

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайська філія

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності суднової електростанції, потужністю 850 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 6ЧН 26/34.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-20з

_____ **Шапалов О.Д.**
(підпис)

Керівник роботи:

_____ (посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ **Каіров О.С.**
(підпис)

Первомайськ - 2021 р.

Анотація

В кваліфікаційні роботі, підвищено ефективність чотиритактного поршневого дизельного двигуна з наддувом номінальною потужністю 850 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Здійснено загальний опис об'єкту проектування, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Виконано опис будови складових елементів двигуна-прототипу, та принцип функціонування систем що входять до його складу.

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

Запропоновано підвищити ефективність роботи двигуна за рахунок вдосконалення системи подачі палива, для чого рекомендовано замінити штатну систему паливостачання на систему акумуляторного типу. Описано будову та роботу запропонованої системи подачі палива. Розраховано основні параметри системи подачі палива та її складових елементів.

В проєкті розглянуто основні проблеми щодо шкідливого впливу токсичних компонентів відпрацьованих газів на навколишнє середовище. Визначено кількісні показники основних токсичних компонентів. Проаналізовано можливі небезпеки під час ремонту та експлуатації двигуна. Визначено рівні шуму та вібрації спроектованого двигуна.

Визначено параметри економічної ефективності спроектованого двигуна. Визначено річний ефект від впровадження запропонованої системи подачі рідкого палива.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, система подачі палива, акумулятор, вібрація, шум, річний ефект.

Annotation

In qualifying work, it is increased the effectiveness of a four-stroke piston diesel engine with a total value of 850 kW, designed on the basis of the prototype 6CH 26/34, due to the improvement of the fuel supply system.

The general description of the design object is carried out, which is a stationary diesel generator power plant. The description of the structure of the structure of the prototype engine is performed, and the principle of functioning of systems that are part of it.

The calculation of the parameters of the operating cycle of the engine, based on the results of which, a theoretical and valid indicator diagrams are constructed. The values of the forces and moments operating in the crank mechanism of the engine are determined. The values of the components of the external thermal balance of the projected engine are calculated.

It is proposed to improve the efficiency of the engine by improving the fuel supply system, for which it is recommended to replace the staffing system for the battery system. The structure and operation of the proposed fuel supply system is described. The main parameters of the fuel supply system and its constituent elements are calculated.

The project reviews the main problems regarding the harmful effects of toxic components of exhaust gases to the environment. The quantitative indicators of the main toxic components are determined. Possible dangers during the repair and operation of the engine are analyzed. The level of noise and vibration of the projected engine are determined.

The parameters of the economic efficiency of the projected engine are determined. An annual effect of the proposed liquid fuel supply system is determined.

Keywords: stationary power plant, diesel engine, working cycle, fuel supply system, battery, vibration, noise, annual effect.

ЗМІСТ

ст.

Анотація

Вступ

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

1.1 Опис об'єкту встановлюється двигуна-прототипу

1.2 Опис двигуна-прототипу

2. Конструкторський розділ

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 ефективних показників проектного двигуна

та двигуна-прототипу

3. Розробка системи очищення відпрацьованих газів типу SCR

3.1 Опис та принцип роботи системи очищення відпрацьованих газів SCR

3.2 Розрахунок параметрів форсунки

3.3 Висновки по розділу

4. Охорона навколишнього середовища та заходи з безпеки праці та експлуатації ДВЗ

4.1 Захист навколишнього середовища

4.2 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

4.3 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів від проектного двигуна

4.4 Висновки по розділу

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	Шаповалов О				Пояснювальна записка	Лит.	Аркуш
Перевірив	Каіров О.С.						2
						ПФ НУК	
Н. Контр.	Каіров О.С.						
Затвердив.	Нестеренко В.В						

5 Техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень

5.1 Обґрунтування вибору

5.2 Соціальний ефект

5.3 Економічний ефект

Висновок

Список використаної літератури

Додатки:

Додаток А - Специфікація двигун 6ЧН 26/34

Додаток Б - Специфікація Форсунка

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

З появою наприкінці минулого століття дизельних двигунів, що працюють на важкому нафтовому паливі, і слідом за цим бензинових двигунів, газ як паливо для двигунів був майже цілком витиснутий рідкими нафтовими продуктами. Своїм успіхом рідкі нафтові палива зобов'язані транспортабельності, простоті збереження і високій концентрації енергії в одиницю об'єму.

Більшість двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) використовує сьогодні, як паливо, продукти переробки нафти. Широке розповсюдження двигуни внутрішнього згорання одержали як силові установки на річкових і морських судах.

Однією з ключових тенденцій розвитку ДВЗ є підвищення їх економічності – зниження питомої витрати палива. Основними перевагами дизелів працюючих на важкому паливі є:

- збереження енергетичних параметрів на рівні базового двигуна;
- економія більш ніж 80% дизельного палива за рахунок заміщення його мазутом;
- нижчий рівень шуму;
- відносна простота переобладнання дизеля;
- можливість переобладнання двигунів, що знаходяться в експлуатації;
- збільшення терміну служби моторного масла і зменшення зносу циліндро-поршневої групи.

Технічні рішення, що використовуються у конструкції сучасних дизелів, дозволяють при високих рівнях форсування досягати найкращих значень техніко-економічних показників та високої економічності щодо палива і масла, тривалих термінів служби до перебирання та капітального ремонту, низької питомої металоємкості, а також відповідати жорстким екологічним вимогам.

В даній кваліфікаційній роботі планується реалізувати завдання з підвищення ефективності дизельного двигуна потужністю 850 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

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

1.1 Опис судна.

Судно Курск призначене для перевезення цитрусових, бананів, мороженого м'яса, масла та інших вантажів в охолодженому або замороженому стані. Судно пристосоване також для перевезення легкових автомобілів і вантажів в контейнерах типу 1 С і 1 А, в тому числі рефрижераторних типу 1 С, обладнаних автономними холодильними агрегатами, під'єднаних до суднових електричних мереж. Регіон плавання судна-необмежений. Воно може нормально функціонувати при температурі зовнішнього повітря від + 40 °С до – 25 °С, забортної води від + 35 °С до 0 °С. Запас палива забезпечує дальність плавання 12 тис. миль.

Присутня можливість поповнення запасів палива і мастила для збільшення дальності плавання до 16 тис. миль.

Автономність плавання за запасами питної води складає 40 діб, за запасами провізії 60 діб.

Курск – одно гвинтовий чотирьох палубний теплохід з надлишковим бортом, коротким баком, транцевою кормою бульбоподібною носовою і кормовою кінцівками, змішеннями в корпусі від міделля (проміжними між трюмами 3 і 4), машинними відділеннями і чотирьох ярусною настройкою.

Судно має дві вантажні марки: надлишкового надводного борту і тонажного (специфікаційну).

Корпус судна повністю зварної конструкції, виконаної за змішаним набором судна: верхня палуба і постійне дно набрані по продольній системі; борти, днище, друга третя і четверта палуби – по поперечній системі. Шість поперечних водонепроникних перегородок ділять корпус судна на форпик, чотири вантажних трюми машинне відділення і ахтерпик. Друга палуба у всіх трюмах 2 і 3 виконанні із профільної сталі в виді решітки. Третя суцільна палуба ділить кожний трюм і зони (двох і одноярусні).

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

На верхній палубі і кришках вантажних люків, в трюмах на настилі подвійного дна (в просвіті люків) приварені спеціальні гнізда для кріплення контейнерів. На судно можна завантажувати 103 контейнери (20-ти футові) масою до 20 тон кожний в тому числі і 43 контейнера розмістити в один ярус на верхній палубі і кришках люків трюмів 2 і 3 можливо перевезення 16 рефрижераторних контейнерів. На всіх палубах судна розміщені стаціонарні деталі кріплення легкових автомобілів.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики судна

Назва параметру	Значення
Довжина:	
найбільша	143,3 м
поміж перпендикулярами	134 м
Ширина	21,4 м
Висота борта	12,4 м
Осадка:	
в повному вантажу	8,15 м
специфікаційна	6,75 м
Дедвейт:	
в повному вантажу при посадці 8,15 м	7 496 т
специфікаційна при посадці 6,75м	4 650 т
Водозаміщення:	
у вантажі	131 145 т
порожнім	18 400 т
Ванажовмісність	9 250 м3
Швидкість з вантажом	21,8 вуз.

Загальна кількість контейнерів і автомобілів, що приймаються на судно для перевезення, їх маса і розміщення визначаються із умови забезпечення стійкості судна. Всі вантажі приміщення обладнанні захисною термоізоляцією.

В якості головного двигуна на судні встановлений 8 – циліндровий двотактний крейцкопфний реверсивний з двома газо турбонагнітачами типу VTP – 631 дизель типу 8 RTA 52 U. Головний двигун працює на п'ятилопаттєвий гвинт.

Судова електростанція складається із трьох дизель - генераторів на базі чотиритактних тронкових наддувних двигунів типу 6 ЧН 26/34.

Для виробництва пару встановлено водотрубний паровий котел типу КАВ 4/7 продуктивністю насиченого пару 4 т/год при тиску пари 0,7 МПа, а також утилізаційний котел типу КУП 90 С продуктивністю 2,8 т/год.

Для поповнення запасів прісної води призначена вакуумна опріснювальна установка типу Д – 5 у виробничою потужністю 25 т/добу, в якій в якості теплоносія використовується вторинне тепло прісної води, охолоджуючи циліндри головного двигуна.

Засоби автоматизації управління і кондиціювання за роботою енергетичної установки, допоміжних механізмів і суднових систем дають можливість обслуговувати механізми в машинному відділенні на ходу судна одним вахтовим механіком в ЦПУ.

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

Всі каюти, мед блок і основні службові приміщення, обладнані двох канальною системою кондиціювання повітря з автоматичною підтримкою його параметрів, ЦПК обслуговується окремим кондиціонером розташованим в машинному відділенні.

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

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Опис двигуна-прототипу, та обґрунтування вибору генератору.

1.2.1 Опис двигуна-прототипу.

За прототип було обрано дизельний двигун чотиритактний поршневий з турбонаддувом 6ЧН26/34, виробництва машинобудівного заводу АТВТ “Первомайськдизельмаш”.

З боку вільного кінця валу розташовані турбокомпресор, охолоджувач надувного повітря, насоси: водяні, масляний і для охолодження форсунок. Привід всіх насосів здійснюється від шестерні колінчастого валу.

З боку основного відбору потужності розташований регулятор швидкості типу 1.ОРН-100, щит приладів і пристрої автоматики.

Тракти впускання і випускного розташовані на правій стороні дизеля, що спрощує його обслуговування. Внутрішня порожнина верхньої частини блоку з правого боку дизеля використана як надувний ресивер.

Дизель повністю закапотований, трубопроводи високого тиску мають захист від розбризкування палива при розриві.

Паливні насоси високого тиску встановлюються на верхній площині блоку. Виймка розподільного валу передбачена убик, без розбирання інших вузлів.

У нижній точці корпусу охолоджувача повітря встановлений автоматичний клапан для спуску конденсату з корпусу охолоджувача на непрацюючому дизелі.

Витяжка шпильок кришки циліндра і витяжка болтів корінних опор колінчастого валу виконується за допомогою спеціального інструменту: гідравлічного для шпильок кріплення кришки циліндра і механізованого для кріплення опор колінчастого валу.

Кришка циліндра індивідуальна для кожного циліндра, відлита з високоміцного чавуну, 4-х клапанна з послідовним розташуванням однойменних клапанів, кріпиться до блоку чотирма силовими шпильками, втулка циліндра з сорочкою кріпиться до кришки циліндра шістьма шпильками, які спільно з силовими шпильками забезпечують замикання стику.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Паливна система дизеля забезпечує роботу, як на моторному паливі, так і на дизельному паливі. Система складається з: устаткування підготовки моторного палива, насоса (шестерного типу) для охолодження форсунок, паливного насоса високого тиску золотникового типу для кожного циліндра.

Форсунка – закрита з багатодирчастим розпилювачем, охолоджуваним дизельним паливом і гідравлічним управлінням підйому голки. Перед нагнітальним колектором встановлений паливний фільтр. У систему охолодження форсунок встановлений охолоджувач палива з терморегулятором. Кріплення форсунки до кришки здійснюється за допомогою спеціальної скоби.

Для дизеля прийнята конструкція втулки з напресованою сорочкою. Така конструкція втулки дозволяє зробити блок сухим, що оберігає його від корозійного руйнування.

Поршень - складений, охолоджуваний маслом, із сталевою головкою і чавунним тронком. Масло, для охолодження поршня, подається примусово з верхньої головки шатуна через отвір в пальці поршня, і свердлення в тронку і головці в порожнині охолодження поршневих кілець, потім в центральну частину порожнини охолодження головки, і звідти вільно зливається в раму дизель-генератора.

На поршні є п'ять канавок, в яких встановлюються поршневі кільця: у трьох верхніх – компресійні, у двох нижніх – маслоз'ємні.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Верхнє – хромоване, прямокутного перетину, нижні два – компресійні, слабokonусні «хвилинні» і мають маркування «Низ».

Нижні два кільця - маслоз'ємні, з еспандером, мають два робочі поясочки. Цими поясочками, при ході поршня вниз, з дзеркала циліндра знімається надлишок масла, яке проходить через прорізи в маслоз'ємному кільці і стікає в раму дизель-генератора через дренажні отвори в тронку.

Поршень і шатун з'єднуються поршневим пальцем плаваючого типу. Палець – виконаний зі сталі та з цементованою поверхнею, від осьового переміщення

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

утримується двома стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

На днищі головки поршня є поглиблення для запобігання торканню поршня до клапана при їх зависанні.

Колінчастий вал - суцільнокований з високоякісної сталі. На привідному кінці валу розташована шестерня приводу розподільного валу. На вільному кінці валу встановлюються шестерня приводу водяних насосів, масляного і паливо підкачуючого насосів. Для урівноваження сил інерції мас, що обертаються, на всіх щоках валу встановлені противаги. Колінчастий вал - підвісний, кріпиться до блок-картера за допомогою бугелів семи опорних підшипників і одного бугеля упорного підшипника. Кріплення кожного бугеля здійснюється двома силовими болтами, гайки яких розміщуються в спеціальних вікнах блок-картера. Для доступу до шатунних і корінних підшипників в нижній частині блок-картера, з обох боків, передбачені люки, закриті щитами картера. На щитах картера змонтовані запобіжні клапани, які призначені для оберігання дизеля від руйнування при вибуху масляної пари в картері.

Блок-картер - коробчатої конструкції. З боку заднього торця до блок-картера кріпиться корпус приводу. Блок-картер і кришка, при виготовленні, обробляються спільно, і при ремонті розбирати їх не рекомендується. Усередині кришки розташований комплект шестерень, призначений для передачі обертання від колінвала до розподільного валу. Закриття і ущільнення необхідні для запобігання витоків масла по колінчастому валу з блок-картера. На задньому торці кріпиться кронштейн щита приладів.

З переднього торця до блок-картера кріпиться передній кожух, який є корпусом приводу допоміжних агрегатів, що навішуються на дизель.

У верхній частині блок-картера розміщені втулки циліндрів. У просторі між втулками і сорочками циркулює охолоджуюча рідина. У верхню полицю блок-картера укрупнені шпильки кріплення кришок циліндрів.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Порожнина розподільчого валу закрита кришкою. Конструкція блок-картера забезпечує виїмку розподільного валу у бік газорозподілу. Кришки закривають технологічні порожнини.

Нагнітальна повітряна порожнина (наддувочний ресивер) утворена стінками блок-картера. Перехідник служить для підведення повітря з повітряної порожнини в кришку циліндра.

Рама дизель-генератора - зварної конструкції, призначена для монтажу на ній дизеля, генератора і інших допоміжних агрегатів.

У піддизельній частині рами вбудована масляна ванна. Для зливу масла з ванни і заповнення служать фланці 2 і 4. Для забору масла з ванни (при роботі дизеля) є труба 3 з фланцем 8, з огорожним фільтром 1, і фланець 11 для забору масла електронасосним агрегатом. Щуп 7 необхідний для визначення рівня масла в масляній ванні. Люки, що закриваються кришкою 5 і необхідні для очищення масляної ванни від відкладень.

