1.992$	$F_r(240) = -6.106$	$F_k(240) = -6.592$	$M_{пер}(240) = 0.379$
$F_n(270) = -1.395$	$F_r(270) = -1.395$	$F_k(270) = -5.266$	$M_{пер}(270) = 0.303$
$F_n(300) = -0.27$	$F_r(300) = 0.36$	$F_k(300) = -1.164$	$M_{пер}(300) = 0.067$
$F_n(330) = -1.446$	$F_r(330) = 8.982$	$F_k(330) = -6.856$	$M_{пер}(330) = 0.394$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 62.772$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 6.894$	$F_r(390) = 42.814$	$F_k(390) = 32.68$	$M_{пер}(390) = -1.879$
$F_n(420) = 3.676$	$F_r(420) = 4.901$	$F_k(420) = 15.841$	$M_{пер}(420) = -0.911$
$F_n(450) = 3.491$	$F_r(450) = -3.491$	$F_k(450) = 13.183$	$M_{пер}(450) = -0.758$
$F_n(480) = 3.238$	$F_r(480) = -9.924$	$F_k(480) = 10.713$	$M_{пер}(480) = -0.616$
$F_n(510) = 1.839$	$F_r(510) = -13.263$	$F_k(510) = 5.533$	$M_{пер}(510) = -0.318$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -13.96$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.276$	$F_r(570) = -9.197$	$F_k(570) = -3.837$	$M_{пер}(570) = 0.221$
$F_n(600) = -1.932$	$F_r(600) = -5.921$	$F_k(600) = -6.392$	$M_{пер}(600) = 0.368$
$F_n(630) = -1.008$	$F_r(630) = -1.008$	$F_k(630) = -3.807$	$M_{пер}(630) = 0.219$
$F_n(660) = 0.934$	$F_r(660) = -1.246$	$F_k(660) = 4.026$	$M_{пер}(660) = -0.231$
$F_n(690) = 1.542$	$F_r(690) = -9.578$	$F_k(690) = 7.311$	$M_{пер}(690) = -0.42$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -15.253$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

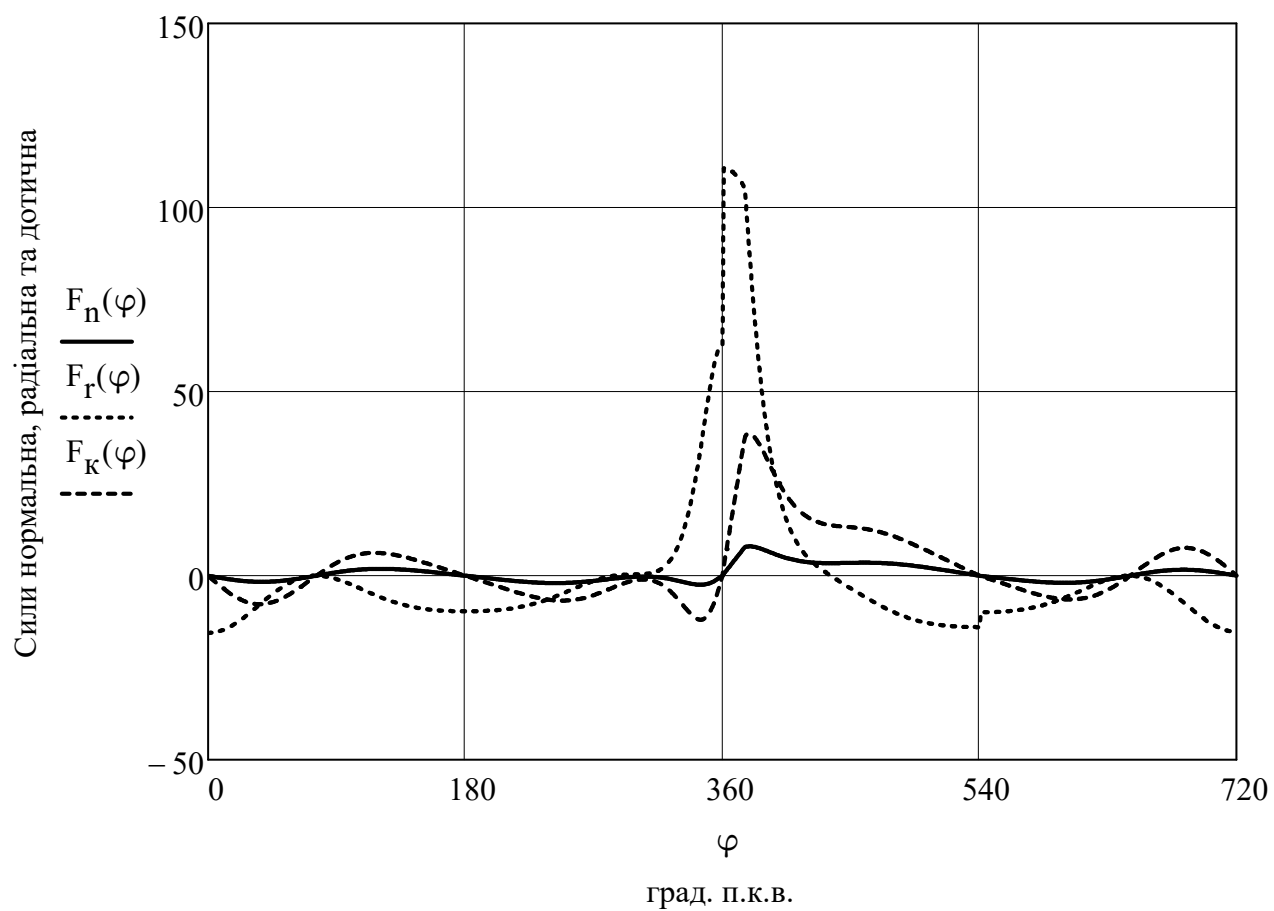
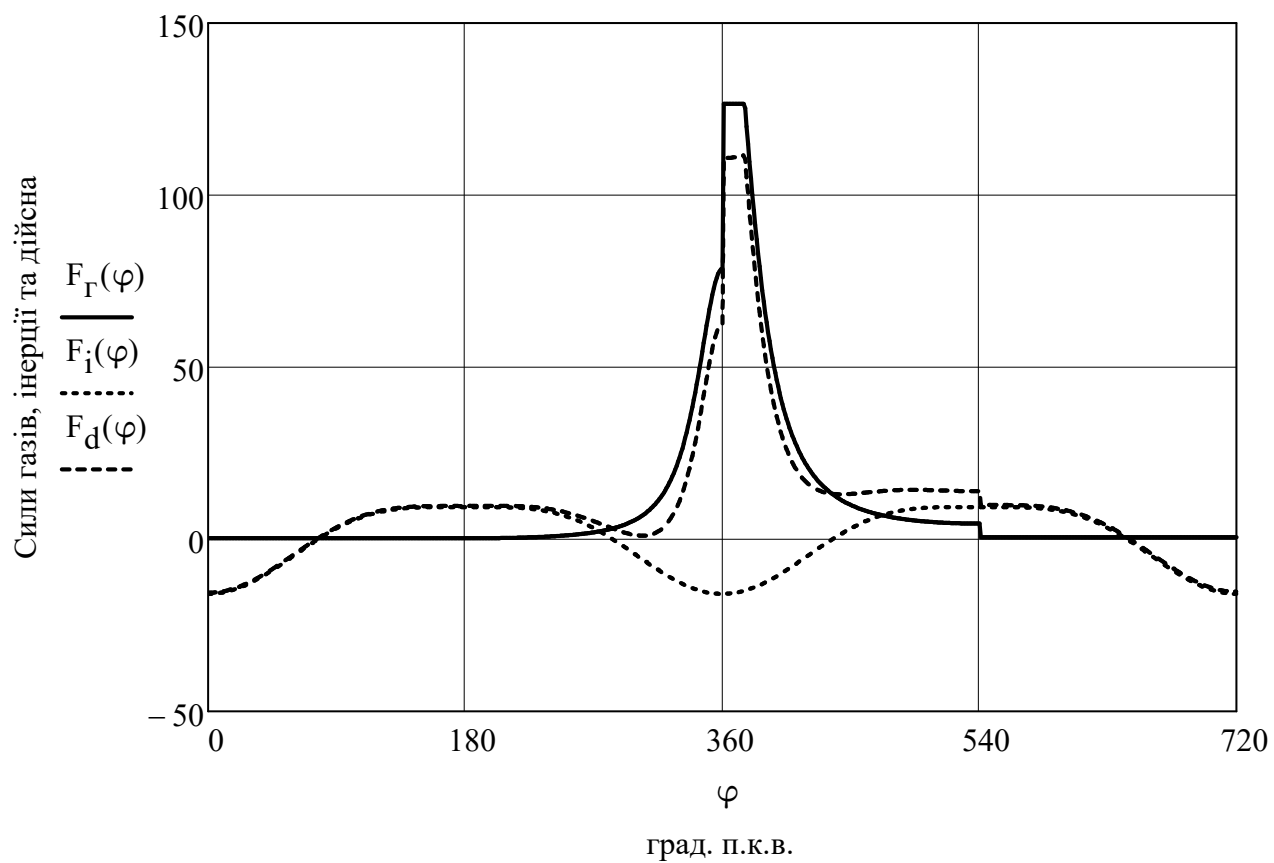


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

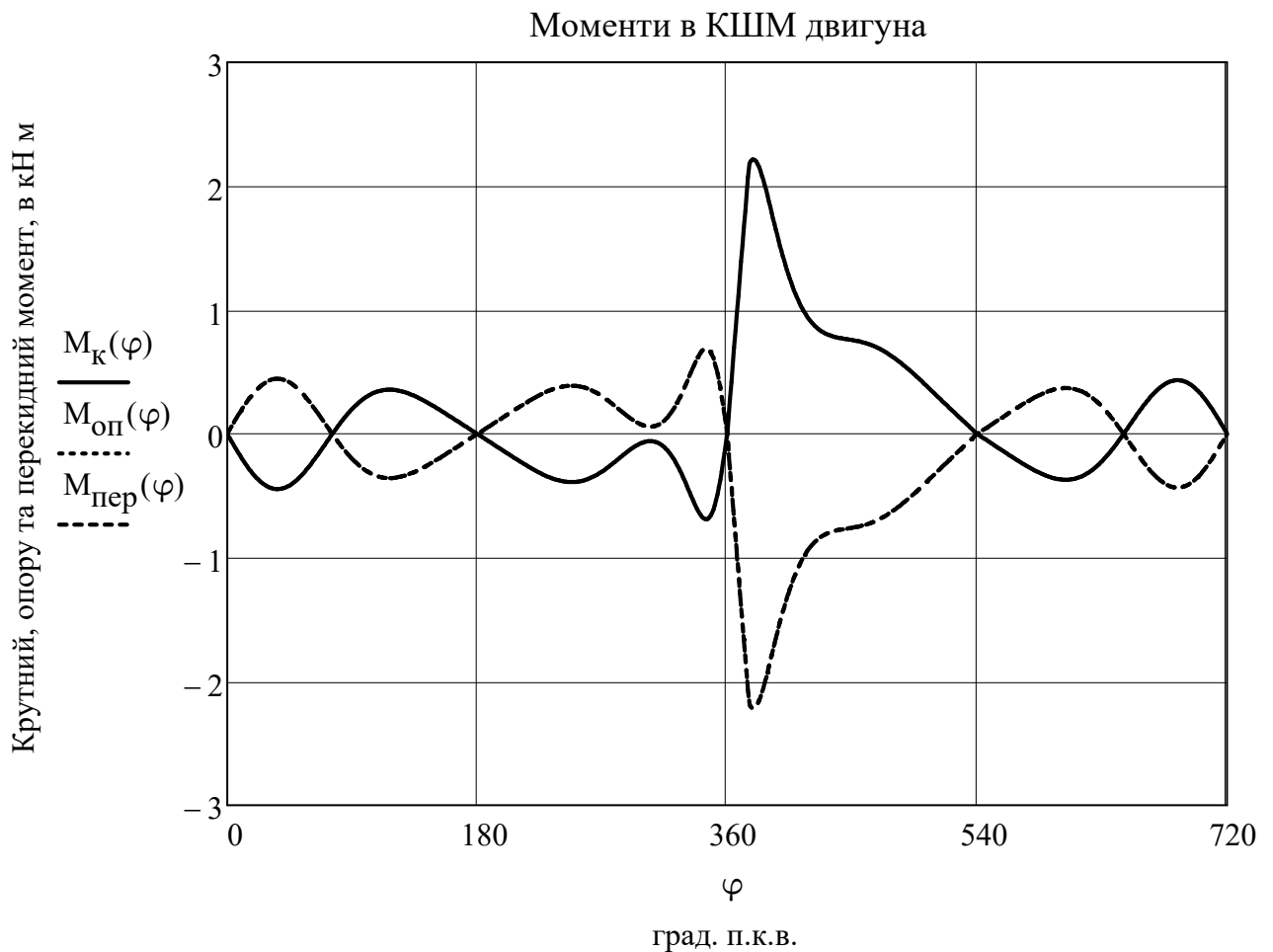


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

$\varphi_K = 0, \Delta\varphi_K \dots \varphi_{\text{СП}}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(\varphi_K) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_K(\varphi_{\text{СП}} \cdot j + \varphi_K) \cdot s)$$

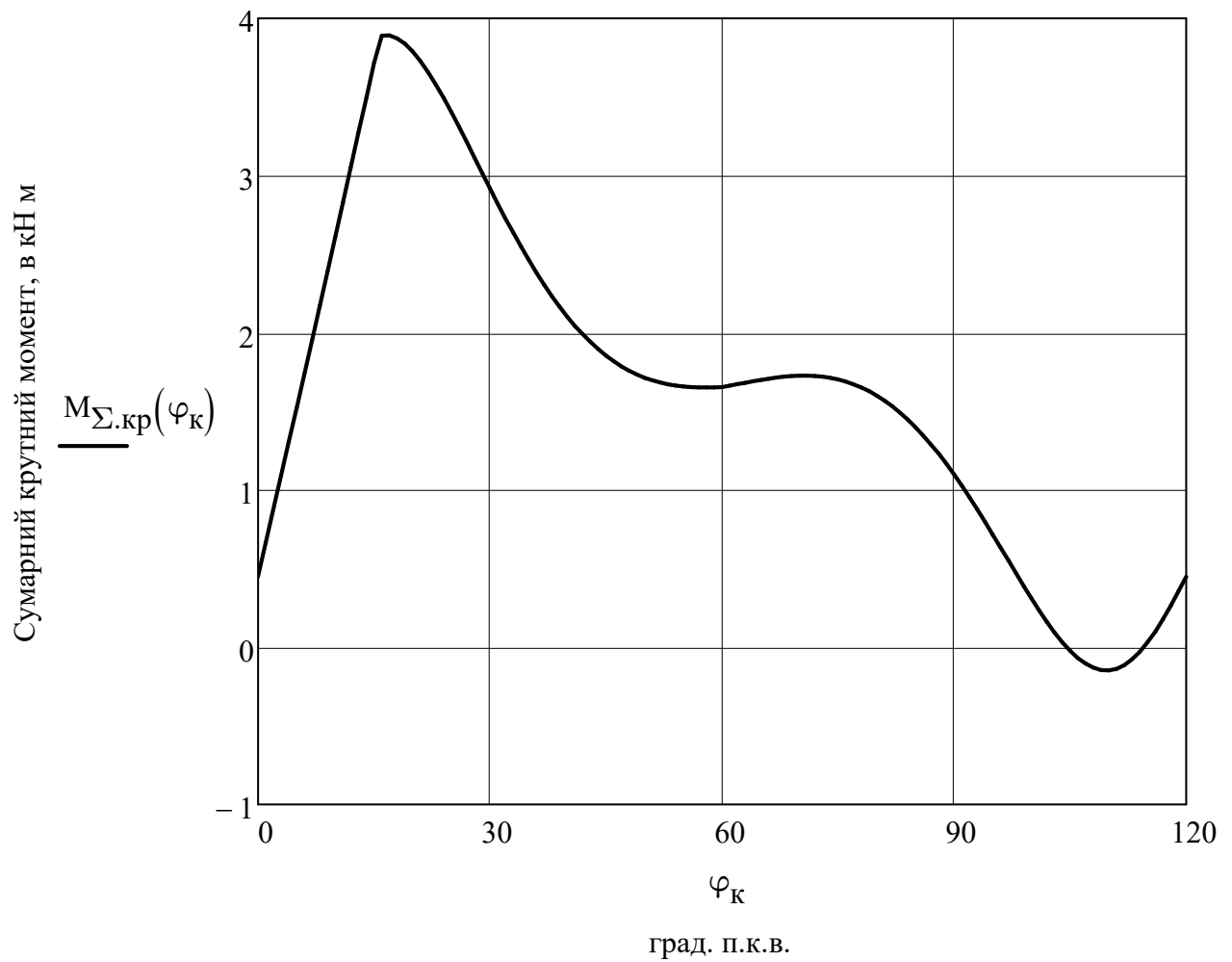


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.кр}(0) = 0.449$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.05$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.726$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 3.495$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.448$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 2.383$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.635$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.759$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -0.13$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 1.656$$

$$M_{\Sigma.кр}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.449$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

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

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{30.5 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 3.596 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 151.671 = 151670.604$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.517 \times 10^5}{3.596 \times 10^5} \cdot 100 = 42.175$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 359623.692 \cdot 0.418 = 150250$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.517 \times 10^5 - 1.502 \times 10^5|}{1.517 \times 10^5} \cdot 100 = 0.937$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

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

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.10$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.05 = 0.15$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.15 \cdot 359623.692 = 53943.554$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 182.990 = 109.794$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.13^2}{4} \cdot 0.115 = 1.526 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{109.794 \cdot 1.52642 \times 10^{-3} \cdot 2.1 \times 10^3 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 17.5971$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 17.597 = 17597.15$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 53943.554 + 17597.15 = 71540.704$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{71540.70361 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00205$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.002 \cdot 98}{0.9} = 0.223$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.223 = 223.102$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 53943.6 + 17597.1 + 223.1 = 71763.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{71763.806}{359623.692} \cdot 100 = 19.955$$

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

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

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

$$t_d = T_d - 273 = 326.378 - 273 = 53.378$$

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

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 53.378 = 29.117$$

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

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.913 \cdot 33.488 \cdot 497 = 15197.366$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.88 \cdot 29.117 \cdot 53.378 = 1368.142$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15197.4 - 1368.1 = 13829.2$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{30.5}{3.6} \cdot 13829.224 = 117163.103$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{117163.103}{359623.692} \cdot 100 = 32.579$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{182.99}{1129.309} \cdot 0.499 = 0.081$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.081 \cdot 359623.692 = 29053.881$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 53943.554 + 29053.881 - 71763.806 = 11233.628$$

Витрата циркуляційного масла, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.123 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.49 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, 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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.49 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.745$$

Теплота витрачена на привід насоса, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.745 = 745.094$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 11233.628 + 745.094 = 11978.722$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{11978.722}{359623.692} \cdot 100 = 3.331$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 359623.7 - \sum \begin{pmatrix} 151670.6 \\ 71763.8 \\ 117163.1 \\ 11978.7 \end{pmatrix} = 7047.5$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{7047.456}{359623.692} \cdot 100.000 = 1.960$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 359623.7$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 151670.6$	$q_{\text{е}} = 42.2$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 117163.1$	$q_{\Gamma} = 32.6$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 71763.8$	$q_{\text{в}} = 20$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 11978.7$	$q_{\text{м}} = 3.3$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 7047.5$	$q_{\text{нв}} = 2.0$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 42.175 + 32.579 + 19.955 + 3.331 + 1.96 = 100$$

2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	128,7	151,2	17,5
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	804	937	16,5
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,395	0,418	5,8
4	Механічний ККД	η_m	-	0,825	0,837	1,5
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\Gamma}{(кВт год)}$	215	203	-5,6
6	Діаметр циліндру	D	мм	130	130	0,0
7	Хід поршня	S	мм	115	115	0,0

Ефективна потужність двигуна що проектується, була збільшена згідно із завданням на 22 кВт. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу двигуна, видно що реальний приріст потужності склав 22,2 кВт, що відповідає приросту у відсотковому співвідношенні на рівні 17,5%. Забезпечення зростання потужності, за умови коли діаметр циліндру, хід поршня та частота обертання колінчастого валу залишаються не змінними, було реалізовано шляхом збільшення середнього ефективного тиску за рахунок збільшення наддуву. Так порівняння зазначеного параметру для проектного двигуна з двигуном-прототипом показало приріст на 16,5%.

Так на початку розрахунку параметрів робочого циклу, для проектного двигуна величину тиску наддуву було обрано на рівні $p_v = 130$ кПа. Для реалізації зазначеної величини тиску наддуву, буде застосовано газотурбінний наддув.

Оптимізація робочого циклу та при правильному підборі початкових даних дозволило покращити параметри робочого циклу двигуна, про що свідчить збільшення ефективного ККД на 5,8 % та відповідно зменшення питомої ефективної витрати палива на – 5,6%.

Для величини механічного ККД маємо незначне її зростання на 1,5%, внаслідок покращення процесу продувки та зменшення роботи насосних втрат.

Завдяки правильному вибору початкових параметрів, та покращення ефективності робочого циклу дизельного двигуна вдалося отримати задану ефективну потужність двигуна без внесення змін в геометричні параметри циліндру.

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

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

3 РОЗРОБКА СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ЗАСМІЧЕННЯ СИСТЕМИ ВПУСКУ

3.1 Опис існуючих систем очищення та контролю засмічення повітря.

3.1.1 Опис та призначення системи очищення свіжого повітря.

Система живлення повітрям служить для очищення його від пилу і підведення до циліндрів двигуна. Основна функція даної системи – очищення повітря від пилу, оскільки, потрапляючи в циліндр двигуна, його частки викликають інтенсивне аб-разивне зношування деталей кривошипно-шатунного механізму, в основному стінок циліндрів, поршневих кілець, шийок і підшипників колінчастого валу. Знос призводить до зниження потужності двигуна, скорочення терміну його служби, збільшення витрати палива і мастила. Якщо повітря, що потрапляє в циліндри, не очищувати, то термін служби двигуна різко зменшується.

В систему живлення повітрям входять повітрозабірник, очисник повітря і впускний колектор, по якому очищене повітря надходить з повітреочисника до циліндрів двигуна. В деяких випадках система живлення може включати в себе пристрої відсмоктування пилу з пилосбірників повітроочисників.

Експериментально встановлено, що практично нешкідливі для роботи двигуна порошинки розміром 0,001 мм. Однак такий ступінь очищення повітря пов'язана зі значними втратами потужності, тому допускається попадання в двигун частинок більшого розміру, але в дуже малій концентрації.

Параметр повітря, що характеризує концентрацію пилу в ньому, називається за-запилювання. Під запиленістю повітря розуміють масу пилу в грамах, що міститься в 1 м³ повітря. Якщо запиленість не перевищує 0,001 г / м³, то пил практично не впливає на роботу двигуна. На вході в повітроочисник запиленість повітря змінюється в широких межах і залежить в основному від наступних факторів: кліматичні і дорожні умови, конструкція ходової частини,

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		58

швидкість руху і висота повітрозабірника над рівнем дороги. Особливо істотно вона змінюється по висоті.

Очисник повітря повинен відповідати таким вимогам:

- забезпечувати високу ступінь очищення;
- мати мінімальний і стабільний в часі опір проходу повітря;
- мати малу масу і невеликі габарити;
- мати ресурс, рівний ресурсу двигуна;
- довго працювати без промивання або зміни фільтруючого елемента;
- забезпечувати малу трудомісткість робіт по обслуговуванню і ефективно глушіння шуму при впуску.

Конструкції повітроочисників сучасних колісних і гусеничних машин відрізняються різноманіттям. Однак серед них можна виділити наступні основні типи:

- інерційні,
- інерційно-відцентрові,
- фільтруючі,
- комбіновані, тобто які мають не менше двох ступенів очищення.

У інерційних повітроочисниках використовується сила інерції рухомих з великою швидкістю пилинок. При різкій зміні напрямку руху повітря в цих очисниках частинки пилу продовжують рухатися за інерцією в первісному напрямку і, вилітаючи з повітряного потоку, що надходить у двигун, видаляються назовні або затримуються в пилосбірниках або спеціальних масляних ваннах.

В інерційно-відцентрових повітроочисниках поряд з силами інерції, що виникають при різкій зміні напрямку потоку повітря, використовуються також відцентрові сили: повітря, проходячи через такий очисник, закручений за допомогою спіральних напрямних, тангенціального (розташований по дотичній до циліндричної стінки) входу або іншими способами. Частинки пилу відкидаються відцентровими силами до стінки корпусу повітро-очищувача і скочуються по ній в мішок.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Інерційно-відцентрові очищувачі повітря без обертових деталей називаються циклонами. Існують також інерційно-відцентрові повітроочисники роторного типу, в яких очищення повітря від пилу здійснюється за рахунок дії відцентрових сил, викликаних обертотворим ротором. У такому очищувачі ротор обертається зазвичай внаслідок взаємодії його лопатей з потоком повітря, які прагнуть потрапити у вхідну трубу через розрідження, створюваного працюючим двигуном.

Серйозною перевагою інерційних і інерційно-відцентрових повітро-очищувачів є можливість викиду сухого пилу з їх пилосбірників в атмосферу шляхом відсмоктування. Це особливо важливо при сильній запиленості повітря, коли необхідно безперервне видалення пилу. Можливість відсмоктування сухого пилу з мішка обумовлена розрідженням, створюваним в випускній трубці двигуна за допомогою ежекційного пристрою. Основний недолік інерційних і інерційно-відцентрових очисників повітря - недостатньо висока ефективність при очищенні повітря від найдрібніших частинок.