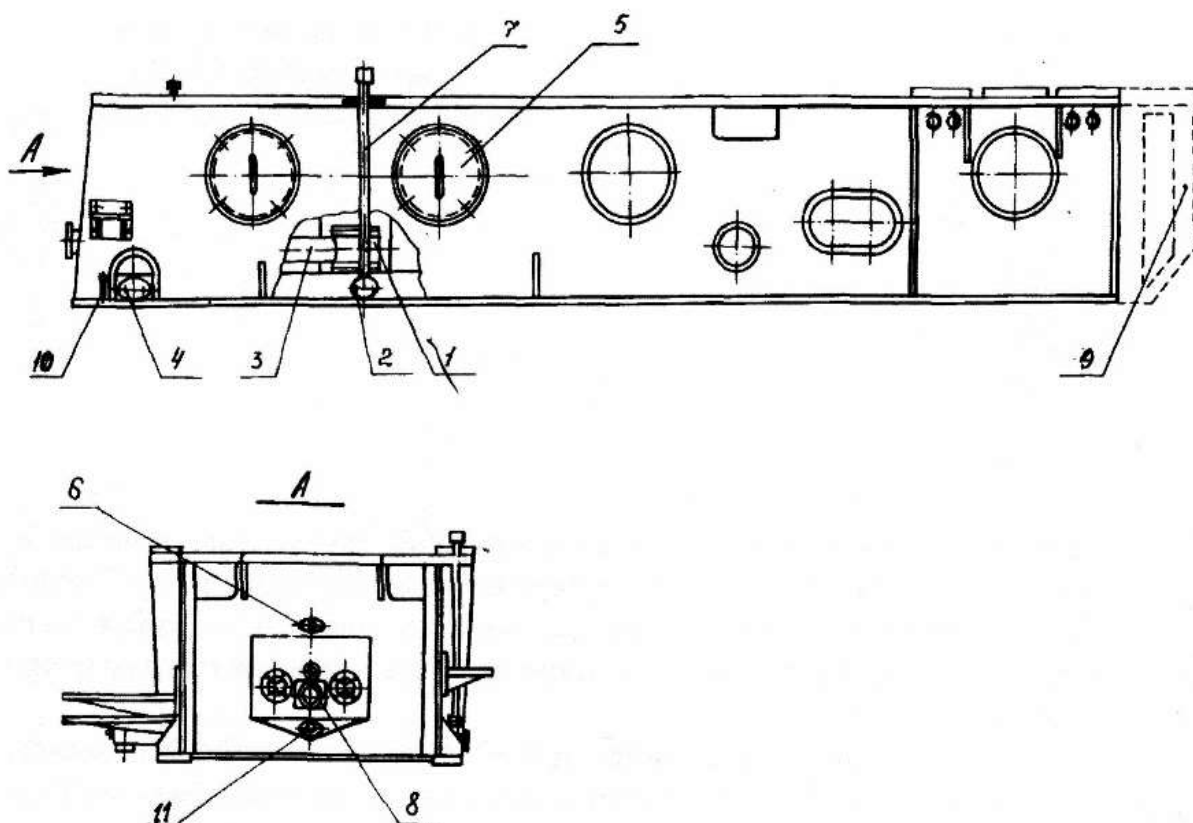


Рис.1. Рама дизель-генератора:

1-огорожний фільтр; 2,4,6,8-фланці; 3-труба; 5-кришка; 7-щуп; 9-опора; 10-гвинт.

Втулка циліндра - складеної конструкції складається з гільзи 9 і сорочки 8. Така конструкція дозволяє підвищити надійність газового стику і організувати рівномірне охолодження гільзи.

Втулка циліндра і кришка циліндра кріпляться до блок-картера чотирма силовими шпильками. Додатково втулка циліндра і кришка скріпляються між собою шпильками з гайками. Охолодження гільзи відбувається таким чином: вода з охолоджуючої магістралі поступає на вхід у сорочці, звідки прямує в порожнину охолодження втулки циліндра.

Перепуск охолоджуючої води, з порожнини охолодження втулки в кришку циліндра, відбувається через вісім перепускних отворів. Гільза, у верхній частині, має подовжні ребра, за рахунок яких забезпечується збільшення швидкості охолоджуючої води а, отже, рівномірне інтенсивне охолодження. Посадка гільзи в сорочці підібрана так, що при робочій температурі переходить в пресову, забезпечуючи додаткову жорсткість і міцність всієї конструкції втулки циліндра.

У верхній і нижній частині, між гільзою і сорочкою, встановлені ущільнюючі кільця, що служать для запобігання підтіканню води з охолоджуючої порожнини. Для ущільнення картера, в нижній частині сорочки, встановлене кільце ущільнювача. Кільце перешкоджає попаданню води в картер при розгерметизації підведення води в сорочку і перешкоджає попаданню масла в «сухі» порожнини блоку. У нижній частині втулки є дві прорізки (вибірки), в які входить нижня головка шатуна при його підйомі для проведення техобслуговування огляду поршнів та кілець.

Кришка циліндра - чотириклапанна з виводом газових каналів на одну сторону, центрально розташованою форсункою. Однойменні клапани розташовані послідовно. Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються, на пресовій посадці, сидла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом.

Комбіноване охолодження забезпечує ефективне відведення тепла від найбільш навантажених, в тепловому відношенні, елементів днища кришки.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

Форсунка 17 кріпиться до кришки 5 спеціальною скобою 18, ущільнення форсунки, у вогняному днищі, здійснюється мідною прокладкою (прокладками). Паливна порожнина відокремлена від масляної спеціальним дренажем.

Паливопроводи високого тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття 13 і легко з'ємної кришки 9. На кришці змонтовані пусковий клапан 14, запобіжний клапан і індикаторний кран 16, які встановлені на спеціальному фланці.

Гайки силових шпильок кріплення кришки циліндра 5 до блоку, передбачено затягувати за допомогою гідродомкратів.

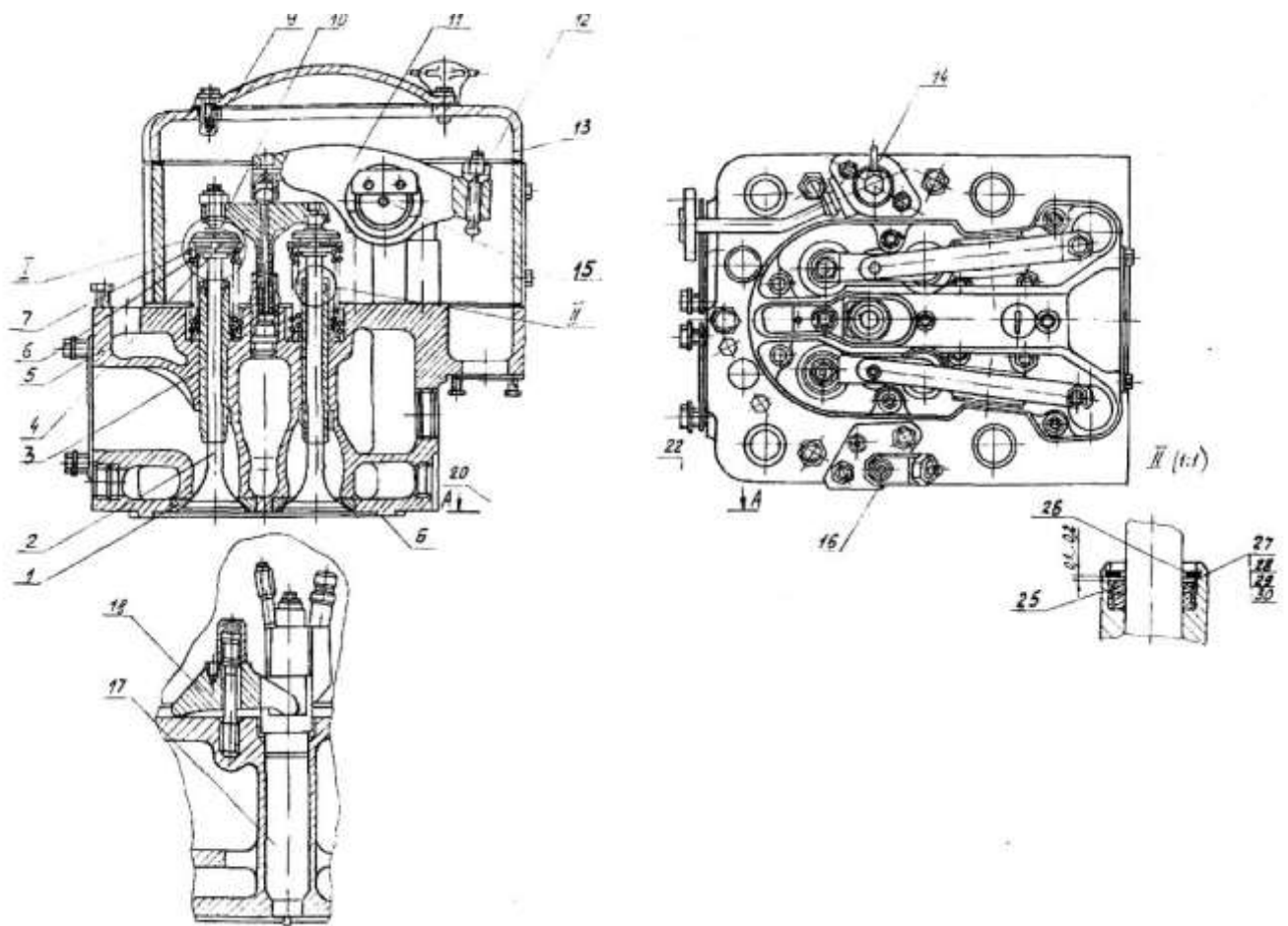


Рис.2. Кришка циліндра:

1-сідло клапана; 2-клапан впуску; 3-направляюча клапана; 4-механізм повороту клапанів; 5-кришка; 6-пружина внутрішня; 7-пружина зовнішня; 9-кришка; 10-траверса; 11-коромисло; 12-регулювальний гвинт; 13-кришка; 14-пусковий клапан; 15-вісь; 16-індикаторний кран; 17-форсунка; 18-скоба форсунки; 25-фторопластові кільця; 26-стопорне кільце; 27,28,29,30-кільця.

Поверхня «Б» кришки притирається до торцевої поверхні втулки циліндра.

Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі.

Кран складається з корпусу 4, шпинделя 1 з двома конусами, штуцера 2. На корпусі 4 з одного боку є різьба для укручування крана в перехідник, з іншого - різьба для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається уручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту.

Шатун - виготовлений з легованої сталі. Стержень шатуна має в центрі канал, а в нижній головці - канали, по яких масло з шатунного підшипника потрапляє в головній.

У розточки верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка і є головним підшипником. Масло, з каналу, поступає в кільцеву проточку верхньої головки шатуна, потім, по отворах у втулці і проточці на внутрішній поверхні втулки, до отворів в пальці і далі до поршня.

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні біметалічні сталевобалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. На поверхні нижнього вкладиша є отвори, через які масло потрапляє з проточки, виконаної в нижньому вкладиші, у отвори головки шатуна і потім в канал. Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна 4-ма шатунними болтами. Взаємне положення стержня і кришки фіксується штифтами. На обох торцях шатунного болта є пази (лиска). Відстань між ними, заміряна з точністю до 0,01 мм і нанесена на головці шатунного болта, і служить для контролю залишкового подовження болта при експлуатації дизеля.

З боку генератора, до маховика, кріпляться лопатки вентилятора, які служать для охолодження генератора. На торці маховика, з боку дизеля, кріпляться два ударники межового вимикача.

Механізм газорозподілу. В механізм входять: розподільний вал з кулачковими шайбами, привід розподільного валу, привід впускних і випускних клапанів, і привід паливних насосів.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

Розподільний вал - сталевий, цільний, змонтований на семи підшипниках, розташованих в ніші під горизонтальною полицею блок-картера.

На розподільний вал на шпонках насаджені сталеві, з цементованою робочою поверхнею, газові і паливні кулаки.

Від осьового зсуву всі кулаки стопоряться болтами. Кулаки на розподільному валу розташовані в певній послідовності, залежно від порядку роботи циліндрів.

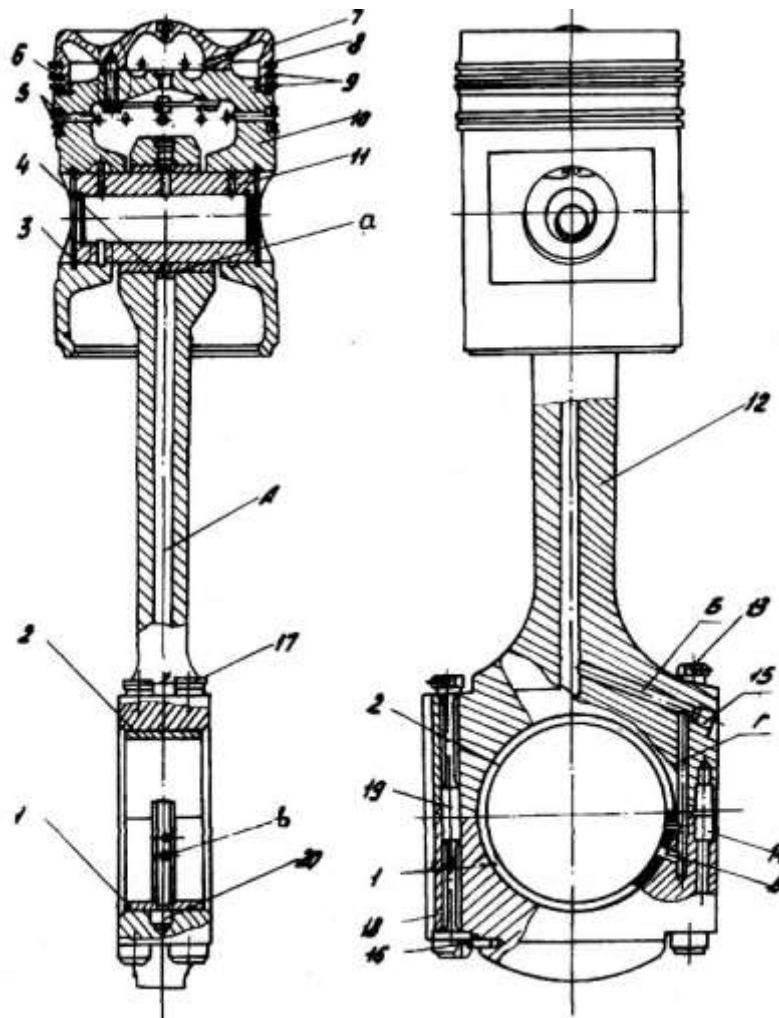


Рис.3.Поршень з шатуном:

1-вкладиш нижній; 2-вкладиш верхній; 3-кільце стопорне; 4-втулка шатуна; 5-кільце маслоз'ємне; 6- кільце ущільнююче; 7-головка поршня; 8-кільце компресійне; 9-кільце компресійне; 10-тронк поршня; 11-палець поршневий; 12-стержень шатуна; 13-гайка шатунного болта; 14-штифт; 15-пробка; 16-штифт; 17-дріт; 18-кришка шатуна; 19-болт шатунний; 20-штифт стопорний.

На конічний кінець валу, на шпонці, насаджена маточина, на якій кріпляться шестерні розподільного валу. Привід клапанів складається з штовхачів, штанг і коромисел.

Розподільний вал обертається в два рази повільніше, ніж колінчастий вал. Обертання розподільному валу передається від колінчастого валу через систему проміжних шестерень.

Система газообміну призначена для підведення повітря в циліндри дизеля і відведення від них відпрацьованих газів. В неї входить: система підведення палива до дизеля, фільтр-глушник, турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, випускний і впускний колектори, глушник-іскрогасник, труба, вентиляція картера.

Система автоматичного регулювання частоти обертання автоматично підтримує задану частоту обертання колінчастого валу із заданим ступенем точності при змінному навантаженні на дизель-електричну станцію.

Система охолодження дизель-генератора водно-повітряна (радіаторна) і призначена для відведення тепла від нагрітих деталей дизеля з метою підтримки температури цих деталей в певних межах, а також, для підведення зовнішнього тепла через систему «гарячого резерву» в раму дизель-генератора для нагріву масла.

В систему охолодження входять: насос контуру охолодження дизеля і турбокомпресора, насос контур у охолодження наддувочного повітря, охолоджувач наддувочного повітря, бак води розширювальний, додатковий бак води, трубопроводи, контрольні прилади манометри, термометр, датчики тиску і температур.

В систему «гарячого резерву» входять підігрівач, електронасосний агрегат, електроповітренагрівач, трубопроводи, вентилі, датчик температури масла і підключається вона до системи автоматики.

Ця система може працювати в ручному або автоматичному режимі і забезпечувати підтримку температури масла в рамі дизель-генератора не нижче 30°C.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки

Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 850$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 750$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання ротору генератора;

$f = 50$ Гц - частота струму що генерується;

Номінальна фазна напруга, в В

$$U_{H.\phi} = \frac{U_H}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 219.393$$

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

де $\eta_{\Pi} = 0.985$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 850 \cdot 0.985 = 837.25$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos \varphi}$$

де $\cos \varphi = 0.85$ - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора, і вказується виробником у супровідних документах.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos \varphi} = \frac{837.250}{0.850} = 985.000$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{н.ф} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{985 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1496.553$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.075$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні E_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 985.000 \cdot 1.075 = 1058.875$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1058.875 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1608.794$$

Максимальна розрахункова потужність, з урахуванням пікових навантажень в мережі, в кВА

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H$$

де $k_H = 1.1$ - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253] рекомендоване значення знаходиться в діапазоні значень $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 1058.875 \cdot 1.1 = 1164.763$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1164.763 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1769.674$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{750} = 4$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо з довідника [4 ст. 215] генератор моделі СБГ 850/750, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 850.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 850$

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

Ступінь стиску $\epsilon = 12.5$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 1.79$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_B = 185$

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 $p_r = 190$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 800$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.5$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi_Z = 0.85$

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

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

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

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

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

2.1.3 Параметри робочого тіла

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

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

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

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

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.79 \cdot 0.495 = 0.885$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.79 - 1) \cdot 0.495 = 0.082$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.79 \cdot 0.495 = 0.699$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.082 \\ 0.699 \end{pmatrix} = 0.918$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{185}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 367.2$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

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

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 367.2 - 50 = 317.2$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 185 - 3 = 182$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.94$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.94 \cdot 185 = 173.9$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 20}{800} \cdot \frac{190}{12.5 \cdot 173.9 - 190} = 0.04$$

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

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 20 + 0.04 \cdot 800}{1 + 0.04} = 330.59$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{173.9}{185} \cdot \frac{317.243}{330.59 \cdot (1 + 0.037)} = 0.945$$

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

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

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

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

$$\rho_a = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{182 \cdot 10^3}{287 \cdot 317.243} = 1.999$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.374$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 173.9 \cdot 12.5^{1.374} = 5590.542$$

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

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 330.59 \cdot 12.5^{1.37-1} = 850.23$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 850.226 = 22.123$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.918}{0.885} = 1.037$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.037}{1.000 + 0.037} = 1.036$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.918} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.082 \cdot 23.3 \\ 0.699 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.318$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.918} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.082 \cdot 0.0015 \\ 0.6993 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.318 + 8.314 = 31.632$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 5590.542 = 8385.813$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03573 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.632 \cdot 1.036 = 32.762$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.885 \cdot (1 + 0.037)} = 3.929 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.123 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 850.226 = 2.941 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 39286.163 + 29412.634 = 68698.798$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.762^2 + 4 \cdot 1.885 \times 10^{-3} \cdot 6.87 \times 10^4 = 1.591 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.762 + \sqrt{1591.234}}{2 \cdot 0.002} = 1891.166$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 1.891 \times 10^3}{1.5 \cdot 850.226} = 1.536$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.536} = 8.139$$

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

$$n_2 = 1.222$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8385.813}{8.139^{1.222}} = 646.905$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1891.166}{8.139^{1.222-1}} = 1187.368$$

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

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1187.368}{\sqrt[3]{\frac{646.905}{190}}} = 789.265$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 789.265|}{800} \cdot 100 = 1.342 \quad \%$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.536 - 1) = 0.804$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.536}{1.222 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.139^{1.222-1}} \right) = 3.862$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) = \frac{1}{1.374 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.374-1}} \right) = 1.634$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{5590.542}{12.5 - 1} \cdot [0.804 + (3.862 - 1.634)] = 1473.751$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.98 \cdot 1473.751 = 1444.276$$

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

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{1.79 \cdot 14.317 \cdot 1444.276}{0.945 \cdot 42447.806 \cdot 1.999} = 0.462$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.462 \cdot 42447.806} = 0.184$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

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

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

де $s_{пр} = 0.34$ м - хід поршня по прототипу

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

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 8.5 = 188.3$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1444.276 - 188.3 = 1255.976$$

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

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1255.976}{1444.276} = 0.87$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.462 \cdot 0.87 = 0.401$$

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.401 \cdot 42447.806} = 0.211$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.211 \cdot 850 = 179.596$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{850 \cdot 10^3}{1255.976 \cdot 750} = 108.282$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108.282}{6} = 18.047$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.26$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.34}{0.26} = 1.308 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 18.047}{\pi \cdot 1.308}} = 259.978$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.308 \cdot 259.978 = 339.972$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 260 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad d = d' \cdot 10^{-3} = 260 \cdot 10^{-3} = 0.26$$

Хід поршня

$$s' = 340 \text{ мм} \quad \text{або в м} \quad s = s' \cdot 10^{-3} = 340 \cdot 10^{-3} = 0.34$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.26^2 \cdot 0.34 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 108.31$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ер} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1255.976 \cdot 108.31 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 850.213$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ер} - P_e|}{P_{ер} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |850.213 - 850|}{850.213 + 850} \cdot 100 = 0.025 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.26^2}{4} \cdot 0.34 = 0.018$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{0.018}{12.5 - 1} = 1.57 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.018 + 1.57 \times 10^{-3} = 0.02$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.57 \times 10^{-3} \cdot 1.536 = 2.411 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

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

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00157$	$p(0) = 173.9$	$V(180) = 0.01962$	$p(180) = 173.9$
$V(10) = 0.00174$	$p(10) = 173.9$	$V(190) = 0.01952$	$p(190) = 175.153$
$V(20) = 0.00225$	$p(20) = 173.9$	$V(200) = 0.01921$	$p(200) = 179.009$
$V(30) = 0.00307$	$p(30) = 173.9$	$V(210) = 0.0187$	$p(210) = 185.767$
$V(40) = 0.00416$	$p(40) = 173.9$	$V(220) = 0.01799$	$p(220) = 195.972$
$V(50) = 0.00547$	$p(50) = 173.9$	$V(230) = 0.01708$	$p(230) = 210.494$
$V(60) = 0.00695$	$p(60) = 173.9$	$V(240) = 0.01597$	$p(240) = 230.666$
$V(70) = 0.00853$	$p(70) = 173.9$	$V(250) = 0.0147$	$p(250) = 258.527$
$V(80) = 0.01015$	$p(80) = 173.9$	$V(260) = 0.01328$	$p(260) = 297.225$
$V(90) = 0.01175$	$p(90) = 173.9$	$V(270) = 0.01175$	$p(270) = 351.75$
$V(100) = 0.01328$	$p(100) = 173.9$	$V(280) = 0.01015$	$p(280) = 430.232$
$V(110) = 0.0147$	$p(110) = 173.9$	$V(290) = 0.00853$	$p(290) = 546.358$
$V(120) = 0.01597$	$p(120) = 173.9$	$V(300) = 0.00695$	$p(300) = 723.935$
$V(130) = 0.01708$	$p(130) = 173.9$	$V(310) = 0.00547$	$p(310) = 1005.351$
$V(140) = 0.01799$	$p(140) = 173.9$	$V(320) = 0.00416$	$p(320) = 1465.758$
$V(150) = 0.0187$	$p(150) = 173.9$	$V(330) = 0.00307$	$p(330) = 2226.463$
$V(160) = 0.01921$	$p(160) = 173.9$	$V(340) = 0.00225$	$p(340) = 3410.584$
$V(170) = 0.01952$	$p(170) = 173.9$	$V(350) = 0.00174$	$p(350) = 4846.441$

V(360) = 0.00157	p(360) = 5590.542	V(540) = 0.01962	p(540) = 646.905
V(370) = 0.00174	p(370) = 8385.813	V(550) = 0.01952	p(550) = 190
V(380) = 0.00225	p(380) = 8385.813	V(560) = 0.01921	p(560) = 190
V(390) = 0.00307	p(390) = 6246.811	V(570) = 0.0187	p(570) = 190
V(400) = 0.00416	p(400) = 4307.147	V(580) = 0.01799	p(580) = 190
V(410) = 0.00547	p(410) = 3080.062	V(590) = 0.01708	p(590) = 190
V(420) = 0.00695	p(420) = 2299.95	V(600) = 0.01597	p(600) = 190
V(430) = 0.00853	p(430) = 1790.678	V(610) = 0.0147	p(610) = 190
V(440) = 0.01015	p(440) = 1447.846	V(620) = 0.01328	p(620) = 190
V(450) = 0.01175	p(450) = 1210.406	V(630) = 0.01175	p(630) = 190
V(460) = 0.01328	p(460) = 1042.016	V(640) = 0.01015	p(640) = 190
V(470) = 0.0147	p(470) = 920.44	V(650) = 0.00853	p(650) = 190
V(480) = 0.01597	p(480) = 831.674	V(660) = 0.00695	p(660) = 190
V(490) = 0.01708	p(490) = 766.663	V(670) = 0.00547	p(670) = 190
V(500) = 0.01799	p(500) = 719.439	V(680) = 0.00416	p(680) = 190
V(510) = 0.0187	p(510) = 686.021	V(690) = 0.00307	p(690) = 190
V(520) = 0.01921	p(520) = 663.781	V(700) = 0.00225	p(700) = 190
V(530) = 0.01952	p(530) = 651.05	V(710) = 0.00174	p(710) = 190

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 26311.869$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.631 \times 10^4}{0.018 \cdot 1 \times 10^3} = 1.458 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.458 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.428 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.444 \times 10^3 + 1.428 \times 10^3}{2} = 1.436 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.444 \times 10^3 - 1.428 \times 10^3}{1.436 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 1.102$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$b'' = 130^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r' = 70^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$r'' = 50^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

$d' = 150^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5.591 \times 10^3 = 6.709 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 8.386 \times 10^3 = 8.386 \times 10^3$$

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, м³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 173.9$	$V(\varphi_r) = 1.57 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 173.9$	$V(\varphi_d) = 0.02$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 5590.542$	$V(\varphi_c) = 1.57 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 8385.813$	$V(\varphi_z) = 1.571 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 646.905$	$V(\varphi_b) = 0.02$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.763 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.622 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 4.136 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.955 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 382$	$p(\varphi_{z'}) = 8.386 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.389 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 766.663$	$V(\varphi_{b''}) = 0.017$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 190$	$V(\varphi_{r'}) = 8.529 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 173.9$	$V(\varphi_{r''}) = 5.472 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 185.767$	$V(\varphi_{d'}) = 0.019$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 6.709 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.57 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 371$	$p_{zd} = 8.386 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.778 \times 10^{-3}$

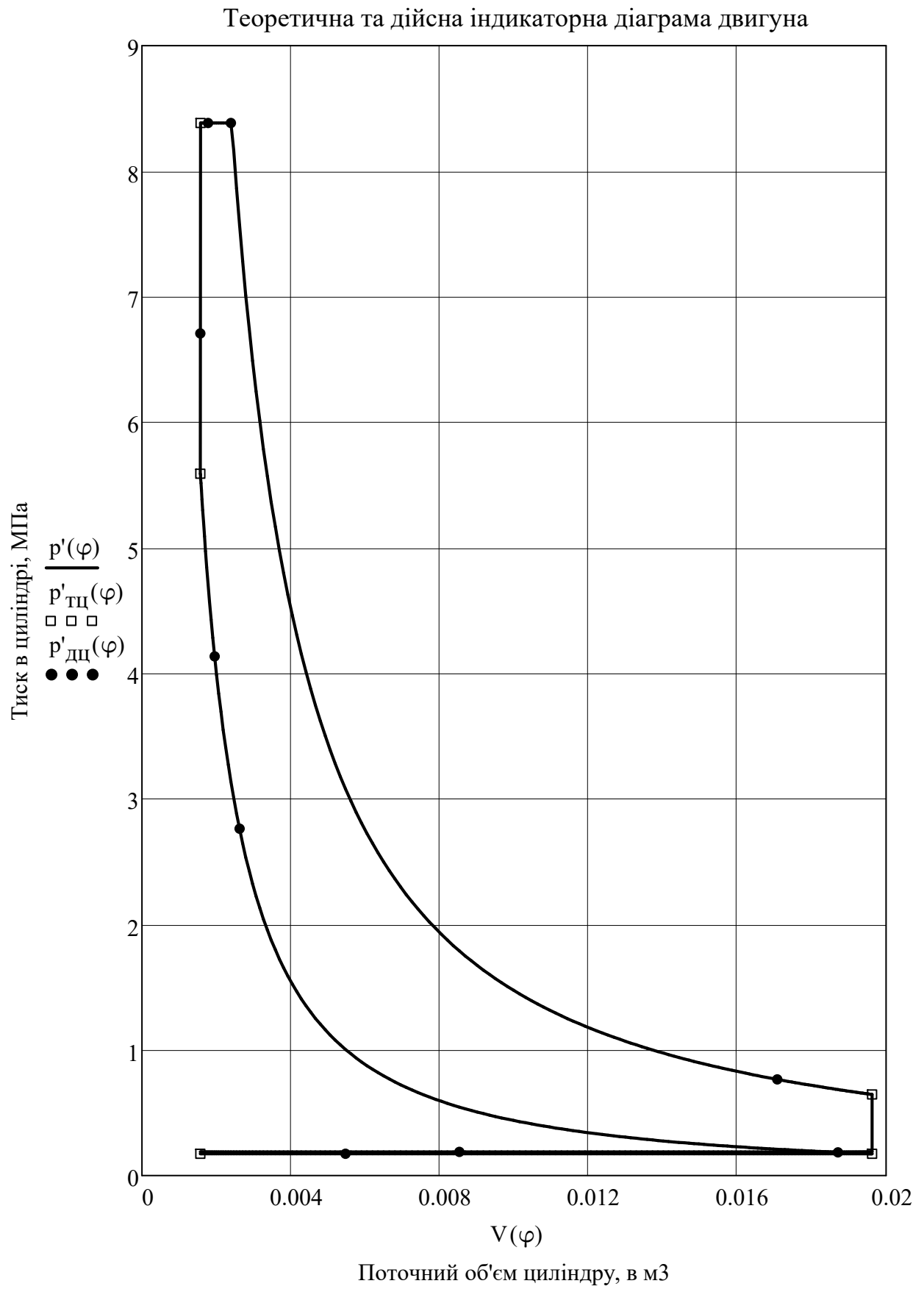


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

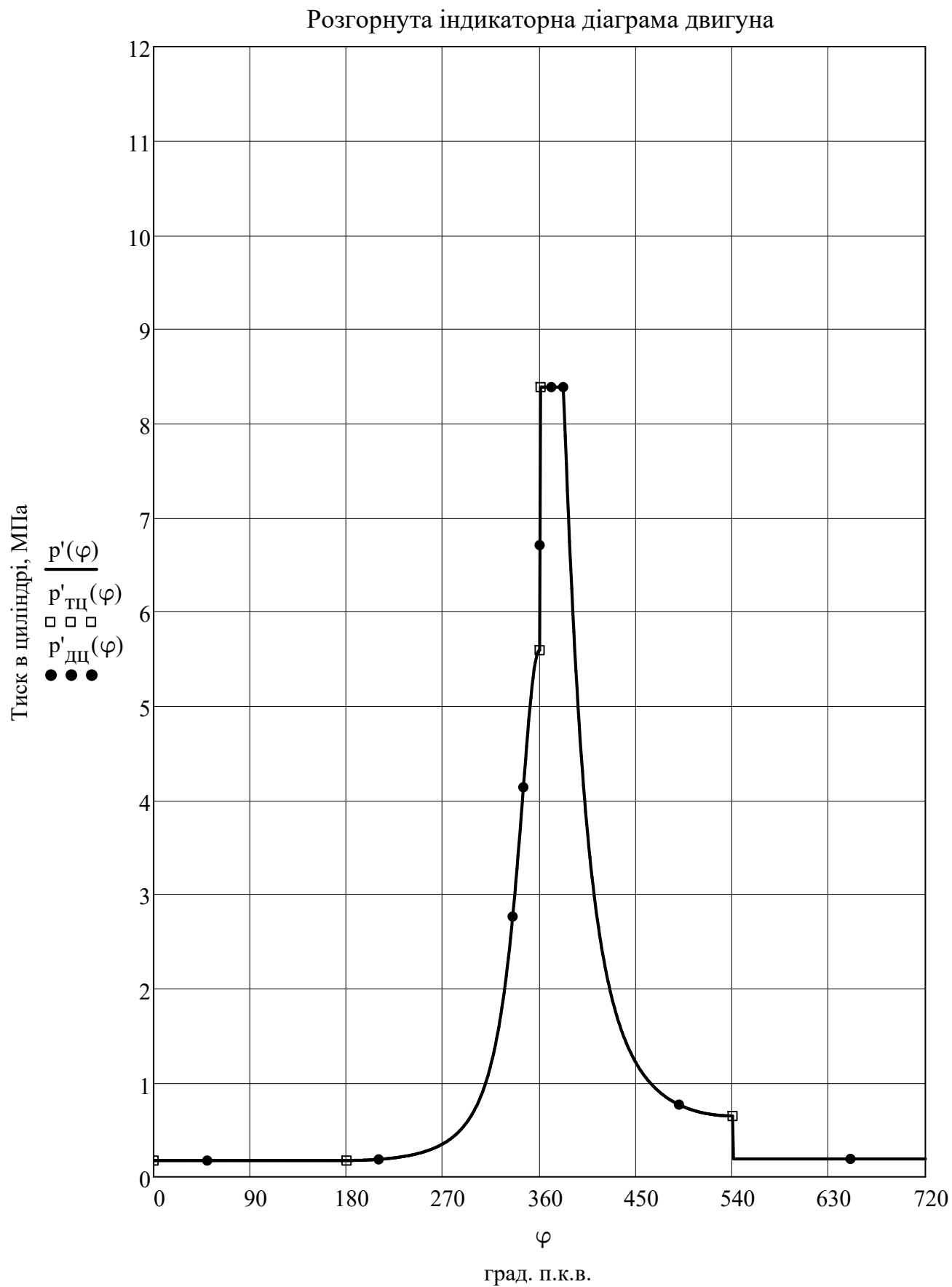


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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

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

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

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

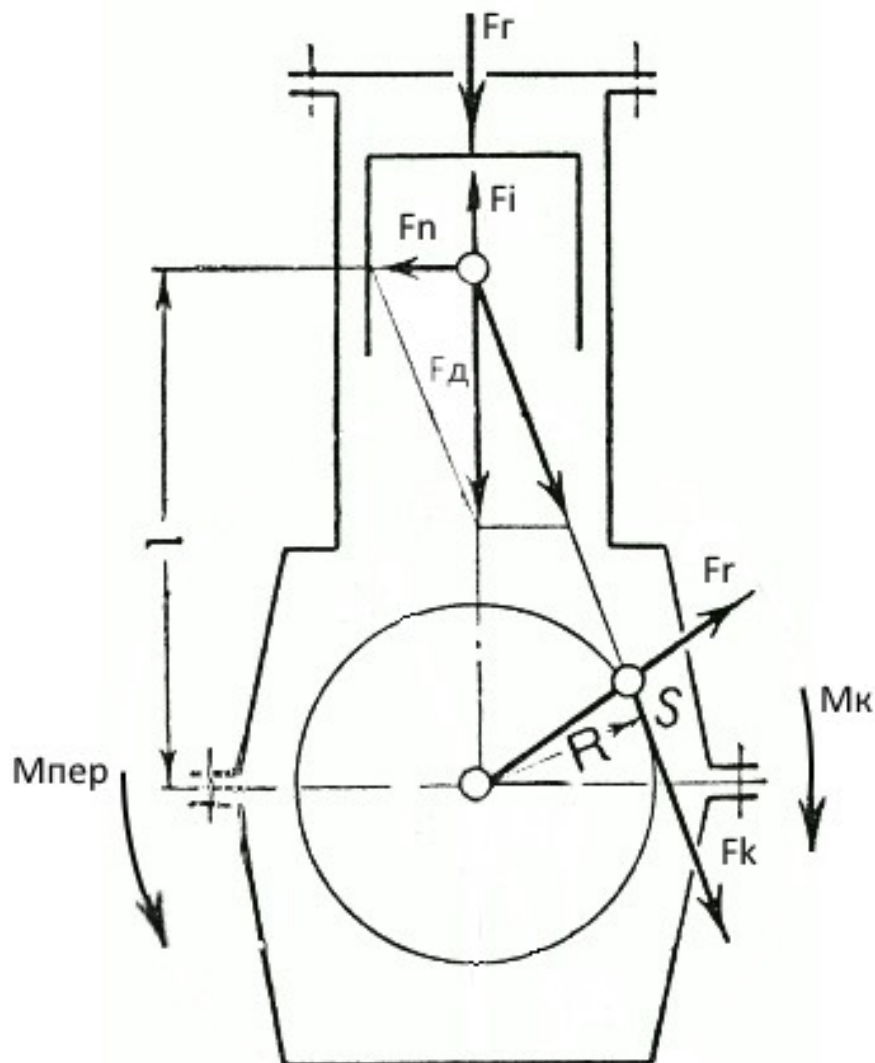


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$$m_{\Pi} = 53 \quad \text{кг - маса комплекту поршня}$$

$$m_{\text{Ш}} = 64.75 \quad \text{кг - маса комплекту шатуна}$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 53 + \frac{1}{3} \cdot 64.75 = 74.583$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.34}{2} = 0.17$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.17}{0.256} = 0.664$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.26^2}{4} = 0.053$$