Фільтруючі очищувачі повітря при очищенні повітря від пилу забезпечують його фільтрацію в пористих матеріалах або адсорбцію пилових частинок на змочених маслом поверхнях. В якості фільтруючого елемента можуть застосовуватися змочені маслом металеві сітки, промаслені касети з капронової, або дротяної набиванням, просочена маслом поліуретанова піна, синтетичні матеріали на перфорованому каркасі та т.і. Однак в даний час найбільш широкого поширення набули сухі фільтруючі елементи з картону, покладеного «гармошкою». Картонні фільтри, ефективні при будь-якому режимі роботи двигуна, затримують більше 99% часток розміром понад 2 мкм.

Відносно недавно розпочато використання так званого марлевого фільтра, в якому крім звичайних принципів фільтрації в пористих матеріалах реалізується принцип утримання пилових частинок на поверхні фільтруючого елемента за рахунок статичної електрики. Справа в тому, що подвійний каркас з алюмінієвої сітки і просочена спеціальним силіконовим складом марлева набивка такого фільтра утворюють своєрідний конденсатор, який заряджається

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

статичною електрикою при терті між порошинами. В результаті пилинки як би налипають на зовнішню поверхню фільтра, утворюючи подобу «шуби». Ресурс такого фільтруючого елемента значно більше, ніж у звичайного паперового, так як пил не залишається всередині фільтра, а накопичується на його поверхні і може бути легко видалена на при черговому технічному обслуговуванні.

Перевагою фільтруючих повітроочисників є їх здатність затримувати найдрібніші частинки пилу, а недоліком - необхідність періодичного очищення, промивання або заміни фільтруючих елементів.

Комбіновані очищувачі повітря поєднують в собі переваги очисників розглянутих типів. Вони широко використовуються як на колісних, так і на гусеничних машинах. Найчастіше застосовують два ступені очищення. На першому місці (діє інерційний очисник або циклон) з повітря віддаляються найбільші і важкі частинки, на другий (фільтруючий очищувач) - дрібні пилинки.

3.1.2 Контроль засмічення системи впуску.

Для контролю засміченості повітроочисників застосовують різновидні прилади і датчики. Одним з найпоширеніших є індикатор засмічення повітряного фільтра.



Рис. 3.1 – Індикатор засмічення повітряного фільтра.

Індикатор засміченості повітроочисника (датчик засміченості повітряного фільтра двигуна) призначений для контролю засміченості повітроочисників двигунів великовантажних машин, тракторів і сільськогосподарських машин.

Сигнальним пристроєм індикатора засміченості повітроочисника є барабан червоного кольору (сигнальне положення). У верхній частині індикатора розташований диск з накаткою, призначений для повороту барабана в робоче положення. Диск повертається до упору в напрямку стрілки, і відпускається.

Барабан залишається зафіксованим в зазначеному положенні і автоматично переводиться в сигнальне стан тільки при досягненні гранично допустимої засміченості фільтра повітря. При цьому в вікнах корпусу індикатора з'являється червоне забарвлення, що означає необхідність проведення технічного обслуговування повітроочисника. Після його проведення необхідно знову встановити барабан індикатора в робоче положення.

Індикатор засміченості повітроочисника можна встановлювати безпосередньо на лінії очищеного повітря між повітроочисником і двигуном, так і в кабіні водія - при з'єднанні його з лінією очищеного повітря герметичним трубопроводом, що витримує розрідження до 10 кПа.

3.1.3 Пропонована система контролю засмічення.

В основі даної системи лежить герметизований датчик диференційного типу HONEYWELL 26PC що дозволяє вимірювати перепади тиску до 5 кПа, з похибкою до 2%. Датчик має нелінійність по характеристиці $\pm 0,5\%$. Може працювати в робочому діапазоні температур $-40 \dots + 85^{\circ}\text{C}$.



Рис. 3.2 – Датчик диференційного тиску HONEYWELL 26PC.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

Датчик встановлюється в систему впуску і через спеціальний штуцер з'єднується з впускним колектором. Датчик має захисний корпус від попадання пилу, бруду, вологи та механічних пошкоджень.

Пропонована система являє собою класичну сигнальну систему з зворотнім зв'язком, де ключовим елементом сповіщення світловий та звуковий індикатор на панелі приладів транспортного засобу.

Датчик під'єднується до центрального процесору, що має живлення постійним струмом. Вихідний сигнал з контактів датчика потрапляє на вхід процесору. Згідно величини отриманого значення вхідної напруги, система випрацьовує рішення про оповіщення чи не оповіщення водія. Сигнал видається за умови, коли значення вихідної напруги датчика має граничне значення. Більш детально описана схема контролю засмічення представлена на листі графічної частини даного проекту.

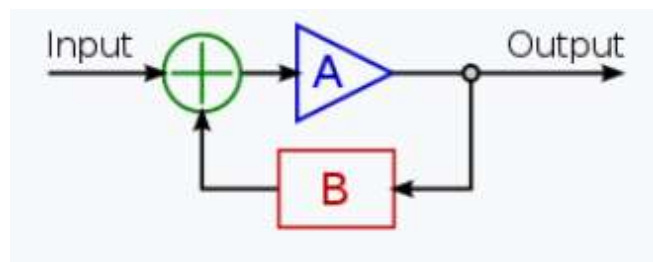


Рис. 3.3 – Схема зворотнього зв'язку

Зворотний зв'язок (англ. feedback) – вплив результату функціонування будь-якої системи на характер її подальшого функціонування. Термін «зворотний зв'язок» використовують стосовно перебігу процесів у соціальних, біологічних, технічних, економічних та інших системах, а також у кібернетиці та теорії автоматичного регулювання та управління.

Зворотній зв'язок в запропонованому рішенні має забезпечити інформацією центральний процесор про стан засмічення системи впуску та її гідравлічного опору, з метою усвідомленості не лише рівня засмічення повітряного фільтру але й для оцінювання його впливу на ефективність роботи двигуна.

3.2 Розрахунок параметрів зовнішньої швидкісної характеристики для дизельного двигуна 6ЧН 13/11,5

3.2.1 Початкові дані для розрахунку:

$P_{e.ном} = 150$ кВт - номінальна потужність двигуна що проектується;

$D = 0.13$ м - діаметр циліндру;

$S = 0.115$ м - хід поршня;

$i = 6$ - кількість циліндрів;

$\tau = 4$ - тактність двигуна;

$p_K = 138$ кПа - тиск наддуву на номінальному режимі;

$b_{e.ном} = 0.220$ кг / (кВт год) - питома ефективна витрата палива на номінальному режимі роботи двигуна;

$n_{ном} = 2100$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання колінчастого валу двигуна;

$n_{min} = 1000$ хв⁻¹ - мінімальна стала частота обертання колінчастого валу двигуна;

$\Delta n = 100$ хв⁻¹ - розрахунковий крок зміни частоти обертання колінчастого валу двигуна;

$Q_H = 42500$ кДж / кг - найнижча теплота згоряння палива

$\alpha = 1.78$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$L_0 = 0.495$ кмоль повітря / кмоль палива - теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива

$p_0 = 101.3$ МПа - тиск навколишнього середовища;

$T_0 = 293$ К - температура навколишнього середовища;

$R_{II} = 287.4$ Дж / (кг К) - газова стала для повітря;

$A_{Pe} = 0.87$ - емпіричні коефіцієнти в формулі визначення поточних значень потужності двигуна з нерозділеною формою камери згоряння по зовнішній швидкісній характеристиці;

$B_{Pe} = 1.13$

$A_{be} = 1.55$ - емпіричні коефіцієнти в формулі визначення поточних значень питомої ефективної витрати палива двигуна з нерозділеною формою камери згоряння по зовнішній швидкісній характеристиці двигуна;

$$C_{be} = 1$$

$A_M = 0.089$ - емпіричні коефіцієнти в формулі визначення поточних значень тиску механічних втрат двигуна з нерозділеною формою камери згоряння по зовнішній швидкісній характеристиці;

$B_M = 0.0118$

3.2.2 Визначимо поточні значення основних параметрів робочого циклу дизельного двигуна при зміні частоти обертання колінчастого валу двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці:

Визначимо діапазон зміни частоти обертання колінчастого валу n , в хв^{-1}

$$n = n_{\min}, n_{\min} + \Delta n \dots n_{\text{НОМ}}$$

$n_{\min} = 1000$	$n_{\min} + 4 \cdot \Delta n = 1400$	$n_{\min} + 8 \cdot \Delta n = 1800$
$n_{\min} + 1 \cdot \Delta n = 1100$	$n_{\min} + 5 \cdot \Delta n = 1500$	$n_{\min} + 9 \cdot \Delta n = 1900$
$n_{\min} + 2 \cdot \Delta n = 1200$	$n_{\min} + 6 \cdot \Delta n = 1600$	$n_{\min} + 10 \cdot \Delta n = 2000$
$n_{\min} + 3 \cdot \Delta n = 1300$	$n_{\min} + 7 \cdot \Delta n = 1700$	$n_{\text{НОМ}} = 2100$

Визначимо поточні значення ефективної потужності по ЗШХ, в кВт

$$P_e(n) = P_{e.\text{НОМ}} \cdot \frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \cdot \left[A_{Pe} + B_{Pe} \cdot \frac{n}{n_{\text{НОМ}}} - \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right]$$

$P_e(n_{\min}) = 84.381$	$P_e(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 131.480$
$P_e(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 93.306$	$P_e(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 137.145$
$P_e(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 101.930$	$P_e(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 141.927$
$P_e(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 110.157$	$P_e(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 145.728$
$P_e(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 117.889$	$P_e(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 148.452$
$P_e(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 125.029$	$P_e(n_{\text{НОМ}}) = 150$

Визначимо робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \cdot 0.13^2}{4} \cdot 0.115 = 1.526 \times 10^{-3} \text{ м}^3 - \text{робочий об'єм циліндру};$$

Визначимо поточну величину середнього ефективного тиску в кПа, для цього спочатку розрахуємо робочий об'єм циліндру

$$p_{me}(n) = \frac{30 \cdot P_{e.ном} \cdot \tau}{V_s \cdot n \cdot i}$$

$$p_{me}(n_{min}) = 1965.381$$

$$p_{me}(n_{min} + 6 \cdot \Delta n) = 1228.363$$

$$p_{me}(n_{min} + 1 \cdot \Delta n) = 1786.71$$

$$p_{me}(n_{min} + 7 \cdot \Delta n) = 1156.107$$

$$p_{me}(n_{min} + 2 \cdot \Delta n) = 1637.818$$

$$p_{me}(n_{min} + 8 \cdot \Delta n) = 1091.879$$

$$p_{me}(n_{min} + 3 \cdot \Delta n) = 1511.832$$

$$p_{me}(n_{min} + 9 \cdot \Delta n) = 1034.411$$

$$p_{me}(n_{min} + 4 \cdot \Delta n) = 1403.844$$

$$p_{me}(n_{min} + 10 \cdot \Delta n) = 982.691$$

$$p_{me}(n_{min} + 5 \cdot \Delta n) = 1310.254$$

$$p_{me}(n_{ном}) = 935.896$$

Визначимо поточну величину швидкості поршня, в м / с

$$c_{\Pi}(n) = \frac{S \cdot n}{30}$$

$$c_{\Pi}(n_{min}) = 3.833$$

$$c_{\Pi}(n_{min} + 6 \cdot \Delta n) = 6.133$$

$$c_{\Pi}(n_{min} + 1 \cdot \Delta n) = 4.217$$

$$c_{\Pi}(n_{min} + 7 \cdot \Delta n) = 6.517$$

$$c_{\Pi}(n_{min} + 2 \cdot \Delta n) = 4.600$$

$$c_{\Pi}(n_{min} + 8 \cdot \Delta n) = 6.900$$

$$c_{\Pi}(n_{min} + 3 \cdot \Delta n) = 4.983$$

$$c_{\Pi}(n_{min} + 9 \cdot \Delta n) = 7.283$$

$$c_{\Pi}(n_{min} + 4 \cdot \Delta n) = 5.367$$

$$c_{\Pi}(n_{min} + 10 \cdot \Delta n) = 7.667$$

$$c_{\Pi}(n_{min} + 5 \cdot \Delta n) = 5.750$$

$$c_{\Pi}(n_{ном}) = 8.050$$

Визначимо поточну величину тиску механічних втрат в мПа

$$p_M(n) = (A_M + B_M \cdot c_{II}(n)) \cdot 10^3$$

$$p_M(n_{\min}) = 134.233$$

$$p_M(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 161.373$$

$$p_M(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 138.757$$

$$p_M(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 165.897$$

$$p_M(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 143.280$$

$$p_M(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 170.420$$

$$p_M(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 147.803$$

$$p_M(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 174.943$$

$$p_M(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 152.327$$

$$p_M(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 179.467$$

$$p_M(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 156.850$$

$$p_M(n_{\text{НОМ}}) = 183.99$$

Визначимо поточну величину потужності механічних втрат в кВт

$$P_M(n) = \frac{p_M(n) \cdot V_s \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau}$$