Кутова швидкість, в рад / с

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

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

Кут обертання колінчастого валу

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

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

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

Крутий момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 3.855$	$F_i(0) = -98.234$	$F_d(0) = -94.379$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 3.855$	$F_i(30) = -77.744$	$F_d(30) = -73.89$	$M_k(30) = -7.685$
$F_r(60) = 3.855$	$F_i(60) = -29.095$	$F_d(60) = -25.24$	$M_k(60) = -4.204$
$F_r(90) = 3.855$	$F_i(90) = 20.022$	$F_d(90) = 23.877$	$M_k(90) = 4.059$
$F_r(120) = 3.855$	$F_i(120) = 49.117$	$F_d(120) = 52.971$	$M_k(120) = 6.775$
$F_r(150) = 3.855$	$F_i(150) = 57.722$	$F_d(150) = 61.577$	$M_k(150) = 4.064$
$F_r(180) = 3.855$	$F_i(180) = 58.189$	$F_d(180) = 62.044$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 4.485$	$F_i(210) = 57.722$	$F_d(210) = 62.207$	$M_k(210) = -4.106$
$F_r(240) = 6.868$	$F_i(240) = 49.117$	$F_d(240) = 55.985$	$M_k(240) = -7.16$
$F_r(270) = 13.297$	$F_i(270) = 20.022$	$F_d(270) = 33.319$	$M_k(270) = -5.664$
$F_r(300) = 33.057$	$F_i(300) = -29.095$	$F_d(300) = 3.963$	$M_k(300) = -0.660$
$F_r(330) = 112.831$	$F_i(330) = -77.744$	$F_d(330) = 35.087$	$M_k(330) = -3.649$
$F_r(360) = 291.44$	$F_i(360) = -98.234$	$F_d(360) = 193.206$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 326.283$	$F_i(390) = -77.744$	$F_d(390) = 248.539$	$M_k(390) = 25.848$
$F_r(420) = 116.733$	$F_i(420) = -29.095$	$F_d(420) = 87.638$	$M_k(420) = 14.596$
$F_r(450) = 58.886$	$F_i(450) = 20.022$	$F_d(450) = 78.908$	$M_k(450) = 13.414$
$F_r(480) = 38.778$	$F_i(480) = 49.117$	$F_d(480) = 87.894$	$M_k(480) = 11.242$
$F_r(510) = 31.045$	$F_i(510) = 57.722$	$F_d(510) = 88.767$	$M_k(510) = 5.859$
$F_r(540) = 28.968$	$F_i(540) = 58.189$	$F_d(540) = 87.157$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 4.709$	$F_i(570) = 57.722$	$F_d(570) = 62.431$	$M_k(570) = -4.12$
$F_r(600) = 4.709$	$F_i(600) = 49.117$	$F_d(600) = 53.826$	$M_k(600) = -6.884$
$F_r(630) = 4.709$	$F_i(630) = 20.022$	$F_d(630) = 24.731$	$M_k(630) = -4.204$
$F_r(660) = 4.709$	$F_i(660) = -29.095$	$F_d(660) = -24.385$	$M_k(660) = 4.061$
$F_r(690) = 4.709$	$F_i(690) = -77.744$	$F_d(690) = -73.035$	$M_k(690) = 7.596$
$F_r(720) = 4.709$	$F_i(720) = -98.234$	$F_d(720) = -93.524$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -94.379$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -9.536$	$F_r(30) = -59.222$	$F_k(30) = -45.204$	$M_{пер}(30) = 7.685$
$F_n(60) = -5.739$	$F_r(60) = -7.65$	$F_k(60) = -24.728$	$M_{пер}(60) = 4.204$
$F_n(90) = 6.323$	$F_r(90) = -6.323$	$F_k(90) = 23.877$	$M_{пер}(90) = -4.059$
$F_n(120) = 12.044$	$F_r(120) = -36.916$	$F_k(120) = 39.853$	$M_{пер}(120) = -6.775$
$F_n(150) = 7.947$	$F_r(150) = -57.3$	$F_k(150) = 23.906$	$M_{пер}(150) = -4.064$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -62.044$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -8.028$	$F_r(210) = -57.887$	$F_k(210) = -24.15$	$M_{пер}(210) = 4.106$
$F_n(240) = -12.729$	$F_r(240) = -39.016$	$F_k(240) = -42.12$	$M_{пер}(240) = 7.16$
$F_n(270) = -8.824$	$F_r(270) = -8.824$	$F_k(270) = -33.319$	$M_{пер}(270) = 5.664$
$F_n(300) = -0.901$	$F_r(300) = 1.201$	$F_k(300) = -3.882$	$M_{пер}(300) = 0.66$
$F_n(330) = -4.528$	$F_r(330) = 28.122$	$F_k(330) = -21.465$	$M_{пер}(330) = 3.649$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 193.206$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 32.077$	$F_r(390) = 199.203$	$F_k(390) = 152.049$	$M_{пер}(390) = -25.848$
$F_n(420) = 19.925$	$F_r(420) = 26.563$	$F_k(420) = 85.86$	$M_{пер}(420) = -14.596$
$F_n(450) = 20.897$	$F_r(450) = -20.897$	$F_k(450) = 78.908$	$M_{пер}(450) = -13.414$
$F_n(480) = 19.984$	$F_r(480) = -61.254$	$F_k(480) = 66.127$	$M_{пер}(480) = -11.242$
$F_n(510) = 11.456$	$F_r(510) = -82.602$	$F_k(510) = 34.462$	$M_{пер}(510) = -5.859$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -87.157$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -8.057$	$F_r(570) = -58.096$	$F_k(570) = -24.238$	$M_{пер}(570) = 4.12$
$F_n(600) = -12.238$	$F_r(600) = -37.511$	$F_k(600) = -40.496$	$M_{пер}(600) = 6.884$
$F_n(630) = -6.55$	$F_r(630) = -6.55$	$F_k(630) = -24.731$	$M_{пер}(630) = 4.204$
$F_n(660) = 5.544$	$F_r(660) = -7.391$	$F_k(660) = 23.89$	$M_{пер}(660) = -4.061$
$F_n(690) = 9.426$	$F_r(690) = -58.537$	$F_k(690) = 44.681$	$M_{пер}(690) = -7.596$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -93.524$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

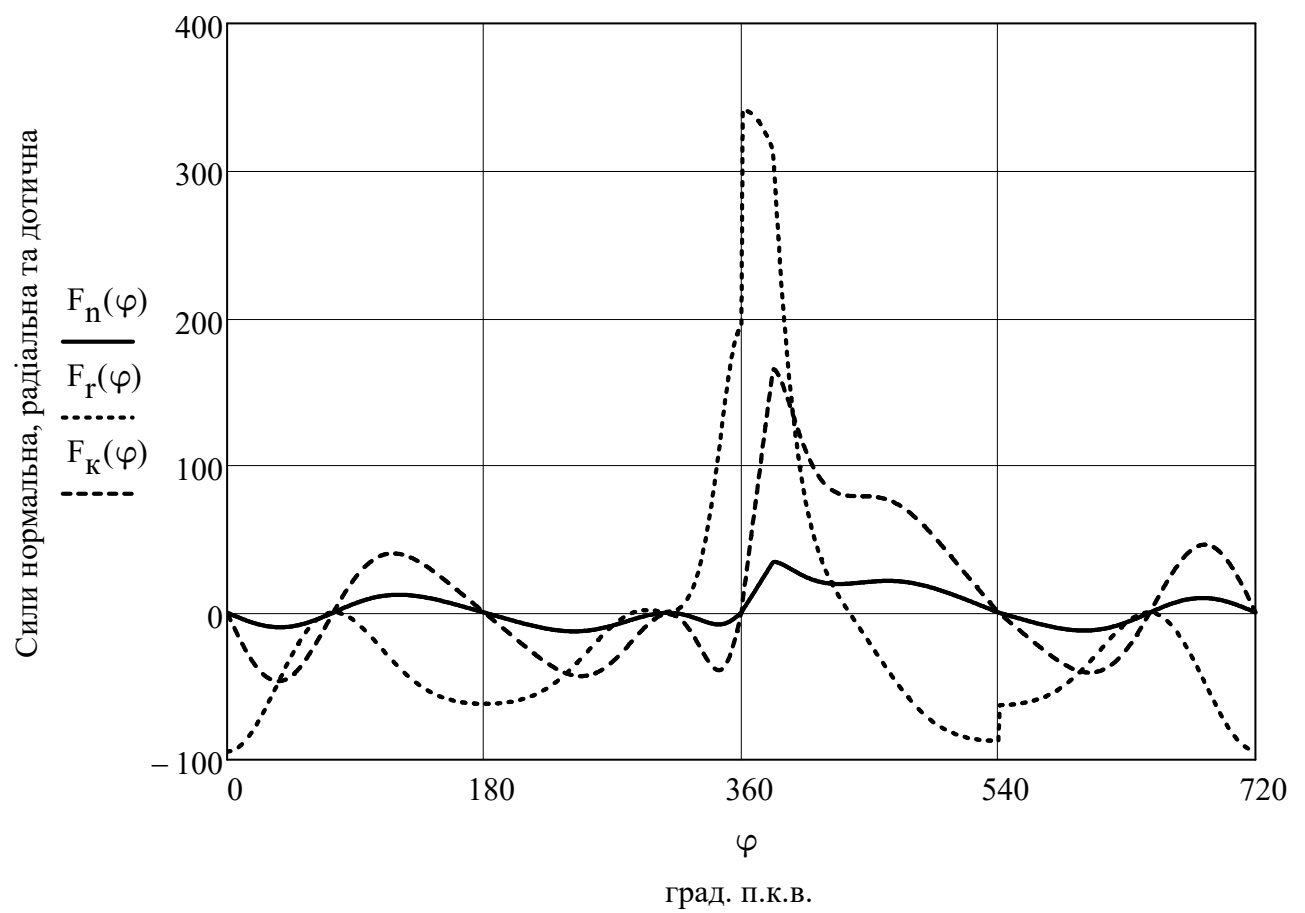
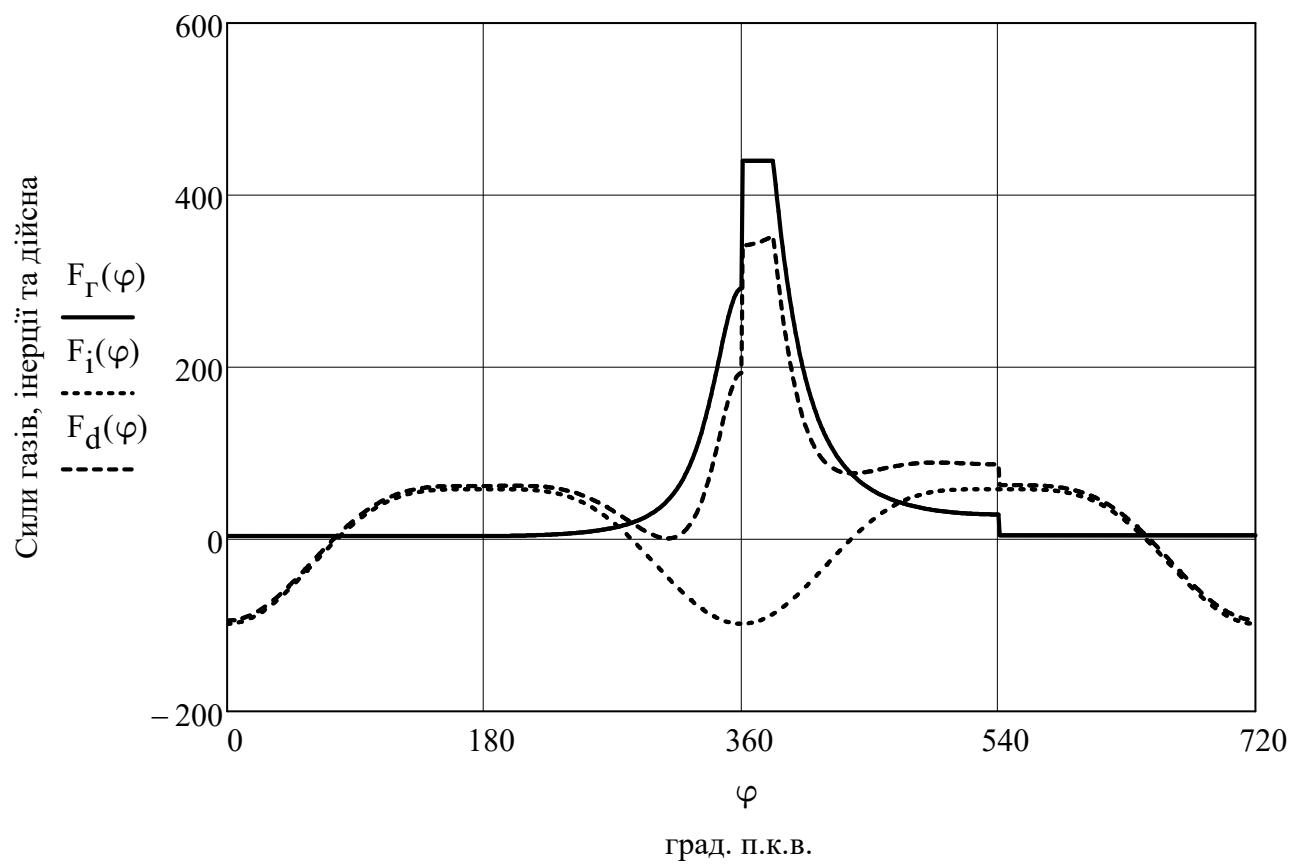


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

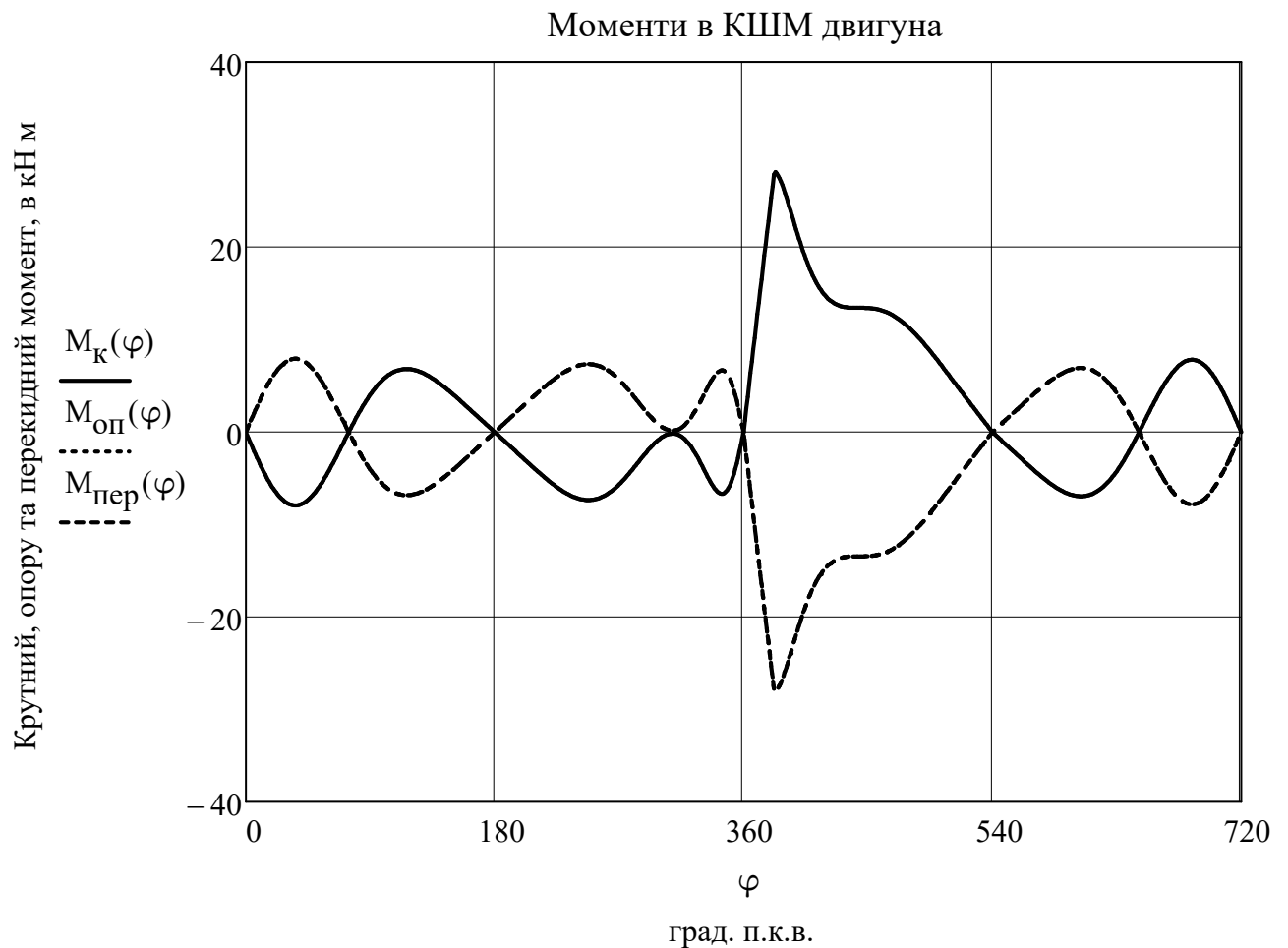


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

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

$$\Delta\varphi_K = 1 \text{ - крок розрахунку;}$$

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

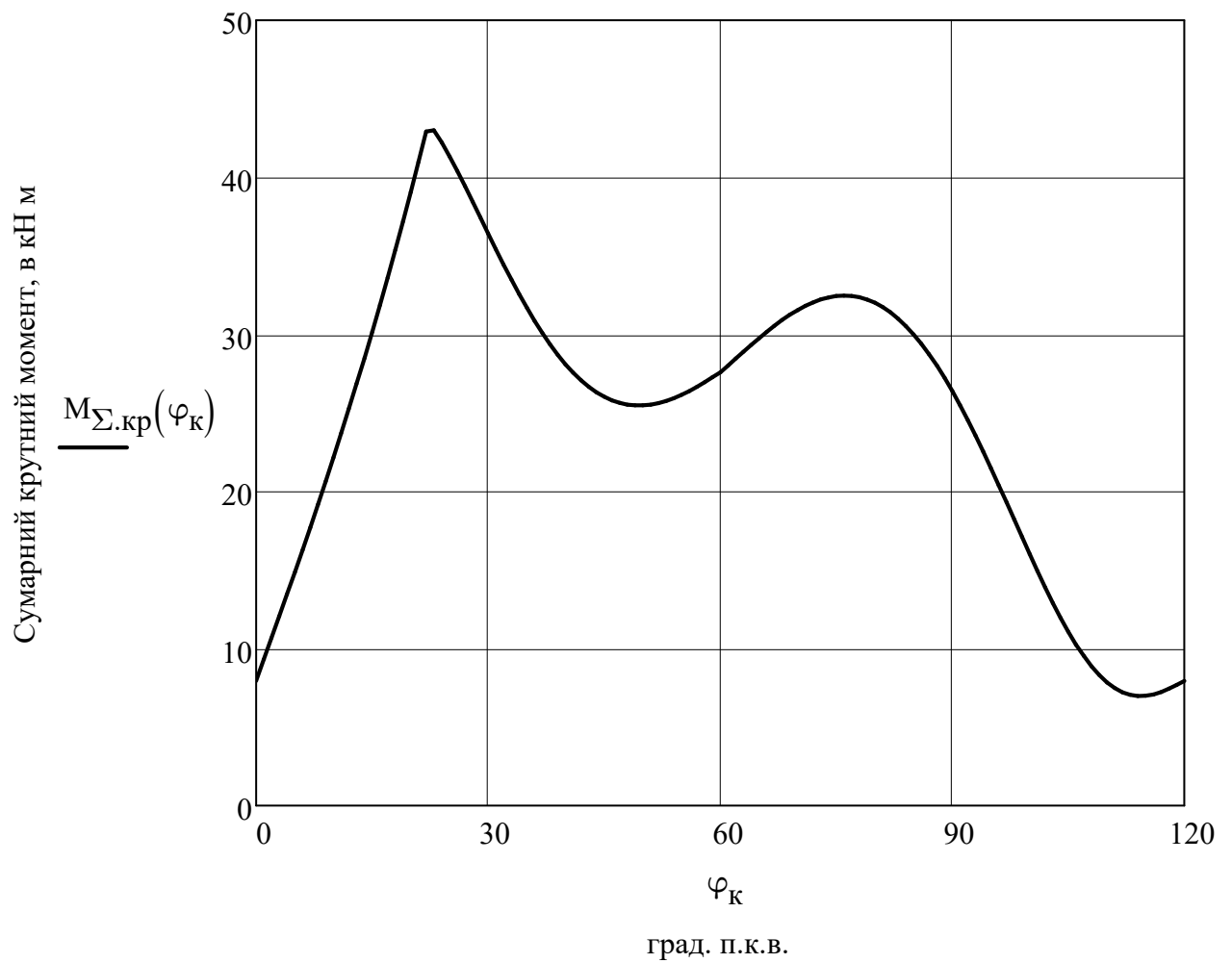


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 7.944$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 25.266$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 32.044$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 42.208$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 30.537$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 30.869$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 20.41$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 25.537$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 8.869$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 27.587$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 7.944$$

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 $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{179.596 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 2.118 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 850.213 = 850213.434$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{8.502 \times 10^5}{2.118 \times 10^6} \cdot 100 = 40.149$$

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

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 2117626.035 \cdot 0.401 = 850000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|8.502 \times 10^5 - 8.5 \times 10^5|}{8.502 \times 10^5} \cdot 100 = 0.025$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

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

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

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

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в Дж / 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

$W_{\text{г.р}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.05 = 0.17$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.17 \cdot 2117626.035 = 359996.426$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 188.300 = 112.980$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.26^2}{4} \cdot 0.34 = 0.018$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{112.98 \cdot 0.01805 \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 76.48008$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 76.48 = 76480.08$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 359996.426 + 76480.08 = 436476.506$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{436476.50582 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.0125$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.013 \cdot 98}{0.9} = 1.361$$

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

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 1.361 = 1361.168$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 359996.4 + 76480.1 + 1361.2 = 437837.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{437837.674}{2117626.035} \cdot 100 = 20.676$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 800 - 273 = 527$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 330.59 - 273 = 57.59$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 527 = 33.605$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 57.59 = 29.12$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{\Gamma} = 0.918 \cdot 33.605 \cdot 527 = 16258.451$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.885 \cdot 29.12 \cdot 57.59 = 1484.566$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16258.5 - 1484.6 = 14773.9$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{179.596}{3.6} \cdot 14773.886 = 737036.086$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{737036.086}{2117626.035} \cdot 100 = 34.805$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{188.3}{1444.276} \cdot 0.462 = 0.06$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.06 \cdot 2117626.035 = 127434.801$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 359996.426 + 127434.801 - 437837.674 = 49593.553$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 4.959 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 6.579 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{6.579 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 3.289$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 3.289 = 3289.395$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 49593.553 + 3289.395 = 52882.949$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{52882.949}{2117626.035} \cdot 100 = 2.497$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 850213.434 \\ 437837.674 \\ 737036.086 \\ 52882.949 \end{pmatrix} = 2077970.143$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 2117626 - 2077970.1 = 39655.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{39655.893}{2117626.035} \cdot 100.000 = 1.873$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 2117626$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 850213.4$	$q_e = 40.1$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 737036.1$	$q_{\Gamma} = 34.8$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 437837.7$	$q_B = 20.7$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 52882.9$	$q_M = 2.5$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 39655.9$	$q_{HB} = 1.9$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 40.149 + 34.805 + 20.676 + 2.497 + 1.873 = 100$$

2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	800	850	6,3
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1180	1255	6,4
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,39	0,401	2,8
4	Механічний ККД	η_m	-	0,86	0,87	1,2
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	Γ	216	211	-2,3
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	260	260	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

Ефективна потужність проектного двигуна була збільшена на 50 кВт у порівнянні з прототипом. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, дав реальний приріст потужності проектного двигуна на 50,2 кВт, що у відсотковому співвідношенні на 6,3% більше ніж у прототипу.

Зростання потужності, за умови сталих величин діаметру циліндру та ходу поршня, та частоти обертання, є можливим завдяки збільшенню величини середнього ефективного тиску. Аналіз отриманих результатів, що наведений в таблиці 2.1, показав що зазначена величина зросла пропорційно зростанню потужністю на 8,7%. Для підвищення величини середнього ефективного тиску в циліндрі проектного двигуна було збільшено величину тиску наддуву.

Оптимізація вибору початкових даних по наддуву, та реалізація заходів щодо вдосконалення паливної апаратури забезпечили умови для підвищення ефективності робочого циклу дизеля.

Так дані наведені в таблиці 2.1 показують що, ефективний ККД робочого циклу проектованого двигуна зріс на 2,8% у порівнянні з двигуном прототипом. При цьому питома ефективна витрата палива знизилась на -2,3%.

Зростання механічного ККД обумовлено заміною штатної паливної апаратури на нову, що призвело до зменшення величини механічних втрат на 1,2%.

Завдяки правильному вибору початкових параметрів, та покращення ефективності протікання робочого циклу вдалося досягти заданої потужності двигуна без зміни геометричних розмірів циліндру.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		50

3 КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНКИ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

3.1 Призначення, опис та обґрунтування вдосконалення паливної системи.

В даній кваліфікаційній роботі проєктований дизель 6ЧН 26/34, буде використовувати паливну систему акумуляторного типу, з одним насосом високого тиску типу 962Е, форсунки з електронним регулюванням тиску відкриття, та акумулятор постійного тиску.

Використання єдиного одноплунжерного паливного насосу, з використанням спеціального резервуару, куди паливо буде потрапляти під тиском, що забезпечить рівномірний його розподіл по форсункам. Регулювання подачі палива через форсунку, будемо реалізовано завдяки електронному керуванню.

Акумуляторна система живлення Common Rail принципово відрізняється від традиційної. Паливо до кожної форсунки подається не безпосередньо від паливного насоса, а індивідуально по трубках від загальної паливної магістралі, яка називається акумулятором високого тиску. Розпилення палива за таких умов відбувається більш якісно і незалежно від оборотів колінчатого валу, що забезпечує підвищення крутного моменту. Одна з таких схем наведена на рис. 3.1.

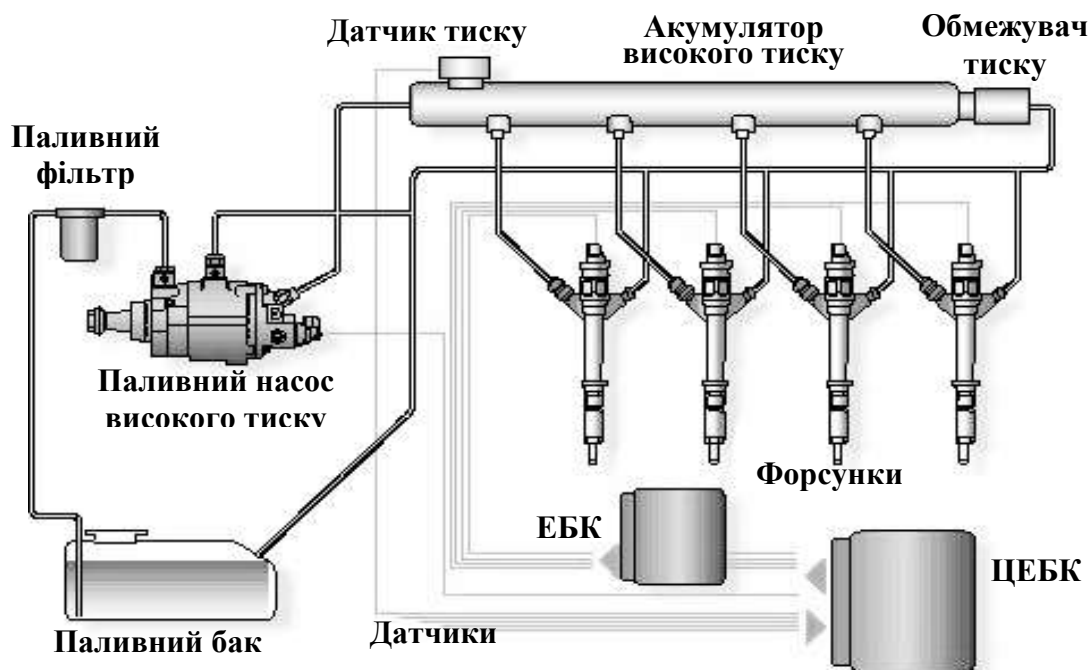


Рис. 3.1 – Паливна система Common Rail.

Дизельні двигуни із системою живлення Common Rail зараз широко використовуються. Особливістю її те, що паливо по циліндрах розподіляється електронним блоком керування, завдяки впливу на електромагнітні клапани форсунок. Цей електронний блок, відповідно до режимів роботи двигуна, регулює момент упорскування, кількість подаваного палива, динаміку його подачі і тиск у системі живлення при різних оборотах. Завдяки цьому з'явилася можливість точного дозування подачі палива через форсунки. Застосування механічних способів регулювання було далеким від ідеального, тому в дизелях була підвищена димність та збільшені шкідливі викиди токсичних компонентів, вихід яких залежить від ефективності роботи системи живлення. Результат від використання системи живлення Common Rail забезпечив економію палива – від 10 до 20%, та приріст потужності – до 30%, при значному зменшенні викиду шкідливих речовин.

Маючи такі вищезазначені переваги, від впровадження системи живлення Common Rail, необхідно сказати і про недоліки. Самий серйозний з них – значення тиску в загальній паливній магістралі має максимум у 1500 кгс/см².

3.2 Опис та принцип дії ПНВТ

На проектованому двигуні встановлено паливний насос високого тиску (ПНВТ) типу 962Е. Впорскування палива здійснюється через форсунку за допомогою електронного блоку керування. Цей паливний насос золотникового типу. В корпус насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка та плунжер являються прецизійною парою. До верхнього бурта втулки плунжера штуцером притискається сідло нагнітаючого клапана.

З зовні на втулку плунжера насаджена шестерня, яка входить в зачеплення з зубцями рейки. Цим забезпечується регулювання подачі палива в акумулятор постійного тиску. Втулка плунжера кріпиться стопорним гвинтом. Шестерня утримується верхньою шайбою, яка піджимається до корпусу пружиною. На плунжері є хвостовик, який входить в пази на шестерні. Таким чином при русі рейки повертається шестерня та плунжер насоса.

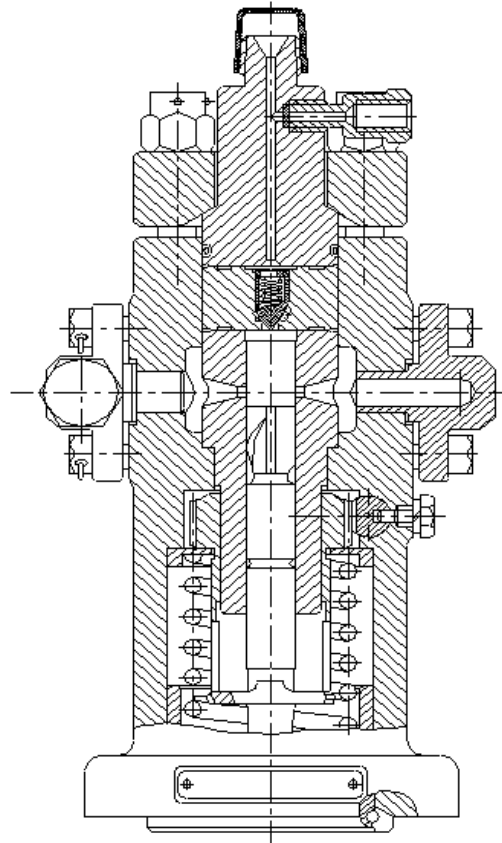


Рис. 3.2 - Паливний насос високого тиску типу 962Е.

3.3 Опис та принцип дії форсунки.

Форсунка безпосередньо впливає на процес згоряє в дизельному двигуні, і відповідно на легкість запуску, на потужність, динаміку, витрату палива, а також на рівень шкідливих викидів і шум. На практиці від форсунки вимагається добрий розпил палива в камері згоряння двигуна та щільне закриття після закінчення впорскування.

В системах впорскування Common Rail застосовуються форсунки керовані електричним імпульсом з напругою 80 В. Висока напруга дозволяє збільшити швидкість спрацьовування електромагнітного клапана (час відкриття близько 0,3 мілісекунди), що підвищує точність параметрів уприскування. Нове покоління форсунок Common Rail відрізняється застосуванням мініатюрних електромагнітних клапанів, розташованих в безпосередній близькості від голки розпилювача, зменшуючи тим самим інерційність її рухомих частин та габарити.

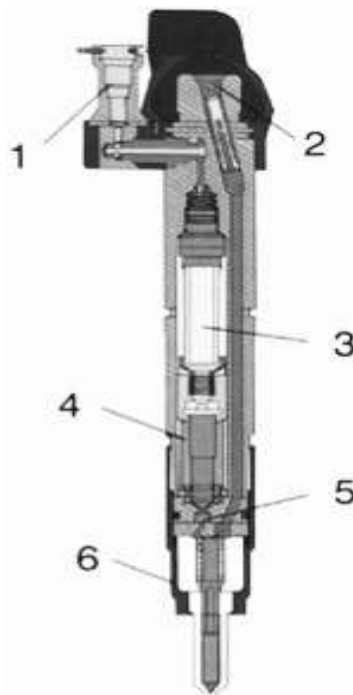


Рис. 3.3 - Форсунка паливної системи Common Rail.

1 – відведення переливу палива; 2 – підведення палива під високим тиском; 3 – п'єзоелектричний елемент; 4 – управляючий поршень; 5 – управляючий клапан; 6 – гайка розпилювача

Для розділення процесу впорскування на декілька фаз, враховуючи його інерційність, замість електричного клапана у форсунці Common Rail використовується п'єзоелектричний елемент. П'єзоелектричний ефект ґрунтується на дуже швидкому, триваючому частки мілісекунд, зміні розмірів кристала кварцу під дією прикладеного електричного заряду. Розряд електростатичної напруги повертає кристал до початкових розмірів. В п'єзоелектричних форсунках Common Rail п'єзoeлемент налічує в собі понад ста шарів кристалів і зростає на 0,04 мм, що достатнє для реалізації багатофазного впорскування палива: початкової, попередньої дози, і головної.