$$P_M(n_{\min}) = 10.245$$

$$P_M(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 19.706$$

$$P_M(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 11.649$$

$$P_M(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 21.524$$

$$P_M(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 13.122$$

$$P_M(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 23.412$$

$$P_M(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 14.665$$

$$P_M(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 25.369$$

$$P_M(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 16.276$$

$$P_M(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 27.394$$

$$P_M(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 17.956$$

$$P_M(n_{\text{НОМ}}) = 29.489$$

Визначимо поточну величину середнього індикаторного тиску в кПа

$$p_{mi}(n) = p_{me}(n) + p_M(n)$$

$$p_{mi}(n_{\min}) = 2099.615$$

$$p_{mi}(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 1389.737$$

$$p_{mi}(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 1925.467$$

$$p_{mi}(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 1322.003$$

$$p_{mi}(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 1781.098$$

$$p_{mi}(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 1262.299$$

$$p_{mi}(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 1659.635$$

$$p_{mi}(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 1209.355$$

$$p_{mi}(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 1556.170$$

$$p_{mi}(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 1162.157$$

$$p_{mi}(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 1467.104$$

$$p_{mi}(n_{\text{НОМ}}) = 1119.886$$

Визначимо поточну величину середньої індикаторної потужності в кВт

$$P_i(n) = P_e(n) + P_M(n)$$

$$P_i(n_{\min}) = 94.626$$

$$P_i(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 151.186$$

$$P_i(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 104.955$$

$$P_i(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 158.670$$

$$P_i(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 115.052$$

$$P_i(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 165.339$$

$$P_i(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 124.821$$

$$P_i(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 171.097$$

$$P_i(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 134.165$$

$$P_i(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 175.846$$

$$P_i(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 142.986$$

$$P_i(n_{\text{НОМ}}) = 179.489$$

Визначимо поточну величину механічного ККД двигуна

$$\eta_M(n) = \frac{P_{me}(n)}{P_{mi}(n)}$$

$$\eta_M(n_{\min}) = 0.936$$

$$\eta_M(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 0.884$$

$$\eta_M(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 0.928$$

$$\eta_M(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 0.875$$

$$\eta_M(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 0.92$$

$$\eta_M(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 0.865$$

$$\eta_M(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 0.911$$

$$\eta_M(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 0.855$$

$$\eta_M(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 0.902$$

$$\eta_M(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 0.846$$

$$\eta_M(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 0.893$$

$$\eta_M(n_{\text{НОМ}}) = 0.836$$

Визначимо поточні значення величини питомої ефективної витрати палива
в, кг/(кВт год)

$$b_e(n) = b_{e.\text{НОМ}} \cdot \left[A_{be} - B_{be} \cdot \frac{n}{n_{\text{НОМ}}} + C_{be} \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right]$$

$$b_e(n_{\min}) = 0.229$$

$$b_e(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 0.209$$

$$b_e(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 0.223$$

$$b_e(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 0.209$$

$$b_e(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 0.218$$

$$b_e(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 0.210$$

$$b_e(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 0.214$$

$$b_e(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 0.213$$

$$b_e(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 0.211$$

$$b_e(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 0.216$$

$$b_e(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 0.210$$

$$b_e(n_{\text{НОМ}}) = 0.220$$

Визначимо поточні значення величини годинної витрати палива в, кг / год

$$B_e(n) = b_e(n) \cdot P_e(n)$$

$$B_e(n_{\min}) = 19.282$$

$$B_e(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 27.466$$

$$B_e(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 20.783$$

$$B_e(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 28.681$$

$$B_e(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 22.219$$

$$B_e(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 29.854$$

$$B_e(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 23.597$$

$$B_e(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 30.977$$

$$B_e(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 24.927$$

$$B_e(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 32.034$$

$$B_e(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 26.215$$

$$B_e(n_{\text{НОМ}}) = 33.000$$

Визначимо поточні значення величини ефективного ККД

$$\eta_e(n) = \frac{3600}{Q_H \cdot b_e(n)}$$

$$\eta_e(n_{\min}) = 0.371$$

$$\eta_e(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 0.405$$

$$\eta_e(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 0.380$$

$$\eta_e(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 0.405$$

$$\eta_e(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 0.389$$

$$\eta_e(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 0.403$$

$$\eta_e(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 0.395$$

$$\eta_e(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 0.398$$

$$\eta_e(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 0.401$$

$$\eta_e(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 0.393$$

$$\eta_e(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 0.404$$

$$\eta_e(n_{\text{НОМ}}) = 0.385$$

Визначимо поточні значення величини питомої індикаторної витрати палива в, кг/(кВт год)

$$b_i(n) = b_e(n) \cdot \eta_M(n)$$

$$b_i(n_{\min}) = 0.214$$

$$b_i(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 0.185$$

$$b_i(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 0.207$$

$$b_i(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 0.183$$

$$b_i(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 0.2$$

$$b_i(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 0.182$$

$$b_i(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 0.195$$

$$b_i(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 0.182$$

$$b_i(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 0.191$$

$$b_i(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 0.182$$

$$b_i(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 0.187$$

$$b_i(n_{\text{НОМ}}) = 0.184$$

Визначимо поточні значення величини індикаторного ККД

$$\eta_i(n) = \frac{3600}{Q_H \cdot b_i(n)}$$

$$\eta_i(n_{\min}) = 0.396$$

$$\eta_i(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 0.459$$

$$\eta_i(n_{\min} + 1 \cdot \Delta n) = 0.41$$

$$\eta_i(n_{\min} + 7 \cdot \Delta n) = 0.463$$

$$\eta_i(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 0.423$$

$$\eta_i(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 0.466$$

$$\eta_i(n_{\min} + 3 \cdot \Delta n) = 0.434$$

$$\eta_i(n_{\min} + 9 \cdot \Delta n) = 0.466$$

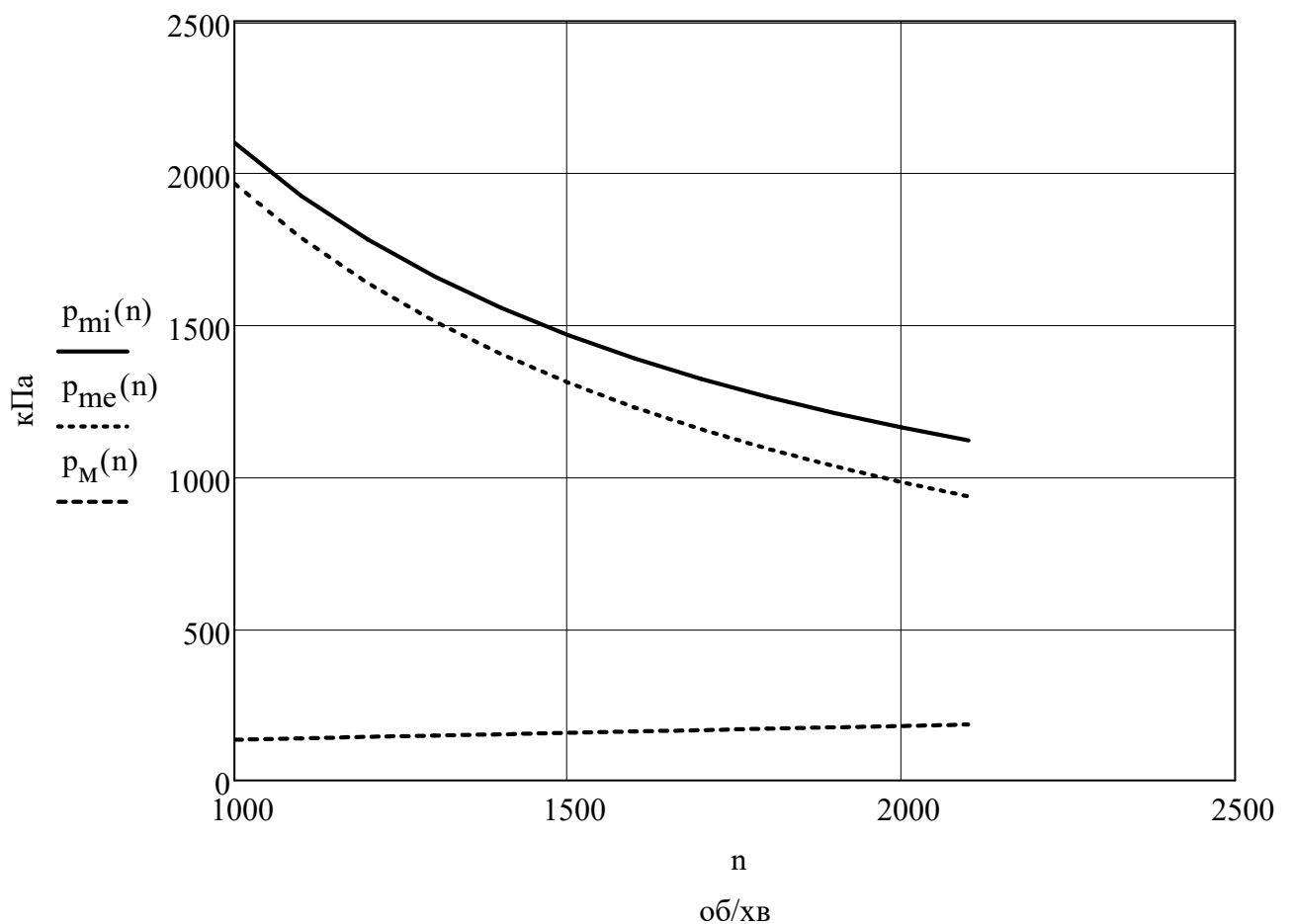
$$\eta_i(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 0.444$$

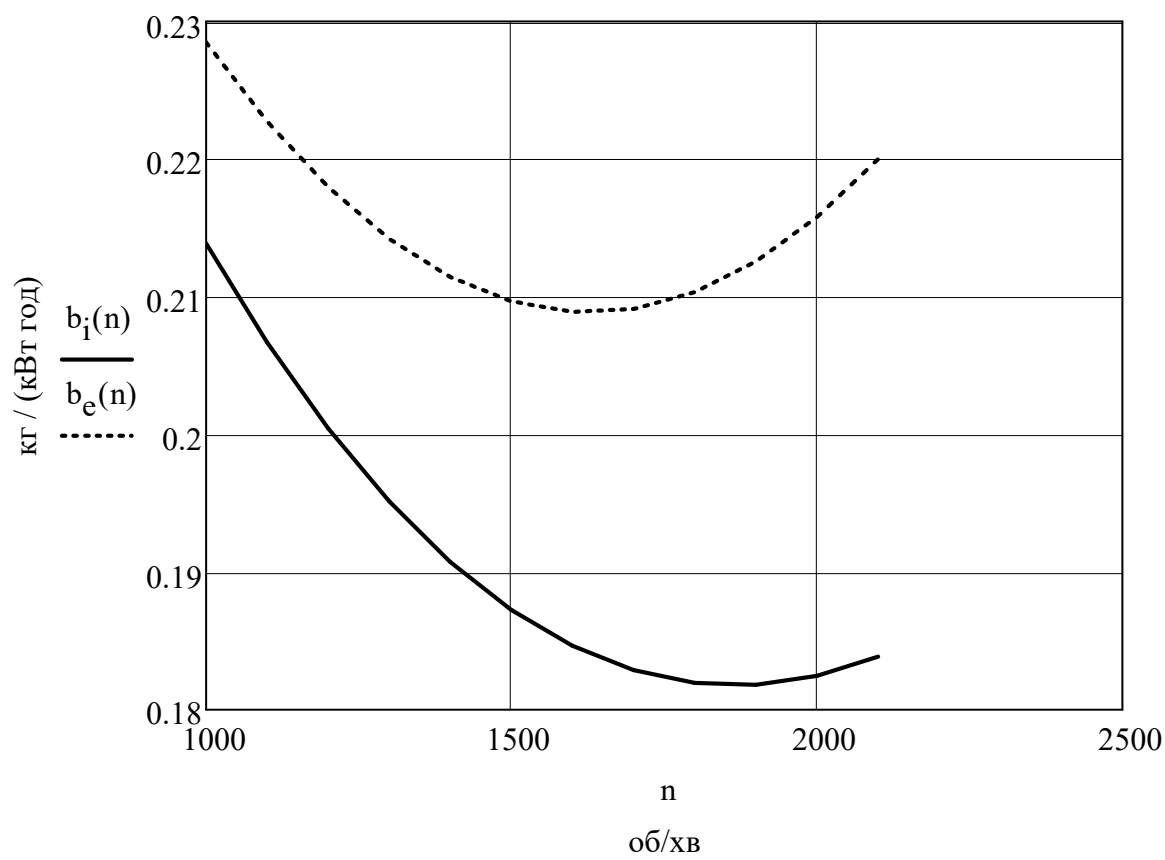
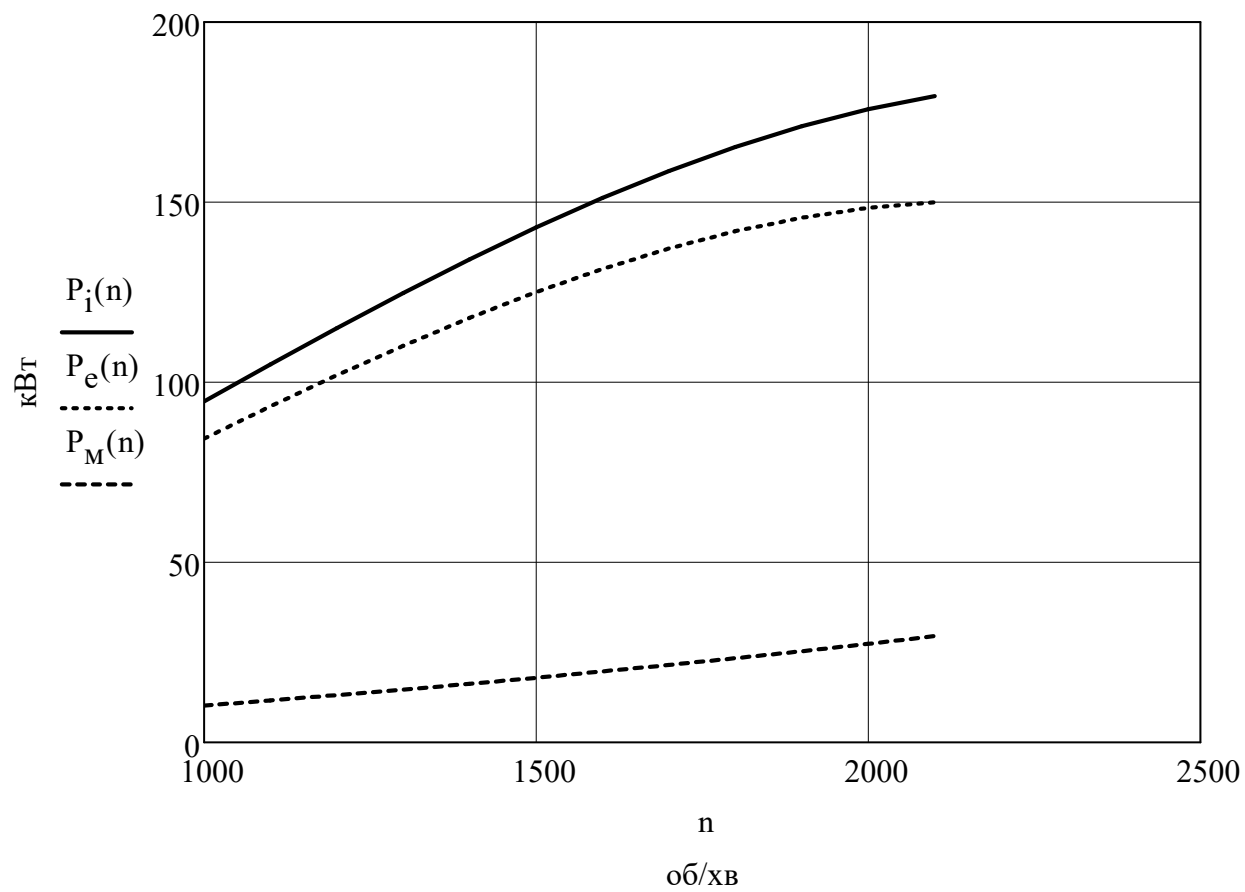
$$\eta_i(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 0.464$$