В даній роботі пропонується форсунку залишити штатну як і в прототипі, але дещо змінити її конструкцію та витратні характеристики за рахунок:

- доопрацювання внутрішньої порожнини форсунки, що визначає величину циклової дози палива, впорснutoї в камеру згорання;
- підвищення щільності монтажу форсунки в головці блоку циліндрів, забезпечуючи герметичність камери згорання;

- корекції величини дози палива, поданої в камеру згорання, яка залежить від кількості та діаметру отворів розпилювача, та тиску і часу уприскування;
- регулювання максимального тиску палива в розпилювачі під час вприскування, в залежності від паливної системи і типу розпилювача;
- зміни характеру протікання вприскування палива, що впливає на гучність роботи двигуна, викиди сажі, вміст оксидів азоту і вуглеводнів у вихлопних газах;
- додавання в форсунку п'єзоелектричного елемента, що керується електронним блоком керування;
- виконання голки розпилювача з додатковою направляючою, щоб забезпечити невеликий розкид циклової дози.
- доопрацювання голки клапану для забезпечення високої швидкості роботи пристрою.
- доопрацювання конструкції форсунки для забезпечення оптимального та ефективного розпилення палива з метою покращення процесів сумішоутворення в циліндрі двигуна;

В форсунці під час проектування було зроблено наступні зміни:

1. Між корпусом форсунки та розпилювачем виконано штифтове з'єднання.
2. Замість штовхача встановлено направляючу втулку.
3. Пружини та регульовальний гвинт, замінено п'єзоелектричним елементом, клемами та контактами.
4. Встановлено провід живлення та заживний гвинт.
5. В корпусі форсунки виконано додатковий канал для відводу палива, до якого входять: заглушка, прокладка та додатковий фільтр з штуцером.

Принцип подачі горючої суміші у циліндр форсункою розглядається з принципу зворотного п'єзоефекту. Якщо подати електричний заряд на кристал кварцу, то його атомна структура міняється протягом декількох мілісекунд. Завдяки зсуву електрично заряджених іонів кристалічні решітки розтягуються. Після того, як кристал буде розряджений під впливом повторно поданої напруги, він повертається до первинних розмірів.

3.3 Прямий та зворотній п'єзоелектричний ефект.

3.3.1 Принцип прямого п'єзоелектричного ефекту.

В деяких кристалах поляризація може виникнути і без зовнішнього поля, якщо кристал піддається механічним деформаціям. Щоб знайти п'єзоелектричні заряди, на межі кристалічної пластинки накладають металеві обкладання. При розімкнених обкладаннях між ними при деформації з'являється різниця потенціалів. При замкнених обкладаннях на них утворюються індуковані заряди, рівні по величині поляризаційним зарядам, але протилежні їм по знаку, і в ланцюзі, сполучаючого обкладання, в процесі деформації виникає струм. Розглянемо основні особливості п'єзоелектричного ефекту на прикладі кварцу. Кристали кварцу SiO_2 існують в різних кристалографічних модифікаціях. Що цікавлять нас кристали (α -кварц) належать до так званої тригональної кристалографічної системи і звичайно мають форму. Вони нагадують шестигранну призму, обмежену двома пірамідами, проте мають ще ряд додаткових граней. Такі кристали характеризуються чотирма кристалічними осями, що визначають важливі напрями усередині кристала.

Одна з цих осей – Z сполучає вершини пірамід. Три інші X_1 , X_2 , X_3 перпендикулярні до осі Z і сполучають протилежні ребра шестигранної призми. Напрямок, визначуваний віссю Z , п'єзоелектрично неактивне: при стисненні або розтягуванні по цьому напрямку ніякої поляризації не відбувається. Навпаки, при стисненні або розтягуванні в будь-якому напрямі, перпендикулярному до осі Z , виникає електрична поляризація. Вісь Z називається оптичною віссю кристала, а осі X_1 , X_2 , X_3 – електричними або п'єзоелектричними осями.

Розглянемо пластинку кварцу, вирізану перпендикулярно до однієї з п'єзоелектричних осей X . Вісь, перпендикулярну до Z і X , позначимо через Y (Рис.4.4.2). Тоді виявляється, що при розтягуванні пластинки уздовж осі X на перпендикулярних до неї гранях $ABCD$ і $EFGH$ з'являються різнойменні поляризаційні заряди. Такий п'єзоелектричний ефект називається подовжнім.

Якщо змінити знак деформації, тобто перейти від розтягування до стиснення, то і знаки поляризаційних зарядів зміняться на зворотні

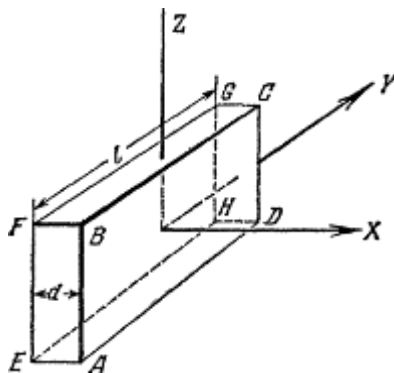


Рис. 3.4. - Кварцева пластинка, вирізана перпендикулярно до п'єзоелектричної осі

Виникнення поляризаційних зарядів певних знаків при даному типі деформації (розтягування або відповідно стиснення) показує, що кінці осей X нерівноправні, і осям X можна приписати певні напрями. Це значить, що при даній деформації знак заряду залежить від того, чи направлена вісь X по зовнішній нормалі до грані або по внутрішній. Такі осі з нерівноправними кінцями отримали назву полярних осей. На відміну від полярних осей X_1 , X_2 , X_3 , кінці осі Z абсолютно рівноправні вона є неполярною віссю.

Нерівноправність кінців полярної осі виявляється, звичайно, не тільки в п'єзоелектричному ефекті, але і в інших явищах. Так, наприклад, швидкість хімічного труїть граней, розташованих у різних кінців полярної осі, виявляється різною і що виходять при цьому фігури труїть відрізняються один від одного.

Разом з повздовжнім п'єзоелектричним ефектом існує також поперечний п'єзоелектричний ефект. Він полягає в тому, що при стисненні або розтягуванні уздовж осі Y виникає поляризація уздовж осі X і на тих же гранях $ABCD$ і $EFGH$ з'являються поляризаційні заряди. При цьому виявляється, що знаки зарядів на кожній грані при стисненні у вздовж Y (в поперечному ефекті) такі ж, як при розтягуванні у вздовж X (в повздовжньому ефекті).

П'єзоелектричний ефект пояснюється таким чином. В іонних кристалах внаслідок не збігу центрів позитивних і негативних іонів є електричний момент і у відсутність зовнішнього електричного поля. Проте ця поляризація звичайно не

виявляється, оскільки вона компенсується зарядами на поверхні. При деформації кристала позитивні і негативні іони решіток зміщуються один щодо одного, і тому, взагалі кажучи, змінюється електричний момент кристала. Ця зміна електричного моменту і виявляється в п'єзоелектричному ефекті.

На рис. 3.5 схематично показані проекції позитивних іонів Si (заштриховані кулі) і проекції негативних іонів (світлі кулі) в площині, перпендикулярній до осі Z. Цей малюнок не відповідає фактичній конфігурації іонів в елементарному осередку кварцу, в якому іони не лежать в одній площині, а їх число більше показаного. Він, проте, правильно передає симетрію взаємного розташування іонів, що вже достатньо для якісного пояснення.

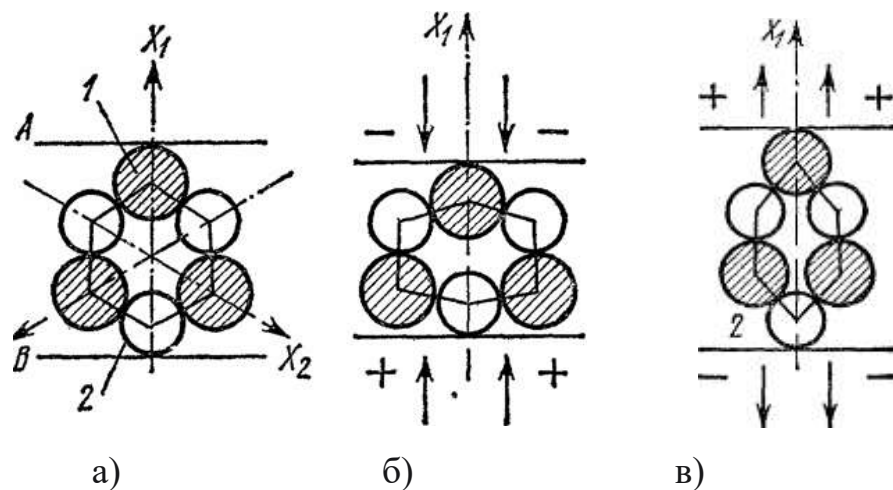


Рис. 3.5 - До пояснення п'єзоелектричного ефекту

Рис. 3.5 а) відповідає недеформованому кристалу. На грані А, перпендикулярної до осі X_1 , є виступаючі позитивні заряди, а на паралельній їй грані В – виступаючі негативні заряди. При стисненні уздовж осі X_1 елементарний осередок деформується. При цьому позитивний іон 1 і негативний іон 2 “вдавлюються” всередину осередку, отчого виступаючі заряди (позитивний на площині А і негативний на площині В) зменшуються, що еквівалентно появи негативного заряду на площині А і позитивного заряду на площині В. При розтягуванні уздовж осі X_1 має місце зворотне: іони 1 і 2 “виштовхуються” з осередку. Тому на грані А виникає додатковий позитивний заряд, а на грані В – негативний заряд.

3.3.2 Принцип зворотного п'єзоелектричного ефекту

Разом з п'єзоелектричним ефектом існує і зворотне йому явище: в п'єзоелектричних кристалах виникнення поляризації супроводжується механічними деформаціями. Тому, якщо на металеві обкладання, закріплені на кристалі, подати електричну напругу, то кристал під дією поля поляризується і деформується.

Легко бачити, що необхідність існування зворотного п'єзоефекту виходить із закону збереження енергії і факту існування прямого ефекту. Розглянемо п'єзоелектричну пластинку і припустимо, що ми стискаємо її зовнішніми силами F . Якби п'єзоефекту не було, то робота зовнішніх сил дорівнювала б потенційній енергії пружно деформованої пластинки. За наявності п'єзоефекту на пластинці з'являються заряди і виникає електричне поле, яке містить в собі додаткову енергію. За законом збереження енергії звідси витікає, що при стисненні п'єзоелектричної пластинки здійснюється велика робота, а значить, в ній виникають додаткові сили F_1 , протидіючі стисненню. Це і є сили зворотного п'єзоефекту. З приведених міркувань витікає зв'язок між знаками обох ефектів. Якщо в обох випадках знаки зарядів на гранях однакові, то знаки деформацій різні. Якщо при стисненні пластинки на гранях з'являються заряди, вказані на рис. 3.6, то при створенні такої ж поляризації зовнішнім полем пластинка розтягуватиметься.

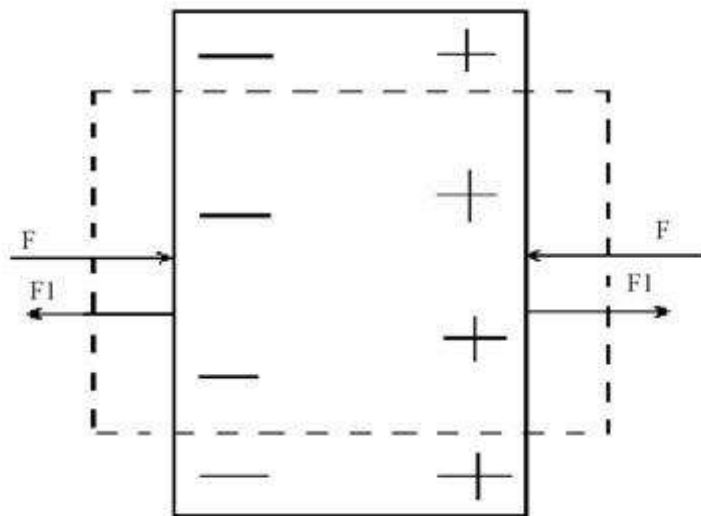


Рис. 3.6 - Зв'язок прямого і зворотного п'єзоелектричних ефектів

Зворотний п'єзоелектричний ефект має зовнішню схожість з електрострикцією. Проте обидва ці явища різні. П'єзоефект залежить від напрямку поля і при зміні напрямку останнього на протилежну змінює знак. Електрострикція ж не залежить від напрямку поля. П'єзоефект спостерігається тільки в деяких кристалах, що не володіють центром симетрії. Електрострикція має місце у всіх діелектриках як твердих, так і рідких.

Якщо пластинка закріплена і деформуватися не може, то при створенні електричного поля в ній з'явиться додаткова механічна напруга.

П'єзоелектричний ефект (прямою і зворотний) широко застосовується для пристрою різних електромеханічних перетворювачів. Для цього іноді використовують складові п'єзоелементи, призначені для здійснення деформацій різного типу.

На рис. 3.7 показаний подвійний п'єзоелемент (складений з двох пластинок), що працює на стиснення. Пластинки вирізані з кристала таким чином, що вони одночасно або стискаються, або розтягуються. Якщо, навпаки, стискати або розтягувати такий п'єзоелемент зовнішніми силами, то між його обкладаннями з'являється напруга. З'єднання пластинок в цьому п'єзоелементі відповідає паралельному з'єднанню конденсаторів.

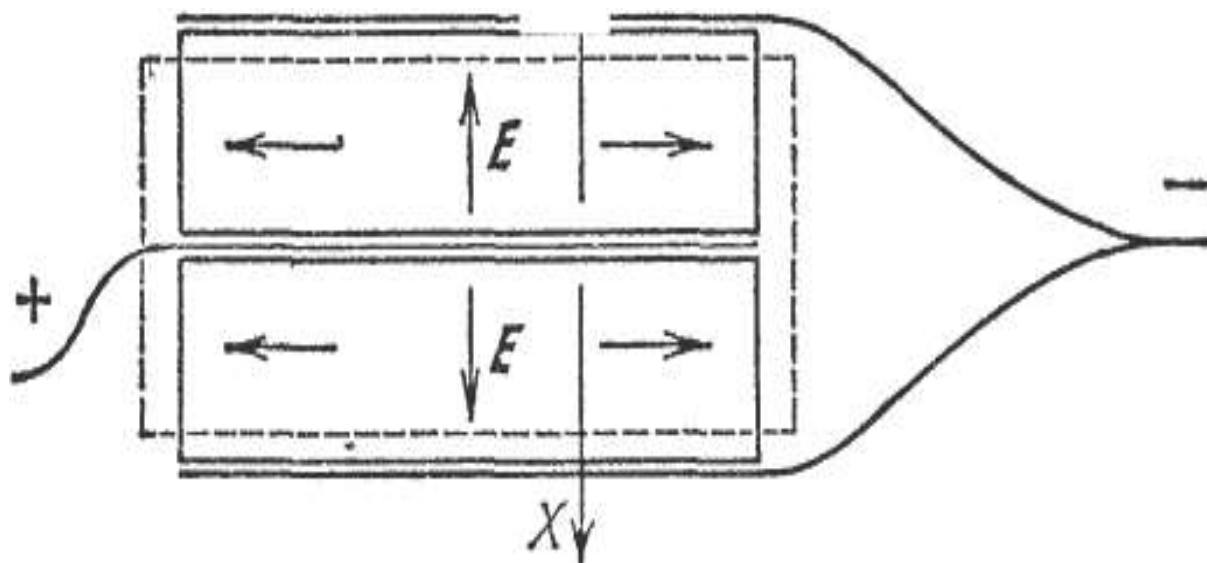


Рис. 3.7 - Подвійний п'єзоелемент, що працює на стиснення.

3.4 Розрахунок параметрів паливної апаратури

3.4.1 Початкові дані для розрахунку:

Ефективна потужність, в кВт	$P_e = 850$
Діаметр циліндру, в м	$D = 0.26$
Хід поршня, в м	$S = 0.34$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12.5$
Частота обертання колінчастого валу, в хв^{-1}	$n_H = 750$
Число циліндрів	$i = 6$
Тактність двигунів	$\tau = 4$
Номінальна питома ефективна витрата палива, в $\text{г}/(\text{кВт год})$	$b_e = 211$
Доля впорскнутого палива	$\delta_{\text{ВП}} = 1$
Коефіцієнт наповнення	$\eta_V = 0.945$
Кількість форсунок	$i_{\text{ф}} = 6$
Кут початку впрыскування, в $^{\circ}$ п.к.в.	$\varphi_{\text{ВП}} = 25$
Кутова тривлість впрыскування, в $^{\circ}$ п.к.в.	$\Delta\varphi_B = 35$
Робочий тиск в акумуляторі Common Rail, в МПа	$p_{\text{ac}} = 100$
Густина палива, в $\text{кг}/\text{м}^3$	$\rho_{\text{П}} = 860$
Крок зміни частоти обертання, в хв^{-1}	$\Delta n = 200$
Тиск навколишнього середовища, в Па	$p_a = 101300$
Температура навколишнього середовища, в К	$T_a = 293$
Кривошипно-шатунне відношення	$\lambda_{\text{кр}} = 0.256$
Показник політропи стиску,	$n_c = 1.374$
Тиск кінця впуску, в Па	$p_d = 5590542$
Максимальний тиск згоряння, в Па	$p_Z = 8385813$

3.4.2 Визначення додаткових величин розрахунку

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \cdot 0.26^2}{4} \cdot 0.34 = 0.018$$

Об'єм камери стиску, в м³

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{0.018}{12.5 - 1} = 1.57 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_h + V_c = 0.018 + 1.57 \times 10^{-3} = 0.02$$

Літраж двигуна, в м³

$$V_{st} = V_h \cdot i = 0.018 \cdot 6 = 0.108 \text{ або в літрах } V_{st} \cdot 1000 = 108.31$$

Густина робочого тіла за початкових умов, в кг / м³

$$\rho_0 = \frac{p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

де $R_{\Pi} = 287.4$ кДж/(кг К) - універсальна газова стала для повітря;

$$\rho_0 = \frac{p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{1.013 \times 10^5}{287.4 \cdot 293} = 1.203$$

3.4.3 Визначення загальних параметрів системи CR:

Циклова порція дизельного палива з урахуванням запальної дози, в г/цикл

$$b_{\Pi} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot \delta_{\text{ВП}}}{120 \cdot n_H \cdot i}$$

$$b_{\Pi} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot \delta_{\text{ВП}}}{120 \cdot n_H \cdot i} = \frac{211 \cdot 850 \cdot 4}{120 \cdot 750 \cdot 6} = 1.329$$

Об'ємна циклова порція дизельного палива, мм³/цикл

$$V_{\Pi} = \frac{b_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot 10^6 \cdot \delta_{\text{ВП}}}{120 \cdot n_H \cdot i \cdot \rho_{\Pi}} = \frac{211 \cdot 850 \cdot 4 \cdot 10^6}{120 \cdot 750 \cdot 6 \cdot 860} = 1.545 \times 10^3$$

3.4.4 Визначення параметрів акумулятору палива

Максимальна сумарно циклова об'ємна витрата палива, в мм³

$$V_{ц.з} = V_{ц.} \cdot \frac{i}{\delta_{вп}} = 1.545 \times 10^3 \cdot \frac{6}{1} = 9.269 \times 10^3$$

Робочий об'єм внутрішньої порожнини акумулятору, з урахуванням по запасу палива та необхідності стабілізації хвилових процесів, в мм³

$$V_{ac} = V_{ц.з} \cdot \kappa_3$$

де $\kappa_3 = 60$ - коефіцієнт запасу по об'єму;

$$V'_{ac} = V_{ц.з} \cdot \kappa_3 = 9268.734 \cdot 60 = 556124.031$$

Приймаємо внутрішній діаметр порожнини акумулятору рівним, в мм

$$d_{ac} = 35$$

Тоді, довжина внутрішньої порожнини акумулятору, в мм

$$l'_{ac} = \frac{4 \cdot V'_{ac}}{\pi \cdot d_{ac}^2} = \frac{4 \cdot 5561 \times 10^5}{\pi \cdot 35^2} = 578.024$$

Приймаємо довжину внутрішньої порожнини акумулятору рівною, в мм

$$l_{ac} = 600$$

Внутрішній об'єм палива в акумуляторі, після його накопичення під великим тиском, в мм³

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 - \beta_p \cdot dp)$$

де $dp = p_{ac} = 100$ МПа - перепад тиску у внутрішній порожнині акумулятору

$E_p = 1275$ МПа - модуль об'ємної пружності дизельного палива;

$\beta_p = \frac{1}{E_p} = 7.843 \times 10^{-4}$ 1/МПа - коефіцієнт стиснення дизельного палива;

$$V_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 - \beta_p \cdot dp) = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} \cdot 600 \cdot (1 - 0.001 \cdot 100) = 531991.756$$

Внутрішній об'єм в акумуляторі палива, що вивільнився внаслідок стис-
кання палива, в мм³

$$dV_p = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - V_p = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} \cdot 600 - 5.32 \times 10^5 = 4.528 \times 10^4$$

Об'єм палива в акумуляторі, після нагрівання палива, в мм³

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt)$$

де $dt = 15$ °C - загальний підігрів палива в системі

$\beta_t = 0.000831$ 1/°C - коефіцієнт температурного розширення дизельного палива;

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} \cdot (1 + \beta_t \cdot dt) = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} \cdot 600 \cdot (1 + 0.001 \cdot 15) = 584463.291$$

Величина збільшення об'єму палива в акумуляторі палива, внаслідок його підігріву, в мм³

$$dV_t = V_t - \frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} = 5.845 \times 10^5 - \frac{\pi \cdot 35^2}{4} \cdot 600 = 7.196 \times 10^3$$

Дійсний об'єм палива в порожнині паливного акумулятору склав, в мм³

$$V_{ac.д} = \left[\frac{\pi \cdot d_{ac}^2}{4} \cdot l_{ac} - \sum \left(\frac{dV_p}{dV_t} \right) \right] = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} \cdot 600 - \sum \left(\frac{45275.89}{7195.64} \right) = 524796.11$$

Розрахунок параметрів міцності акумулятору

Розрахункова товщина стінки акумулятору, в мм

$$\delta_{ст.ас} = \frac{1}{2} \cdot d_{ac} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{ac}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{ac}}} - 1 \right)$$

де $\sigma_z = 196$ МПа - допустиме напруження на розтягування;

$$\delta_{ст.ас} = \frac{1}{2} \cdot d_{ac} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma_z + 0.4 \cdot p_{ac}}{\sigma_z - 1.3 \cdot p_{ac}}} - 1 \right) = \frac{1}{2} \cdot 35 \cdot \left(\sqrt{\frac{196 + 0.4 \cdot 100}{196 - 1.3 \cdot 100}} - 1 \right) = 15.592$$

Виходячи з необхідності забезпечення потрібного запасу міцності та довговічності роботи акумулятору товщина його стінки буде дорівнювати:

$$\delta'_{ас.р} = \delta_{ст.ас} \cdot n_{\sigma.ас}$$

де $n_{\sigma.ac} = 1.35$ - передбачений запас міцності;

$$\delta'_{ac.p} = \delta_{ст.ас} \cdot n_{\sigma.ac} = 15.592 \cdot 1.35 = 21.049$$

Приймаємо робочу товщину стінки циліндру, в мм

$$\delta_{г.пр} = 12$$

Напруження розтягування в стінці акумулятору, від дії максимального тиску палива, в МПа

$$\sigma_p = \frac{p_{ac} \cdot d_{ac}}{2 \cdot \delta_{г.пр}} = \frac{100 \cdot 35}{2 \cdot 12} = 145.833$$

Температурні напруження в стінці акумулятору, в МПа

$$\sigma_t = \frac{(E \cdot \alpha_{ц} \cdot \Delta T)}{[2 \cdot (1 - \mu)]}$$

де $\Delta T = 5$ К - перепад температури по стінці акумулятору;

$\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення;

$E = 1.0 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності матеріалу;

$\mu = 0.25$ - коефіцієнт Пуассона;

$$\sigma_t = \frac{(E \cdot \alpha_{ц} \cdot \Delta T)}{[2 \cdot (1 - \mu)]} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 5}{2 \cdot (1 - 0.25)} = 3.667$$

Сумарні напруження в стінці акумулятору від робочого тиску палива газів та перепаду температур, в МПа

на зовнішній поверхні

$$\sigma'_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_t = 145.833 + 3.667 = 149.5$$

на внутрішній поверхні

$$\sigma''_{\Sigma} = \sigma_p - \sigma_t = 145.833 - 3.667 = 142.167$$

3.4.5 Визначення параметрів паливо-підкачувального насосу

Об'єм палива що приходить на закачування однією секцією, в мм³

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ac.d}}{i_{c.H}}$$

де $i_{c.H} = 1$ - кількість секцій паливного насосу;

$$V_{ac.i} = \frac{V_{ц.з}}{i_{c.H}} = \frac{9.269 \times 10^3}{1} = 9.269 \times 10^3$$

Розрахунковий діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{ac.i}}{\pi \cdot k_{sd}}}$$

де $k_{sd} = 1.25$ - відношення ходу плунжера, до його діаметра

$$d_{п.р} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{ac.i}}{\pi \cdot k_{sd}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 9268.734}{\pi \cdot 1.25}} = 21.135$$

Тоді приймаємо діаметр плунжера, в мм

$$d_{п.пр} = 22$$

Відповідно хід плунжера, в мм

$$s_{п.р} = d_{п.пр} \cdot k_{sd} = 22 \cdot 1.25 = 27.5$$

Розрахункова площа плунжера, в мм²

$$f_{п} = \frac{\pi \cdot d_{п.пр}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 22^2}{4} = 380.133$$

Активний хід плунжера, в мм

$$s_{п.а} = \frac{V_{ac.i}}{\eta_H \cdot f_{п}}$$

де $\eta_H = 0.92$ - коефіцієнт подачі плунжерного насоса;

$$s_{п.а} = \frac{V_{ac.i}}{\eta_H \cdot f_{п}} = \frac{9.269 \times 10^3}{0.92 \cdot 380.133} = 26.503$$

Відповідно приймаємо хід плунжера, в мм $s_{п.пр} = 22$

3.4.6 Визначення параметрів впорскування палива через форсунку

Функція відносного переміщення поршня

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

Величина поточного значення надпоршневого простору, в м³

$$V_{\Pi}(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_h \cdot \sigma(\varphi)$$

Кут початку впорску палива, в ° п.к.в.

$$\varphi'_{ВП} = 360 - \varphi_{ВП} = 360 - 25 = 335$$

Що відповідає поточному значенню надпоршневого простору, в м³

$$V_{\Pi}(\varphi'_{ВП}) = 0.00262$$

Кут кінця впорску палива, в ° п.к.в.

$$\varphi''_{ВП} = 360 - (\varphi_{ВП} - \Delta\varphi_B) = 360 - (25 - 35) = 370$$

Що відповідає поточному значенню надпоршневого простору, в м³

$$V_{\Pi}(\varphi''_{ВП}) = 0.00174$$

Тиск в циліндрі на момент початок впорску палива, в Па

$$p'_c = p_d \cdot \left(\frac{V_a}{V_{\Pi}(\varphi'_{ВП})}\right)^{n_c} = 5590542 \cdot \left(\frac{0.02}{0.003}\right)^{1.374} = 88823925.175$$

Середній тиск в циліндрі, під час впорску палива, в Па

$$p_{c.cp} = \frac{p'_c + p_z}{2} = \frac{88823925.175 + 8385813}{2} = 48604869.087$$

Перепад тиску між паливною системою та порожниною циліндру, в Па

$$\Delta p_{\Pi} = p_{ac} \cdot 10^6 - p_{c.cp} = 100 \cdot 10^6 - 48604869.087 = 51395130.913$$

Середня швидкість витікання палива із форсунки, в м/с

$$w_{\Phi} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{\Pi})}{\rho_{\Pi}}}$$

де $\psi = 0.71$ - коефіцієнт місцевит втрат;

$$w_{\Phi} = \psi \cdot \sqrt{\frac{(2 \cdot 9.81 \cdot \Delta p_{\Pi})}{\rho_{\Pi}}} = 0.71 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9.81 \cdot 51395130.913}{860}} = 768.811$$

Площа соплового отвору форсунки для подачі палива, в мм²

$$f_{c.o} = \frac{\pi \cdot d_{c.o}^2}{4}$$

де $d_{c.o} = 0.250$ мм - діаметр соплового отвору форсунки;

$$f_{c.o} = \frac{\pi \cdot d_{c.o}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} = 0.049$$

Сумарна площа соплових отворів розпилювача форсунки, в мм²

$$f_{p.max} = f_{c.o} \cdot i_{o.\Phi}$$

де $i_{o.\Phi} = 6$ - кількість соплових отворів форсунки;

$$f_{p.max} = f_{c.o} \cdot i_{o.\Phi} = 0.049 \cdot 6 = 0.295$$

Часова тривалість впорску циклової порції палива, в с

$$\tau_{\Pi.\Pi} = \frac{V_{\Pi} \cdot 10^{-3}}{\mu_{отв} \cdot w_{\Phi} \cdot f_{p.max}}$$

де $\mu_{отв} = 0.85$ - коефіцієнт витрати через сопловий отвір форсунки;

$$\tau_{\Pi.\Pi} = \frac{V_{\Pi} \cdot 10^{-3}}{\mu_{отв} \cdot w_{\Phi} \cdot f_{p.max}} = \frac{1544.789 \cdot 10^{-3}}{0.85 \cdot 768.811 \cdot 0.295} = 0.008$$

Фазова тривалість одного робочого електронного імпульсу впорску палива через форсунку, в °

$$\Delta \varphi_B = \frac{\tau_{\Pi.\Pi} \cdot 360 \cdot n_H}{\tau \cdot 30} = \frac{8.026 \times 10^{-3} \cdot 360 \cdot 750}{4 \cdot 30} = 18.059$$

4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

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

Безпека людини на виробництві залежить від багатьох факторів. Вона визначається відповідальністю та кваліфікацією робітників управління.

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

Вентиляція

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

Відповідно до СНІПа 2498-81, температура повітря у машинному відділенні (МВ) повинна знаходитися у межах 19-25°C. Відносна вологість повітря повинна становити 40÷60 % .

З метою забезпечення подальших умов на судні налаштована система пожежно-витяжної вентиляції, що забезпечує 30÷50 кратний обмін повітря, при швидкості руху вентиляційного повітря 2÷4 м/с. Повітря, що подається по МВ у зимовий час, підігрівається, можлива різниця температур повітря, що подається до приміщення з температурою у приміщенні не більше, ніж 5°C.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		69

З метою ліквідації проникнення у повітря шкідливих речовин, виконується герметизація обладнання, компресорів, насосів, газовипускних трактів.

Освітлення.

Неправильне обладнання робочих місць, погане освітлення, знижує безпеку робочих та екіпажу судна. Освітлення на судні ділиться на: основне, аварійне, переносне. При основному освітленні застосовується напруга 220 В. Згідно до норм допускається мінімальне освітлення у МВ 50 лк, а у ЦПУ 75 лк. Аварійне освітлення повинно створювати освітлення не менш ніж 50% основного. Систему загального освітлення доцільно здійснювати двома засобами: розподілом рівномірного світильниками, що створюють освітлення переважно у горизонтальній площині, та локалізовано розміщеними світильниками.

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

Пожежна безпека.

У зв'язку з тим, що на судні будуть використовуватись палива та горючі матеріали, необхідно виконувати всі вимоги пожежної безпеки у машинному відділенні. Крім того необхідно також забезпечити пов'язані з цим заходи, такі як інструктаж робочого персоналу та встановлення необхідного допоміжного обладнання.

Можливі причини пожеж у МВ судна:

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

Засоби профілактики та активного пожежного захисту у МВ судна:

- легкозайmistі матеріали, конструкцій покривають вогнестійкими фарбами;
- надійно ізолюють електропроводку;
- заборонено користування відкритого вогнища У МВ;
- періодична перевірка електропроводки;
- оснащення приміщень системами ліквідації пожеж;

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

- установка у МВ протипожежної сигналізації, сигнального освітлення та попереджувальну сигналізацію.

Аварійні витоки .

Експлуатація двигуна пов'язана з широким застосуванням:

- паливно-змащувальних речовин;
- лакофарбних покриттів;
- горючих та спалахо-небезпечних газів.

У зв'язку з цим, необхідно передбачити конструктивні та організаційні міри захисту від пожеж та вибухів у МВ.

Необхідно слідкувати за відсутністю підтікання палива й мастила на двигуні та трубопроводах, підтікання повинні бути лаконізовані.

Паливні трубопроводи не повинні бути прокладені над двигуном. Для попередження вибухів у картері повинні бути установлені запобіжні клапани. Необхідно передбачити наявність поблизу двигуна вогнегасника.

Безпека устаткування працюючих під тиском.

На судні під тиском знаходяться повітря, водяний пар які, зберігаються у сосудах та трубопроводах. Аварії таких судів можуть викликати руйнування, вибух, травмування членів екіпажу.

Причиною аварій можуть бути:

- відсутність, чи несправність, запобіжних клапанів,
- дефекти при ізолюванні, монтажі або ремонті,
- знос стінок труб.

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

- корпус судів повинні мати міцні лапи для кріплення до судових фундаментів;
- кожний суд повинен мати пристрій продувки, запобіжний клапан, лази для огляду внутрішньої поверхні (якщо дозволять розміри);
- зварні шви повинні бути тільки стикові;

тиск при випробуванні на міцність судів.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

$P_{\text{випр}} = 1,5 P_{\text{роб}}$, при $P_{\text{роб}} \leq 0,5 \text{ МПа}$

$P_{\text{випр}} = 1,25 P_{\text{роб}}$, при $P_{\text{роб}} > 0,5 \text{ МПа}$

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном.

При проектуванні двигуна важливе значення приділяють рішенням питань охорони праці та навколишнього середовища, так як двигун є одним із джерел небезпечних і шкідливих виробничих факторів, а також джерелом забруднення навколишнього середовища і по багатьом аспектам має пряме відношення до проблем захисту природи.

В спроектованому двигуні небезпечними і шкідливими факторами згідно ГОСТ 12.003-74, є деталі і вузли які рухаються, паливо і вихлопні гази, які містять шкідливі речовини. Державними стандартами та санітарними нормами викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище, димність відпрацьованих газів, безпечність роботи двигуна. Для контролю за роботою двигуна і станом параметрів установлені такі прилади:

- манометри : - масла на вході в двигун і до фільтра, циркуляційної води, повітря після турбокомпресора, палива на вході в двигун;
- термометри: - води яка виході з двигуна і масла, яке поступає в двигун;
- системи для вимірювання температури випускних газів на виході із кожного циліндру, перед турбокомпресором і за турбокомпресором.
- тахометр-частоти обертання колінчастого валу.

Для безпеки обслуговування двигуна, всі обертаючі частини мають захисні щитки, люки, огороження. Найбільш теплонапружені деталі і зони двигуна мають додаткове охолодження, а випускний колектор ізольований азбестовим шнуром.

4.3 Заходи для зниження рівня шуму та вібрації спроектованого двигуна.