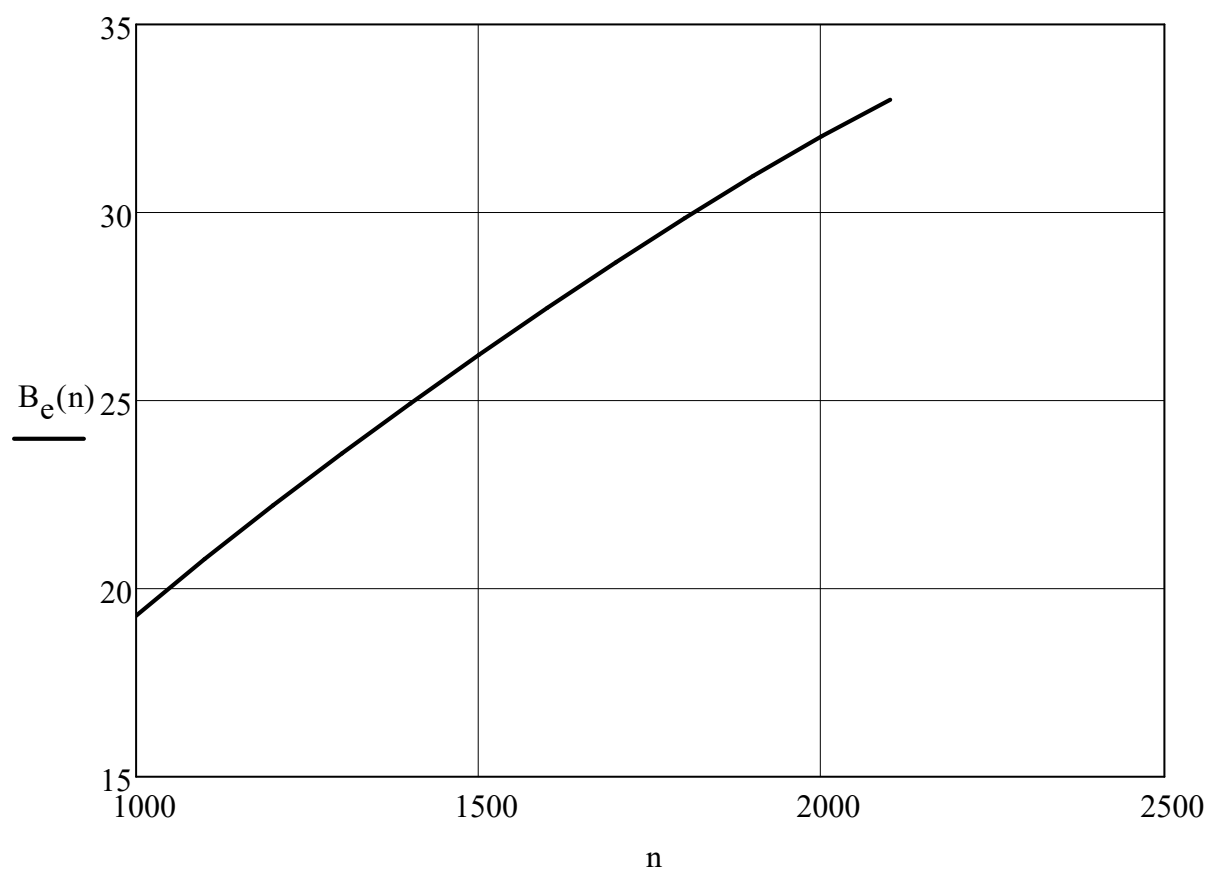
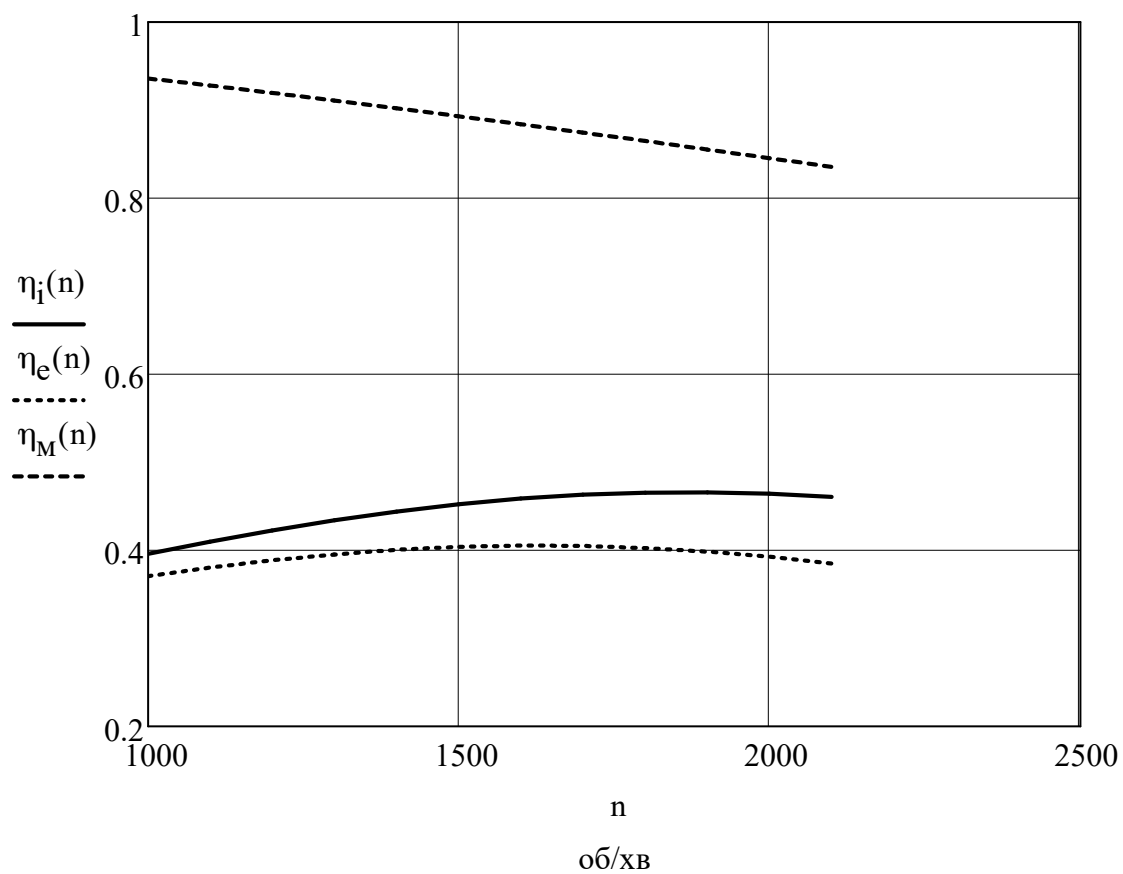
$$\eta_i(n_{\min} + 5 \cdot \Delta n) = 0.452$$

$$\eta_i(n_{\text{НОМ}}) = 0.461$$

Графічні залежності основних параметрів робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН 13/11,5 по зовнішній швидкісній характеристиці.







3.2.3 Параметри в системі впуску проектного двигуна.

Розрахунок основних параметрів будемо здійснювати для системи впуску приведеної на рис. 3.3

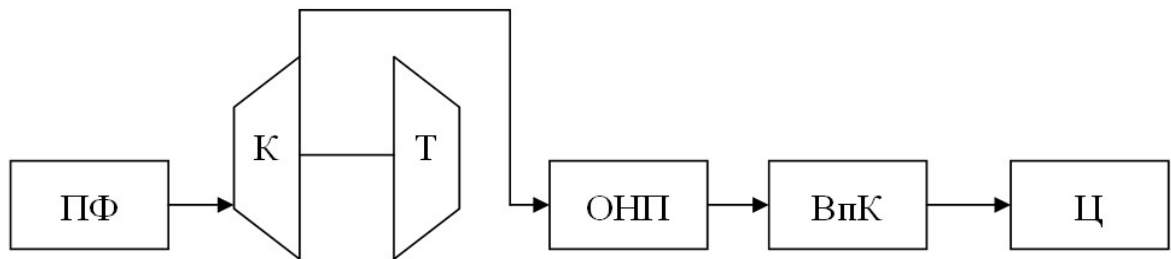


Рисунок 3.3 - Схема системи впуску проектного двигуна.

ПФ - повітряний фільтр; К - компресор; Т - турбіна; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; ВпК - впускной клапан; Ц - циліндр.

Густина повітря перед повітряним фільтром, в кг/м³

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^3}{R_{\text{п}} \cdot T_0} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287.4 \cdot 293} = 1.203$$

Втрати тиску при проходженні через фільтр, в кПа

$$\Delta p_{\text{пф}}(n) = \Delta p_{\text{пф.max}} \cdot n$$

де $\Delta p_{\text{пф.max}} = 0.0020$ кПа - максимальний опір повітряного фільтру;

$$\Delta p_{\text{пф}}(n) = \Delta p_{\text{пф.max}} \cdot n$$

$$\Delta p_{\text{пф}}(n_{\text{min}}) = 2$$

$$\Delta p_{\text{пф}}(n_{\text{min}} + 2 \cdot \Delta n) = 2.4$$

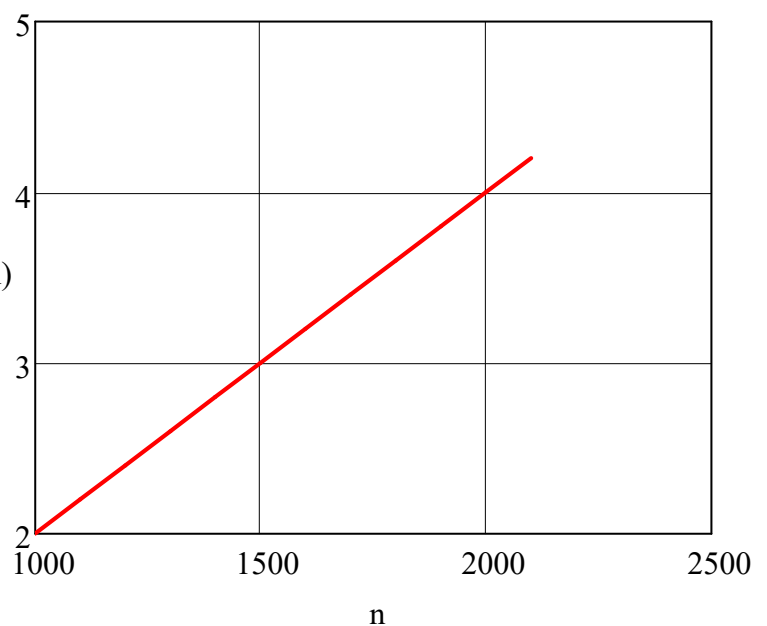
$$\Delta p_{\text{пф}}(n_{\text{min}} + 4 \cdot \Delta n) = 2.8$$

$$\Delta p_{\text{пф}}(n_{\text{min}} + 6 \cdot \Delta n) = 3.2$$

$$\Delta p_{\text{пф}}(n_{\text{min}} + 8 \cdot \Delta n) = 3.6$$

$$\Delta p_{\text{пф}}(n_{\text{min}} + 10 \cdot \Delta n) = 4$$

$$\Delta p_{\text{пф}}(n_{\text{ном}}) = 4.2$$



Тиск в системі випуску після повітряного фільтру, в кПа

$$p'_0(n) = p_0 - \Delta p_{\text{пф}}(n)$$

$$p'_0(n_{\min}) = 99.3$$

$$p'_0(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 98.9$$

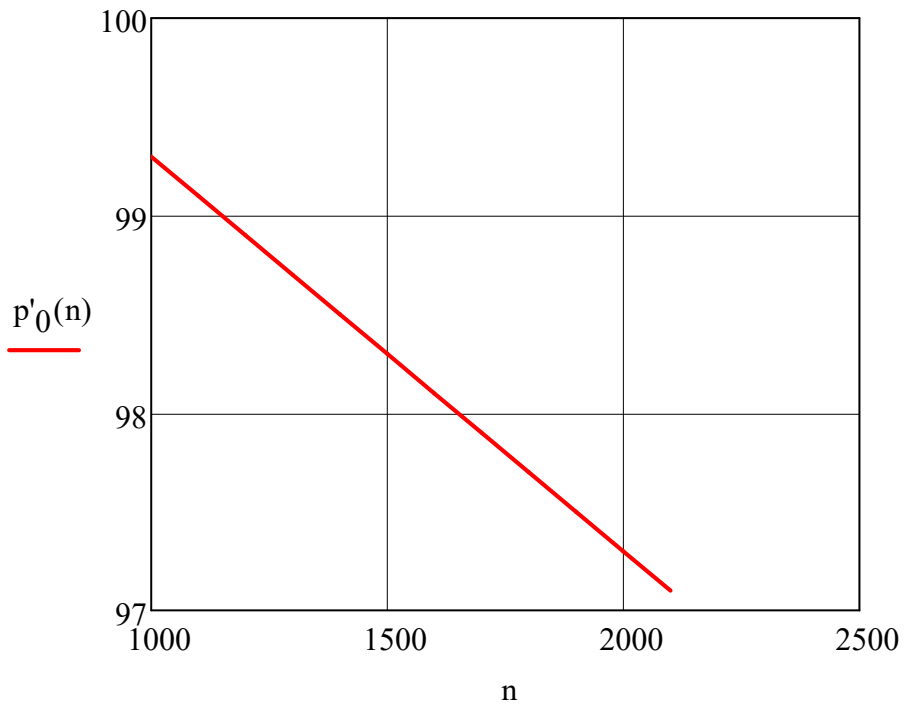
$$p'_0(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 98.5$$

$$p'_0(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 98.1$$

$$p'_0(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 97.7$$

$$p'_0(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 97.3$$

$$p'_0(n_{\text{НОМ}}) = 97.1$$



Тиск наддуву, в залежності від обертів, в кПа

$$p_B(n) = 70.16 + 3.083 \cdot 10^{-2} \cdot (n)$$

$$p_B(n_{\min}) = 100.99$$

$$p_B(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 107.156$$

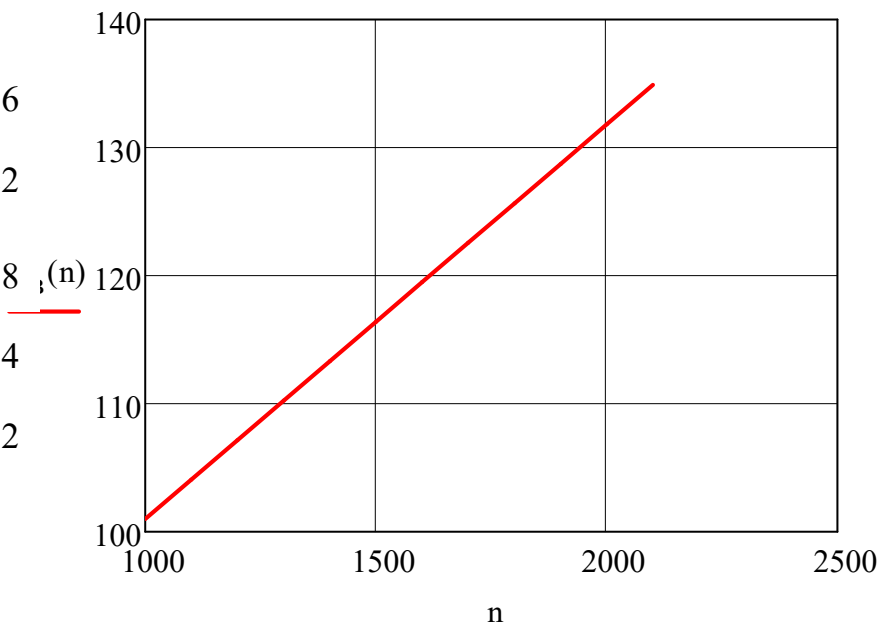
$$p_B(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 113.322$$

$$p_B(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 119.488$$

$$p_B(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 125.654$$

$$p_B(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 131.82$$

$$p_B(n_{\text{НОМ}}) = 134.903$$



Ступінь підвищення тиску

$$\pi_K(n) = \frac{p_B(n)}{p'_0(n)}$$

$$\pi_K(n_{\min}) = 1.017$$

$$\pi_K(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 1.083$$

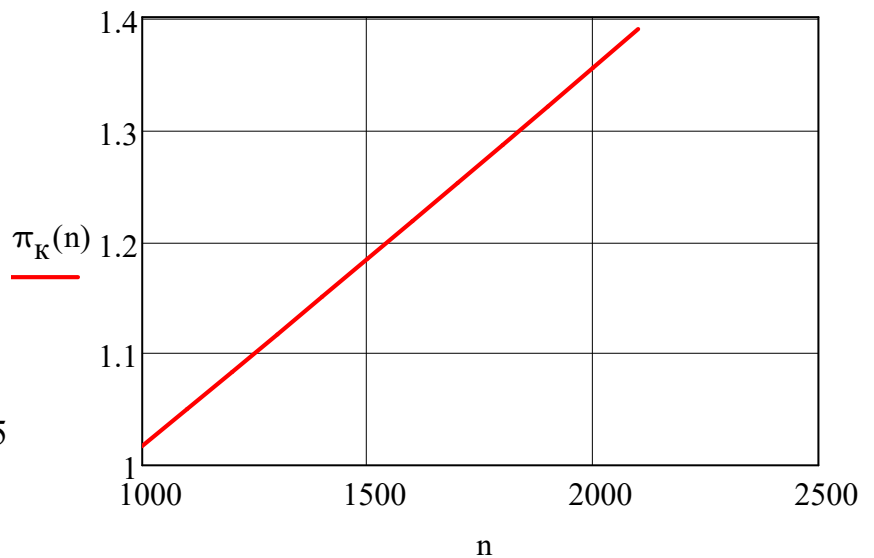
$$\pi_K(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 1.15$$

$$\pi_K(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 1.218$$

$$\pi_K(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 1.286$$

$$\pi_K(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 1.355$$

$$\pi_K(n_{\text{НОМ}}) = 1.389$$



Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B(n) = T_0 \cdot \left(\frac{p_B(n)}{p'_0(n)} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

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

$$T_B(n) = T_0 \cdot \left(\frac{p_B(n)}{p'_0(n)} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}$$

$$T_B(n_{\min}) = 294.86$$

$$T_B(n_{\min} + 2 \cdot \Delta n) = 301.943$$

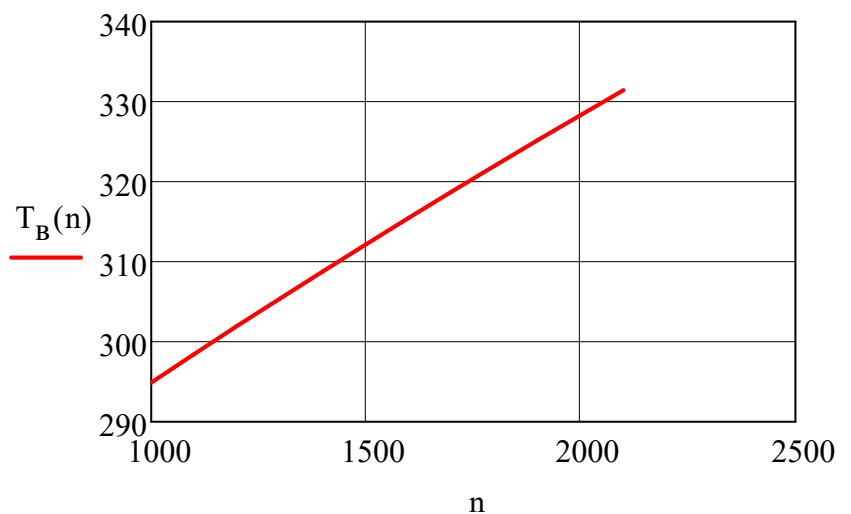
$$T_B(n_{\min} + 4 \cdot \Delta n) = 308.814$$

$$T_B(n_{\min} + 6 \cdot \Delta n) = 315.492$$

$$T_B(n_{\min} + 8 \cdot \Delta n) = 321.994$$

$$T_B(n_{\min} + 10 \cdot \Delta n) = 328.336$$

$$T_B(n_{\text{НОМ}}) = 331.45$$



Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{\text{int}}(n) = T_{\text{B}}(n) - \Delta T_{\text{int}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right)$$

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

$$T_{\text{int}}(n) = T_{\text{B}}(n) - \Delta T_{\text{int}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right)$$

$$T_{\text{int}}(n_{\text{min}}) = 275.813$$

$$T_{\text{int}}(n_{\text{min}} + 2 \cdot \Delta n) = 279.086$$

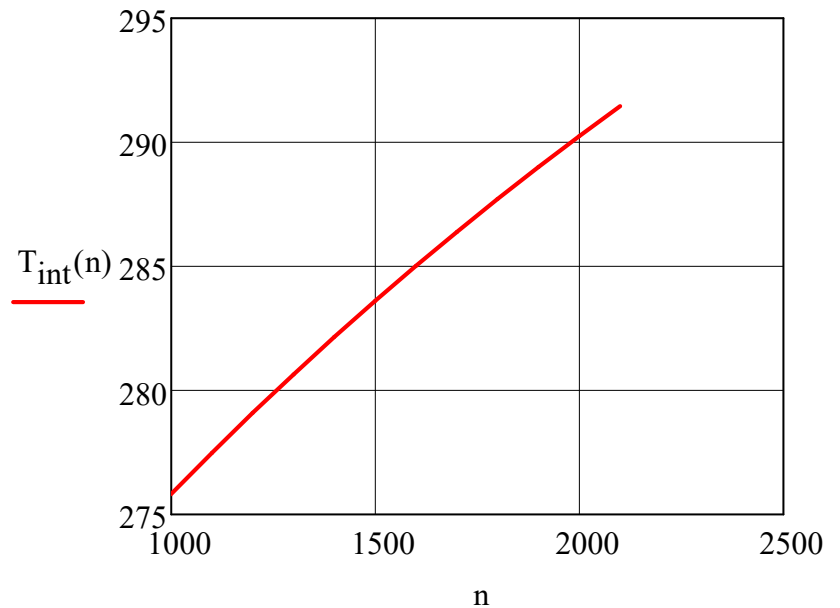
$$T_{\text{int}}(n_{\text{min}} + 4 \cdot \Delta n) = 282.147$$

$$T_{\text{int}}(n_{\text{min}} + 6 \cdot \Delta n) = 285.016$$

$$T_{\text{int}}(n_{\text{min}} + 8 \cdot \Delta n) = 287.709$$

$$T_{\text{int}}(n_{\text{min}} + 10 \cdot \Delta n) = 290.241$$

$$T_{\text{int}}(n_{\text{НОМ}}) = 291.45$$



Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{\text{int}}(n) = p_{\text{B}}(n) - \Delta p_{\text{охл}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right)$$