Шум та вібрація

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

Ці шкідливі фактори негативно впливають на організм людини, псує його нервову систему, підвищуючи дратівливість. У МВ основним джерелом шуму є механізм та агрегати, які мають частини, що рухаються.

Вони викликають вібрацію й аеродинамічні збурювання. До них відносяться: головний двигун, дизель – генератор, система вентиляції та інші допоміжні механізми. У якості допустимих величин рівний шуму у МВ судна, встановлені рівні широкополосного шуму на робочих місцях по ДСТУ 12.1.003 – 96, що наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Параметри шуму

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

Рівні зовнішнього шуму проектного двигуна приблизно визначаються по формулі:

$$L = \left[54 + 101g(n_n \cdot P_e^{0,55}) + 301g\left(\frac{n}{n_n}\right) \right], \text{дБ}$$

$$L = \left[54 + 101g(750 \cdot 850^{0,55}) + 301g\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 72.4, \text{дБ}$$

де: $n_n = 750$ - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹

$n = 750$ - робоча частота обертання колінчастого валу, хв.⁻¹;

$P_e = 850$ - номінальна потужність, кВт

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

Таблиця 7.2 Рівні звукового тиску

Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску дБ	109	99	92	86	83	80	76

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

При експлуатації двигуна рівень вібрації згідно ГОСТ 12.1.012-90 не повинен перевищувати значення, які приведені в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 Санітарні норми вібраційного навантаження

Середньо геометричні частоти октавних смуг Гц	6,3	20,0	31,5	40	50	63	80
Рівні вібрації по прискоренню д Б	95	103	107	109	111	113	115

Рівень вібрації приблизно визначається з формули:

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

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 850^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 850}{21900} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{21900}{850}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 85,024 \text{ дБ}$$

де: M = 21900кг - маса двигуна;

Заходи щодо зниження шуму та вібрації.

Шум та вібрація двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у МВ, зменшують продуктивність праці, притупляють увагу.

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

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

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм, є використання індивідуальних засобів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін, з яких проводиться управління двигуном. Засоби індивідуального захисту, в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 12-20 ДБ.

Для зниження рівня шуму двигуна використовують наступні рішення:

- в систему випуску встановлюється глушник-іскрогасник;
- повітря в дизель потрапляє через глушник-очисник;
- весь двигун, в цілому, закапотовано, щоб знизити шум від механізму газорозподілу і ЦПГ;
- всі поверхні тертя мають мати високий клас точності обробки і якісне мащення;
- при використанні стаціонарного двигуна, пульт керування виносять за межі приміщення.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		75

4.4 Захист навколишнього середовища.

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

Джерела забруднення біосфери при експлуатації СЕУ.

Якісні і кількісні показники забруднення біосфери визначаються типом і потужністю СЕУ, сортом палива і т.д. Основні джерела забруднення біосфери, при експлуатації СЕУ, розглянуті нижче.

При роботі СЕУ в атмосферу викидаються випускні гази головних та допоміжних двигунів і котлів, токсичність яких визначається сортом палива і умовами його згорання.

Так, застосування важких сірчистих палив сприяє зменшенню експлуатаційних витрат на паливо, але при цьому підвищується забруднення НС сірчистим і сірчанам ангідридом, збільшуються знос і число відмов СЕУ. В результаті досліджень, в випускних газах, було знайдено близько 200 різних складових, які гігієністами діляться на сім груп. Випускні гази сприяють задимленню атмосфери, чорний колір їм додають сажа і зола. Коптіння, окрім забруднення біосфери, погіршує видимість.

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

В результаті поломок і аварій установок систем кондиціонування повітря і рефрижерацій мають місце витoki хладагентів в атмосферу. Хладагенти є галогеновмісні вуглеводні і називаються хладагентами. Вони застосовуються також в суднових системах пожежогасіння.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		76

5.ТЕХНІКО – ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

5.1 Обґрунтування заміни палива.

Сьогодні спостерігається різкі стрибки на ринку палив отриманих з нафти. Як наслідок це відображається на кінцевому продукті нафтопереробки. При цьому, об'єми здобичі і переробки нафти в країні за останні роки знижувалися.

Основним джерелом нафтопродуктів є імпорт з країн сусідів. Для збереження сьогоденішнього рівня здобичі потрібно істотні капіталовкладення в нафтогазову галузь.

Порівняльний аналіз витрат на моторне паливо, ще раз доводить доцільність переводу дизеля 6ЧН 26/34 на важкі види палива, і зокрема на використання флотського мазуту марки Ф-5.

Розрахунок собівартості і ціни спроектованого двигуна доцільно виконувати, виходячи із структури витрат на заводі-виробнику двигуна-прототипу з урахуванням змін, пов'язаних з ухваленням технічних рішень по його доопрацюванню.

5.2 Соціальний ефект.

Соціальний ефект від запропонованого рішення полягає в тому, що за рахунок запропонованого конструкторського рішення є зниження питомої витрати палива. Це в підсумку за звітний період дасть сумарний накопичувальний економічний ефект, що в свою чергу призведе до зменшення викиду токсичних речовин з відпрацьованими газами двигуна, при збереженні необхідних технічних показників. Як наслідок цього буде зменшено шкідливий вплив від токсичних компонентів що містяться у відпрацьованих газах на людину, так і на навколишнє середовище. Це дасть можливість зберегти матеріальні ресурси в майбутньому і природу.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		77

Фактично відпрацьований час за місяць, год.

$$\Phi_{\text{міс}} = K_{\text{д.м}} \cdot K_{\text{г.з}} \cdot K_{\text{р.з}}$$

де $K_{\text{д.м}} = 22$ - робочих днів в місяці;

$K_{\text{г.з}} = 8$ год - кількість годин за зміну;

$K_{\text{р.з}} = 1$ - кількість робочих змін;

$$\Phi_{\text{міс}} = K_{\text{д.м}} \cdot K_{\text{г.з}} \cdot K_{\text{р.з}} = 22 \cdot 8 = 176$$

Розрахунок основної заробітної плати одного робітника, грн.

$$\text{ЗП}_{\text{пог}} = \Phi_{\text{міс}} \cdot C_{\text{г}}$$

де $C_{\text{г}}$ - годинна тарифна ставка робітника відповідно розряду;

$C_{\text{г.2}} = 13.60$ грн/год - тарифна ставка робітника II-го розряду;

$C_{\text{г.3}} = 14.50$ грн/год - тарифна ставка робітника III-го розряду;

$C_{\text{г.4}} = 15.42$ грн/год - тарифна ставка робітника IV-го розряду;

Розрахунок основної заробітної плати одного робітника згідно тарифу, грн.

$$\text{ЗП}_{\text{пог.2}} = \Phi_{\text{міс}} \cdot C_{\text{г.2}} = 176 \cdot 13.6 = 2393.6$$

$$\text{ЗП}_{\text{пог.3}} = \Phi_{\text{міс}} \cdot C_{\text{г.3}} = 176 \cdot 14.5 = 2552$$

$$\text{ЗП}_{\text{пог.4}} = \Phi_{\text{міс}} \cdot C_{\text{г.4}} = 176 \cdot 15.42 = 2713.92$$

Розрахунок додаткової заробітної плати одного робітника згідно тарифу, грн.

$$\text{ДЗП} = \text{ЗП}_{\text{пог}} \cdot K_{\text{допл}}$$

де $K_{\text{допл}} = 0.2$ - коефіцієнт доплат;

$$\text{ДЗП}_2 = \text{ЗП}_{\text{пог.2}} \cdot K_{\text{допл}} = 2393.6 \cdot 0.2 = 478.72$$

$$\text{ДЗП}_3 = \text{ЗП}_{\text{пог.3}} \cdot K_{\text{допл}} = 2552 \cdot 0.2 = 510.4$$

$$\text{ДЗП}_4 = \text{ЗП}_{\text{пог.4}} \cdot K_{\text{допл}} = 2713.92 \cdot 0.2 = 542.784$$

5.3 Економічний ефект

Економічний ефект визначається як економія, яка досягається при впровадженні результатів розробки за призначенням і виражається в грошових одиницях вимірювання, одиницях часу або одиницях, використовуваних для вимірювання певних видів ресурсів (матеріальних, трудових, енергетичних і ін.).

Розрахунок економічної ефективності, грн.

Річна продуктивність, кВт рік.

$$N = K_{\Pi} \cdot P_e \cdot t$$

де $K_{\Pi} = 0.75$ - коефіцієнт використання потужності;

$P_{e.б} = 800$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна-прототипа;

$P_{e.c} = 850$ кВт - номінальна ефективна потужність спроектованого двигуна;

$t = 8000$ год - кількість годин роботи на рік;

$$N_{б} = K_{\Pi} \cdot P_{e.б} \cdot t = 0.75 \cdot 800 \cdot 8000 = 4800000$$

$$N_c = K_{\Pi} \cdot P_{e.c} \cdot t = 0.75 \cdot 850 \cdot 8000 = 5100000$$

Річні поточні витрати на паливе, грн.

$$З_{\text{пал}} = P_e \cdot b_e \cdot t$$

де b_e - питома ефективна витрата палива;

$b_{e.б} = 0.218$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива двигуна-прототипа;

$b_{e.c} = 0.211$ кВт - питома ефективна витрата палива спроектованого двигуна;

$$З_{\text{пал.б}} = N_{б} \cdot b_{e.б} \cdot Ц_{\Pi} = 4800000 \cdot 0.218 \cdot 26.8 = 28043520$$

$$З_{\text{пал.c}} = N_c \cdot b_{e.c} \cdot Ц_{\Pi} = 5100000 \cdot 0.211 \cdot 26.8 = 28839480$$

Річні поточні витрати на масло, грн.

$$З_{\text{м}} = P_e \cdot b_{\text{м}} \cdot t$$

де b_e - питома ефективна витрата палива;

$b_{м.б} = 0.004$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата масла на угар двигуна-прототипа;

$b_{м.с} = 0.004$ кВт - питома ефективна витрата масла на угар спроектованого двигуна;

$$З_{м.б} = N_{б} \cdot b_{м.б} \cdot Ц_{м} = 4800000 \cdot 0.004 \cdot 30.5 = 585600$$

$$З_{м.с} = N_{с} \cdot b_{м.с} \cdot Ц_{м} = 5100000 \cdot 0.004 \cdot 30.5 = 622200$$

Річні поточні витрати на поточний ремонт, грн.

$$З_{п.р} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}$$

де $b = 0.05$ - коефіцієнт частини вартості роботи

$Ц_{б} = 5200000$ грн - вартість базового двигуна;

$Ц_{с} = 5500000$ грн - вартість спроектованого двигуна;

$t_{пер} = 15000$ год - ресурс до першого перебирання;

$$З_{п.р.б} = \frac{b \cdot t \cdot Ц_{б}}{t_{пер}} = \frac{0.05 \cdot 8000 \cdot 5200000}{15000} = 138666.667$$

$$З_{п.р.с} = \frac{b \cdot t \cdot Ц_{с}}{t_{пер}} = \frac{0.05 \cdot 8000 \cdot 5500000}{15000} = 146666.667$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт, грн.

$$З_{к.р} = \frac{K_{к.р} \cdot t \cdot Ц}{t_{к.р} \cdot \epsilon_{min}}$$

де $K_{к.р} = 0.3$ - коефіцієнт частини вартості капітального ремонту;

$t_{к.р} = 40000$ год - ресурс двигуна до капітального ремонту;

$\epsilon_{min} = 1.1$ - сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах;

$$З_{к.р.б} = \frac{K_{к.р} \cdot t \cdot Ц_{б}}{t_{к.р} \cdot \epsilon_{min}} = \frac{0.3 \cdot 8000 \cdot 5200000}{40000 \cdot 1.1} = 283636.364$$

$$З_{к.р.с} = \frac{K_{к.р} \cdot t \cdot Ц_{с}}{t_{к.р} \cdot \epsilon_{min}} = \frac{0.3 \cdot 8000 \cdot 5500000}{40000 \cdot 1.1} = 300000$$

Термін служби, років

$$T_{\bar{6}} = \frac{t_{\text{к.р}}}{t} = \frac{4 \times 10^4}{8 \times 10^3} = 5$$

$$T_c = \frac{t_{\text{к.р}}}{t} = \frac{4 \times 10^4}{8 \times 10^3} = 5$$

Річний ефект у споживача, грн.

$$E = 3_{\text{п}} + 3_{\text{м}} + 3_{\text{к.р}} + 3_{\text{п.р}}$$

$$E_{\bar{6}1} = \sum \begin{pmatrix} 3_{\text{пал.}\bar{6}} \\ 3_{\text{м.}\bar{6}} \\ 3_{\text{п.р.}\bar{6}} \\ 3_{\text{к.р.}\bar{6}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 28043520 \\ 585600 \\ 138666.667 \\ 283636.364 \end{pmatrix} = 29051423.03$$

$$E_{c1} = \sum \begin{pmatrix} 3_{\text{пал.}c} \\ 3_{\text{м.}c} \\ 3_{\text{п.р.}c} \\ 3_{\text{к.р.}c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 28839480 \\ 622200 \\ 146666.667 \\ 300000 \end{pmatrix} = 29908346.667$$

Річний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна, грн.

$$E_K = \left[\Pi_{\bar{6}} \cdot \frac{N_c}{N_{\bar{6}}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\bar{6}}} + E_{\bar{6}}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{E_{11\bar{6}} - E_{c1}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - \Pi_c$$

$$E_{11\bar{6}} = \frac{N_c}{N_{\bar{6}}} \cdot E_{1\bar{6}} = \frac{5100000}{4800000} \cdot 29051423.03 = 30867136.97$$

$E_{\bar{6}} = 0.15$ - нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності для базового двигуна;

$E_c = 0.15$ - нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності для споектованого двигуна;

$$A_{EK} = \Pi_6 \cdot \frac{N_c}{N_6} = 5200000 \cdot \frac{5100000}{4800000} = 5525000$$

$$B_{EK} = \left(\frac{\frac{1}{T_6} + E_6}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) = \frac{\frac{1}{5} + 0.15}{\frac{1}{5} + 0.15} = 1$$

$$C_{EK} = \frac{E_{116} - E_{c1}}{\frac{1}{T_c} + E_c} = \frac{30867136.97 - 29908346.667}{\frac{1}{5} + 0.15} = 2739400.866$$

$$D_{EK} = (A_{EK} \cdot B_{EK} + C_{EK}) = 5525000 + 2739400.866 = 8264400.866$$

$$E_K = D_{EK} - \Pi_c = 8264400.866 - 5500000 = 2764400.866$$

Окупність капітальних вкладень залежить від їх ефективності і виражається показником, визначуваним відношенням капітальних вкладень до одержаного економічного ефекту.

Собівартість річного об'єму продукції, в грн.

$$C = i_d \cdot C_d$$

де $i_d = 500$ шт/рік - річний об'єм продукції;

$C_d = 4300000$ грн - собівартість виготовлення нового двигуна;

$$C = i_d \cdot C_d = 500 \cdot 4300000 = 2150000000$$

Вартість річного об'єму продукції, в грн.

$$\Pi = i_d \cdot \Pi_{\Pi}$$

де $\Pi_{\Pi} = 5200000$

$$\Pi = i_d \cdot \Pi_{\Pi} = 500 \cdot 5200000 = 2600000000$$

Прибуток підприємства від впровадження новітньої розробки, грн.

$$\Pi = \Pi - C = 450000000$$

Термін окупності капітальних вкладень

$$t_{\Pi} = \frac{K_{\Pi}}{\Pi}$$

де $K_{\Pi} = 520000000$ грн. - сума капітальних вкладень

$$t_{\Pi} = \frac{K_{\Pi}}{\Pi} = 1.156$$

Проведений в даному проекті аналіз та техніко-економічні розрахунки показали доцільність виготовлення та застосування спроектованого двигуна для електростанції.

Річний економічний ефект від спроектованого двигуна, в грн $E_K = 2764401$

Строк окупності капітальних вкладень склав, в роках $t_{\Pi} = 1.156$

ВИСНОВОК

Поставлене в даній кваліфікаційній роботі завдання – підвищення ефективності суднової електростанції потужністю 850 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок вдосконалення системи подачі палива, можна вважати повністю виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність спроектованого двигуна склала $P_e = 850,2$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,025 %), але при цьому не виходить за межі допустимої похибки розрахунку потужності у 5%.

В результаті виконаних розрахунків отримано параметри робочого циклу спроектованого двигуна, які дали можливість побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму, а також обчислити величини сил та моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі. За результатами теплового розрахунку було визначено складові зовнішнього теплового балансу.

Спеціальна частина даного дипломного проекту стосувалася підвищення ефективності системи подачі палива. В результаті було обрано систему акумуляторного типу Common Rail, що покращила ефективність вприскування та розпилювання палива. Розраховані параметри форсунки та паливного акумулятора показують покращення ефективних показників дизеля. Так питома витрата палива знизилась на 2,3% у порівнянні з двигуном-прототипом.

Для спроектованого двигуна в даному проекті розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та запропоновано заходи щодо мінімізації шкідливого впливу. Розраховано кількісні та якісні параметри токсичних компонентів відпрацьованих газів. Запропоновано комплекс заходів з охорони праці, та заходів направлених на безпечну експлуатацію двигуна. Визначено рівні шумності та вібрації спроектованого двигуна, які знаходяться в допустимих межах.

Розглянуто питання що техніко-економічного обґрунтування прийнятих рішень. Так річний економічний ефект від спроектованого двигуна сягнув 2,764 млн. грн. В свою чергу термін окупності капітальних вкладень – 1,156 років.

					ПФ НУК 142.61.21.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		84

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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 напряму 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. Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов, А.Н. Помаз / Функциональные особенности и параметры системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Вестник ЮУ УрГУ. Серия "Машиностроение", 2014., Т14., №1, стр. 17 - 25

5. 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.

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

7. Система стандартів безпеки праці