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

$$p_{\text{int}}(n) = p_{\text{B}}(n) - \Delta p_{\text{охл}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \right)$$

$$p_{\text{int}}(n_{\text{min}}) = 99.561$$

$$p_{\text{int}}(n_{\text{min}} + 2 \cdot \Delta n) = 105.442$$

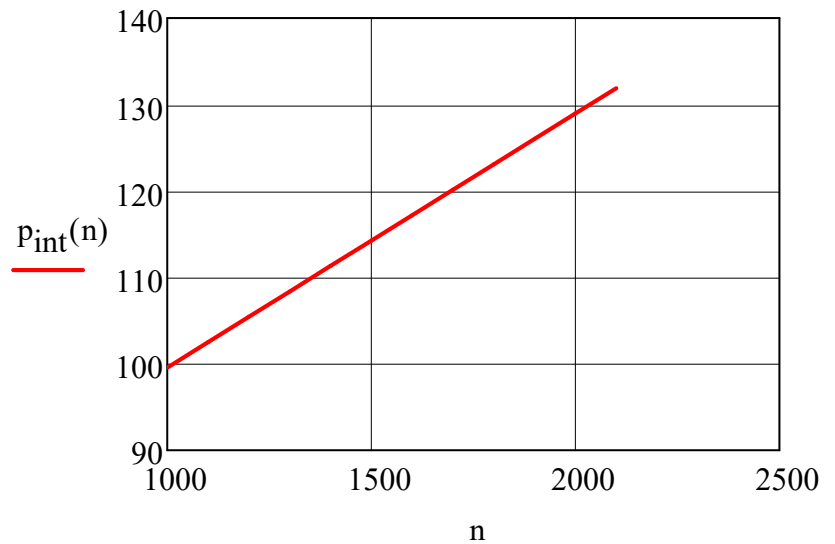
$$p_{\text{int}}(n_{\text{min}} + 4 \cdot \Delta n) = 111.322$$

$$p_{\text{int}}(n_{\text{min}} + 6 \cdot \Delta n) = 117.202$$

$$p_{\text{int}}(n_{\text{min}} + 8 \cdot \Delta n) = 123.083$$

$$p_{\text{int}}(n_{\text{min}} + 10 \cdot \Delta n) = 128.963$$

$$p_{\text{int}}(n_{\text{HOM}}) = 131.903$$



Втрати тиску на подолання гідравлічного опору в трубопроводі, в кПа

$$\Delta p_{\text{Tp}}(n) = \Delta p_{\text{Tp.max}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{HOM}}} \right)$$

де $\Delta p_{\text{Tp.max}} = 3$ кПа - максимальний опір трубопроводу;

$$\Delta p_{\text{Tp}}(n) = \Delta p_{\text{Tp.max}} \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{HOM}}} \right)$$

$$\Delta p_{\text{Tp}}(n_{\text{min}}) = 1.429$$

$$\Delta p_{\text{Tp}}(n_{\text{min}} + 2 \cdot \Delta n) = 1.714$$

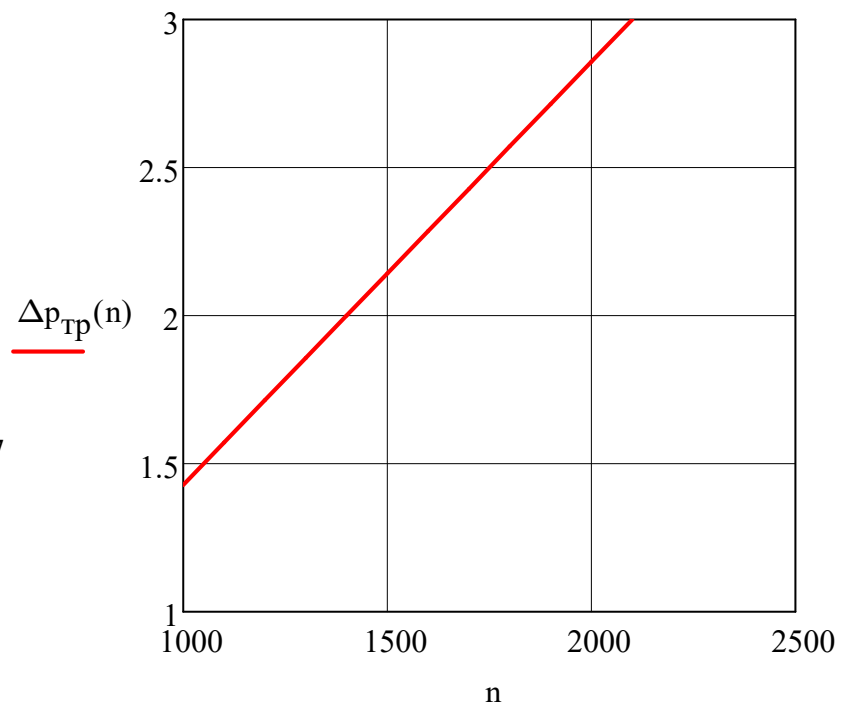
$$\Delta p_{\text{Tp}}(n_{\text{min}} + 4 \cdot \Delta n) = 2$$

$$\Delta p_{\text{Tp}}(n_{\text{min}} + 6 \cdot \Delta n) = 2.286$$

$$\Delta p_{\text{Tp}}(n_{\text{min}} + 8 \cdot \Delta n) = 2.571$$

$$\Delta p_{\text{Tp}}(n_{\text{min}} + 10 \cdot \Delta n) = 2.857$$

$$\Delta p_{\text{Tp}}(n_{\text{HOM}}) = 3$$



Тиск у впускному колекторі дизельного двигуна, в кПа

$$p_{Tp}(n) = p_{int}(n) - \Delta p_{Tp}(n)$$

$$p_{Tp}(n_{min}) = 98.133$$

$$p_{Tp}(n_{min} + 2 \cdot \Delta n) = 103.727$$

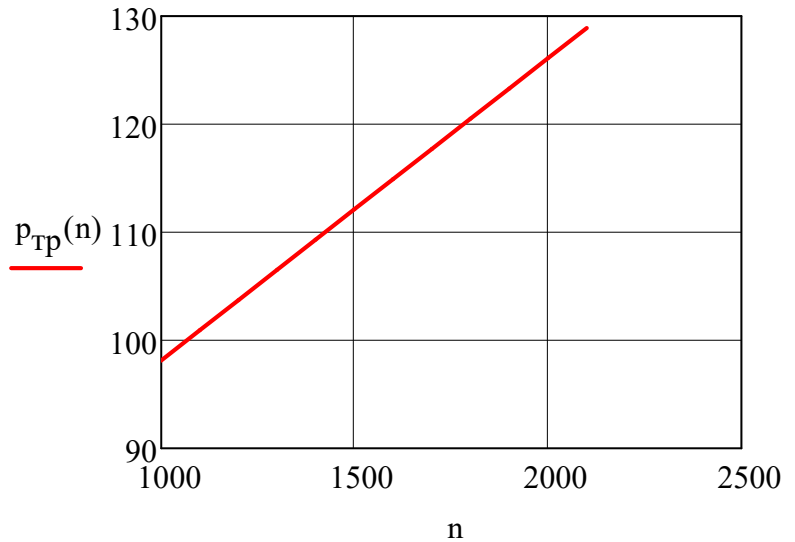
$$p_{Tp}(n_{min} + 4 \cdot \Delta n) = 109.322$$

$$p_{Tp}(n_{min} + 6 \cdot \Delta n) = 114.917$$

$$p_{Tp}(n_{min} + 8 \cdot \Delta n) = 120.511$$

$$p_{Tp}(n_{min} + 10 \cdot \Delta n) = 126.106$$

$$p_{Tp}(n_{ном}) = 128.903$$



Гранично допустимий тиск у впускному колекторі двигуна внаслідок засмічення повітряного фільтру, в кПа

$$p'_{Tp}(n) = p_{Tp}(n) - \Delta p_{зас}$$

де $\Delta p_{зас} = 3$ кПа - гранично допустима величина врати тиску внаслідок засмічення повітряного фільтру

$$p'_{Tp}(n) = p_{Tp}(n) - \Delta p_{зас}$$

$$p'_{Tp}(n_{min}) = 95.133$$

$$p'_{Tp}(n_{min} + 2 \cdot \Delta n) = 100.727$$

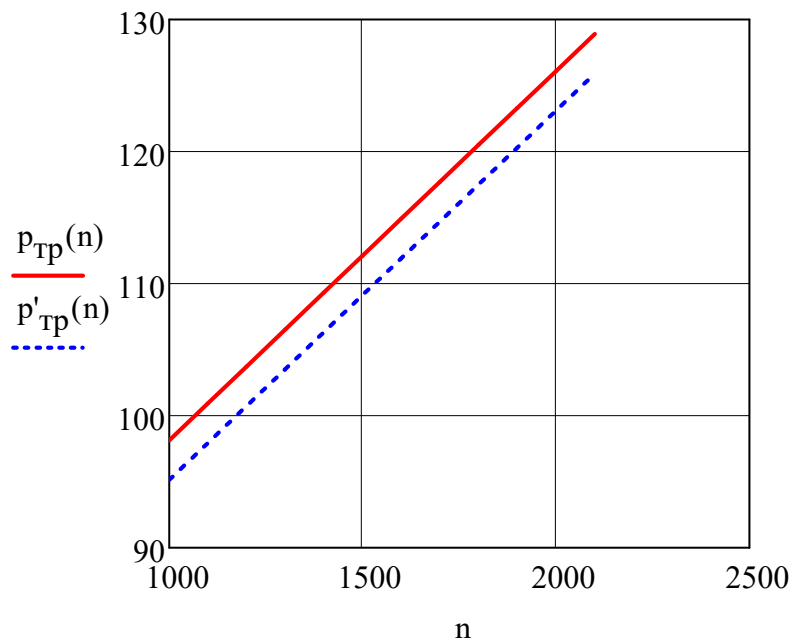
$$p'_{Tp}(n_{min} + 4 \cdot \Delta n) = 106.322$$

$$p'_{Tp}(n_{min} + 6 \cdot \Delta n) = 111.917$$

$$p'_{Tp}(n_{min} + 8 \cdot \Delta n) = 117.511$$

$$p'_{Tp}(n_{min} + 10 \cdot \Delta n) = 123.106$$

$$p'_{Tp}(n_{ном}) = 125.903$$



3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі було розроблено систему контролю засмічення фільтруючих елементів системи впуску. Було виконано розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна 6ЧН 13/11,5, що дало можливість отримати дані для граничного нижнього рівня тиску в системі впуску. Запропонована система контролю засмічення із зворотнім зв'язком та візуальним і звуковим супроводженням оператора.

					ПННІ НУК 142.44.24.18.ПЗ	Арку
						79
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОРГАНІЗЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, що виникає при експлуатації дизеля.

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази. По характеру впливу компонентів, що містяться в ОГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I – а група це речовини, що не роблять безпосереднього 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 це окисли азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO_2 .

IV – а група, сама найчисельніша, це різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів.

V – а група – це альдегіди.

VI – а група в якій окремо виділено сажу.

До складу відпрацьованих газів дизелів, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Склад відпрацьованих газів двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (двоокису вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але залишкова частина відпрацьованих газів, що складає не більш 1% від загальної витрати. Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						80
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1.2 Заходи щодо зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище.

Серед основних заходів впливу на процеси що відбуваються в циліндрі двигуна, для покращення його екологічних показників використовують: регулювання кута випередження подачі палива, удосконалення робочих процесів і сумішоутворення, рециркуляція відпрацьованих газів, застосування високоякісних палив та нейтралізацію відпрацьованих газів.

Зниження токсичності відпрацьованих газів досягається ряд технічних рішень, які включають установку нейтралізаторів вихлопних газів, фільтри, присадок до палива.

Системи нейтралізації відпрацьованих газів застосовуються як додаткове обладнання, яке без значних змін легко вбудовується в випускний тракт двигуна. Розрізняють такі види нейтралізації токсичних відпрацьованих газів: термічний, каталітичний, рідинний і комбінований. У самостійну групу виділяють способи видалення з газів твердих частинок (сажі).

Термічна нейтралізація викликає протікання реакцій окислення оксиду вуглецю та вуглеводнів і перетворення їх в продукти повного згорання - вуглекислий газ і пар при високих температурах.

Каталітична нейтралізація крім окислювальних реакцій передбачає використання і відновлювальних - для відновлення оксидів азоту в вихідні речовини: кисень і азот.

В окислювальних і відновних реакціях можуть застосовуватися відносно дешеві оксидні каталізатори на основі міді, марганцю, нікелю, хрому, але вони мають малу довговічність і ефективність. Тому поширення набули платино - паладієві каталізатори.

Рідинні нейтралізатори засновані на розчиненні або хімічному зв'язуванні токсичних компонентів при пропусканні відпрацьованих газів через активну рідину, в якості якої використовується вода і водні розчини різних речовин.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		81

4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

4.2.1 Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 150$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.207$ г/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.78$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

4.2.2 Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.207 \cdot 150 \cdot 1.1 \cdot 1.78 \cdot 14.45 = 878.501$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{878.501}{3.6 \times 10^3} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 1.78 \cdot 14.45} \right) = 0.253$$

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;

$T_{\text{вг}} = 770$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{770}{273}} = 0.343$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.253}{0.343} = 0.737$$

4.2.3 Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Визначимо максимальну разову витрагу токсичних компонентів відпрацьованих газів, враховуючи групу потужності двигуна

Так група А - складається з малопотужних швидкохідних двигунів, та двигунів підвищеної швидкохідності $P_e < 73,6$ кВт, $n = 1000...3000$ хв⁻¹.

група Б - складається з двигунів середньої потужності, середньої швидкохідності та швидкохідні $P_e = 73,6...736$ кВт, $n = 500...1500$ хв⁻¹.

група В - складається з потужних двигунів середньої швидкохідності $P_e = 736...7360$ кВт, $n = 500...1000$ хв⁻¹

група Г - складається з потужних двигунів підвищеної швидкохідності, багатопотужних $P_e = 736...7360$ кВт, $n = 1500...3000$ хв⁻¹, $i > 30$;

Таким чином згідно до наведеної класифікації проєктований двигун відноситься до групи Б, і відповідно коефіцієнти викидів будемо обирати з неї.

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид чадного газу, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CO} = P_{екс} \cdot e_{m.CO.Б} = 150 \cdot 6.2 = 930$$

Секундний максимальний разовий викид чадного газу

$$M_{CO.c} = \frac{M_{CO}}{3600} = \frac{930}{3600} = 0.258$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид окислів азоту, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{NOx} = P_{екс} \cdot e_{m.NOx.Б} = 150 \cdot 9.6 = 1440$$

Секундний максимальний разовий викид окислів азоту

$$M_{NOx.c} = \frac{M_{NOx}}{3600} = \frac{1440}{3600} = 0.4$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид вуглеводнів, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CH} = P_{екс} \cdot e_{m.CH.Б} = 150 \cdot 2.9 = 435$$

Секундний максимальний разовий викид вуглеводнів

$$M_{CH.c} = \frac{M_{CH}}{3600} = \frac{435}{3600} = 0.121$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид сажі, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_C = P_{екс} \cdot e_{m.C.Б} = 150 \cdot 0.5 = 75$$

Секундний максимальний разовий викид сажі

$$M_{C.c} = \frac{M_C}{3600} = \frac{75}{3600} = 0.021$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид двоокису сірки, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{SO_2} = P_{екс} \cdot e_{m.SO_2.B} = 150 \cdot 1.2 = 180$$

Секундний максимальний разовий викид двоокису сірки

$$M_{SO_2.c} = \frac{M_{SO_2}}{3600} = \frac{180}{3600} = 0.05$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий формальдегіду, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CH_2O} = P_{екс} \cdot e_{m.CH_2O.B} = 150 \cdot 0.12 = 18$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{CH_2O.c} = \frac{M_{CH_2O}}{3600} = \frac{18}{3.6 \times 10^3} = 5 \times 10^{-3}$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид бензапирену, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{БП} = P_{екс} \cdot e_{m.БП.B} = 150 \cdot 1.2 \cdot 10^{-5} = 1.8 \times 10^{-3}$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{БП.c} = \frac{M_{БП}}{3600} = \frac{1.8 \times 10^{-3}}{3.6 \times 10^3} = 5 \times 10^{-7}$$

Максимальний разовий сумарний масовий викид токсичних компонентів, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП}$$

$$M_{TK1} = M_{CO} + M_{NOx} + M_{CH} = 930 + 1440 + 435 = 2.805 \times 10^3$$

$$M_{TK2} = M_C + M_{SO_2} + M_{CH_2O} = 75 + 180 + 18 = 273$$

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП} = 2805 + 273 + 0.002 = 3078.002$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при разовому максимальному 20-ти хвилинному викиді токсичних речовин в долях та %

- чадного газу

$$\delta m_{\text{CO}} = \frac{M_{\text{CO}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{930}{3.078 \times 10^3} = 0.302 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.214$$

- окислів азоту

$$\delta m_{\text{NO}_x} = \frac{M_{\text{NO}_x}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{1.44 \times 10^3}{3.078 \times 10^3} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{\text{CH}} = \frac{M_{\text{CH}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{435}{3.078 \times 10^3} = 0.141 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.133$$

- сажі

$$\delta m_{\text{C}} = \frac{M_{\text{C}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{75}{3.078 \times 10^3} = 0.024 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{C}} \cdot 100 = 2.437$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{\text{SO}_2} = \frac{M_{\text{SO}_2}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{180}{3078.002} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta m_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{CH}_2\text{O}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{18}{3078.002} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta m_{\text{БП}} = \frac{M_{\text{БП}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{1.8 \times 10^{-3}}{3.08 \times 10^3} = 5.85 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{\text{БП}} \cdot 100 = 5.85 \times 10^{-5}$$

Валовий викид чадного газу, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CO}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CO.Б}} = 150 \cdot \frac{0.207}{1000} \cdot 26 = 0.807$$

Середньодобовий викид чадного газу, в г/добу

$$W_{\text{CO.сд}} = \frac{W_{\text{CO}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.807}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 2.212 \times 10^{-6}$$

Валовий викид окислів азоту, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{NOx}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{NOx.Б} = 150 \cdot \frac{0.207}{1000} \cdot 40 = 1.242$$

Середньодобовий викид окислів азоту, в г/добу

$$W_{\text{NOx.сд}} = \frac{W_{\text{NOx}}}{365 \cdot 1000} = \frac{1.242}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 3.403 \times 10^{-6}$$

Валовий викид вугдеводнів, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CH}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{CH.Б} = 150 \cdot \frac{0.207}{1 \times 10^3} \cdot 12 = 0.373$$

Середньодобовий викид вугдеводнів, в г/добу

$$W_{\text{CH.сд}} = \frac{W_{\text{CH}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.373}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.021 \times 10^{-6}$$

Валовий викид сажі, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{C}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{C.Б} = 150 \cdot \frac{0.207}{1 \times 10^3} \cdot 2 = 0.062$$

Середньодобовий викид сажі, в г/добу

$$W_{\text{C.сд}} = \frac{W_{\text{C}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.062}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.701 \times 10^{-7}$$

Валовий викид двоокису сірки, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{SO2}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_e \cdot \text{SO2.Б} = 150 \cdot \frac{0.207}{1 \times 10^3} \cdot 5 = 0.155$$

Середньодобовий викид двоокису сірки, в г/добу

$$W_{\text{SO2.сд}} = \frac{W_{\text{SO2}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.155}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 4.253 \times 10^{-7}$$

Валовий викид формальдегіду, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CH}_2\text{O}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CH}_2\text{O},\text{Б}} = 150 \cdot \frac{0.207}{1 \times 10^3} \cdot 0.5 = 0.016$$

Середньодобовий викид формальдегіду, в г/добу

$$W_{\text{CH}_2\text{O},\text{сд}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.016}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 4.253 \times 10^{-8}$$

Валовий викид бензапирену, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{БП}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{БП},\text{Б}} = 150 \cdot \frac{0.207}{1 \times 10^3} \cdot 5.5 \cdot 10^{-5} = 1.708 \times 10^{-6}$$

Середньодобовий викид бензапирену, в г/добу

$$W_{\text{БП},\text{сд}} = \frac{W_{\text{БП}}}{365 \cdot 1000} = \frac{1.708 \times 10^{-6}}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 4.679 \times 10^{-12}$$

Сумарний валовий викид токсичних компонентів, в кг/добу

$$W_{\text{ТК}} = \sum \begin{pmatrix} W_{\text{CO}} \\ W_{\text{NO}_x} \\ W_{\text{CH}} \\ W_{\text{C}} \\ W_{\text{SO}_2} \\ W_{\text{CH}_2\text{O}} \\ W_{\text{БП}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.807 \\ 1.242 \\ 0.373 \\ 0.062 \\ 0.155 \\ 0.016 \\ 0 \end{pmatrix} = 2.655$$

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

$$\delta w_{\text{CO}} = \frac{W_{\text{CO}}}{W_{\text{ТК}}} = \frac{0.807}{2.655} = 0.304 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.409$$

- окислів азоту

$$\delta w_{\text{NO}_x} = \frac{W_{\text{NO}_x}}{W_{\text{TK}}} = \frac{1.242}{2.655} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{NO}_x} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta w_{\text{CH}} = \frac{W_{\text{CH}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.373}{2.655} = 0.14 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.035$$

- сажі

$$\delta w_{\text{C}} = \frac{W_{\text{C}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.062}{2.655} = 0.023 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{C}} \cdot 100 = 2.339$$

- двоокису сірки

$$\delta w_{\text{SO}_2} = \frac{W_{\text{SO}_2}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.155}{2.655} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta w_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.016}{2.655} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta w_{\text{БП}} = \frac{W_{\text{БП}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{1.71 \times 10^{-6}}{2.65} = 6.43 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{БП}} \cdot 100 = 6.433 \times 10^{-5}$$

Сумарний річний валовий викид токсичних компонентів, в кг/рік

$$W_{\text{TK.p}} = W_{\text{TK}} \cdot 365 = 2.655 \cdot 365 = 968.993$$

4.3 Охорона праці при експлуатації та обслуговуванні дизеля.

4.3.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля:

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83, і серед них:

- пари палива й масла, що проникають в організм людини, здійснюють подразнююче дію і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів;

- опіки, що виникають внаслідок контакту відкритих поверхонь шкіри людини з відкритими частинами двигуна, що мають високу температуру (випускний колектор, газова турбіна, глушник);

- шум, що виникає внаслідок аеро- та гідродинамічного руху потоків газів та рідин, наявності механічного тертя між контактними поверхнями деталей, та внаслідок особливостей протікання робочого циклу двигуна;

- вібрація, що виникає через динамічну невідновженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ.

4.3.2 Заходи щодо зниження шкідливого впливу під час експлуатації та обслуговування дизеля.

Згідно СНіПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³. А згідно ГОСТ 12.1.005 – 76 встановлені припустимі границі концентрації пари дизельного палива – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та масла, тому виробниче приміщення обов'язково повинно мати систему вентиляції.

Для запобігання опіків робітниками треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		89

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій, що дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище. Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями. Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15 – 20 Дб.

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші. Одним з найбільш ефективних способів зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Крім того при роботі в закритому приміщенні де встановлено дизельний двигун, або в приміщенні де здійснюється його ремонт, робітників підстерігають такі небезпеки та шкідливі фактори як:

- пожежна небезпека, причиною якої є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки;

- електробезпека, що виникає внаслідок порушення правил монтажу та експлуатації електрообладнання, недотримання технічних умов експлуатації;

- недостатнє освітлення як наслідок зношення, виходу з ладу або неправильного вибору освітлювального обладнання;

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						90
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3.2 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 4.3 - 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 $n_H = 2100 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 150 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(2.1 \times 10^3 + 150^{0.55}) = 33.255$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.8 \times 10^3}{2.1 \times 10^3}\right) = -2.008$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 33.255 + -2.008 = 85.246$$

Враховуючи не менш шкідливий вплив вібрації, СНіП встановлює обмеження по її величині і на її величину. Допутимі норми по вібрації наведені в таблиці.

4.3.3 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. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - 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 $m = 520$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{2.1 \times 10^3}{60} = 35 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 2.1 \times 10^3 \cdot 150^{0.55} \cdot \frac{1 + 150}{520} = 9.595 \times 10^3$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{1.8 \times 10^3}{2.1 \times 10^3} \right) = -2.008$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{2.1 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{520}{150} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{9.595 \times 10^3}{1} + -2.008 \right) = 83.82$$

4.4 Висновки по розділу

Заходи різного роду щодо зниження шкідливості відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння, є на сьогодні обов'язковою передумовою збереження наволишнього довкілля. Транспортні двигуни враховуючи їх кількість здійснюють свій внесок в забруднення навколишнє довкілля, що в свою чергу надає йому непоправної шкоди і вимагає заходів щодо її збереження.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації проектного двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності двигуна потужністю 150 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 13/11,5 за рахунок покращення контролю системи впуску.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким колісний трактор Т-150. 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 впуску штатного двигуна. Зроблено аналіз існуючих систем очищення та контролю показав, що оптимальним варіантом електронна система контролю із зворотнім зв'язком. Для контролю граничного рівня гідравлічного опору було запропоновано до застосування диференційний п'єзорезистивний датчик моделі HONEYWELL 26РС. Було розраховано параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна та параметри повітряного потоку в системі впуску. Особливістю запропонованого конструкторського рішення є автономність системи та світлозвукове оповіщення оператора про граничний рівень засмічення.

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.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 14.2.44.24.18.ПЗ	Арку
						94
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