

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2020 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності тепловозного двигуна, потужністю 1000 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.
Двигун-прототип: 6ЧН 26/34.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Пліш О.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри «ЕМ»
(посада, науковий ступень вчене звання)

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ЗМІСТ

	ст.
Анотація	
Вступ	4
1 Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення	5
1.1 Опис силової установки	5
1.2 Опис двигуна-прототипу	9
2. Конструкторський розділ	15
2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна	15
2.2 Розрахунок теплового балансу	26
2.3 Розрахунок індикаторної діаграми	32
2.4 Динамічний розрахунок двигуна	39
2.5 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	46
3. Розробка конструкції і розрахунок елементів паливної системи	48
3.1 Опис пропонованої системи подачі рідкого палива	48
3.2 Опис та принцип дії ПНВТ та форсунки	50
3.3 Прямий та зворотній п'єзоелектричний ефект	53
3.4 Розрахунок параметрів паливного насосу високого тиску	60
3.5 Розрахунок параметрів форсунки	62
3.6 Висновок по розділу	63
4. Охорона праці та захист навколишнього середовища	64
4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном	64
4.2 Загальні положення з охорони праці	66

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив	Пліш О				Пояснювальна записка	Лім	Лист	Листів
Перевірив	Швець І.А.						2	
Н. Контр.	Швець І.А.					ПФ НУК		
Затвердив	Нестеренко							

ВСТУП

Загальні вимоги, які пред'являються при створенні нового двигуна зводяться до забезпечення як найменшої ваги і габаритів, найбільшої економічності, найбільшої надійності і збільшення терміну служби, найбільшої простоти конструкції і дешевизни виробництва і експлуатації, безпеки і зручності обслуговування.

Одночасне задоволення цих вимог представляє значні труднощі, оскільки окремі вимоги знаходяться в деякій суперечності між собою. Таким чином, залежно від призначення двигуна у кожному окремому випадку повинно бути вирішено питання, які з перерахованих вимог є основними і яким їх виконати.

Для суднових двигунів вагові показники вже не мають такого вирішального значення, оскільки вага самого двигуна складає відносно малу частину ваги всієї установки. Проте в деяких випадках мінімальними габаритами двигуна, особливо по ширині, визначається можливість розміщення його в корпусі судна. Крім того, для судового двигуна висуваються підвищені вимоги економічності для забезпечення найбільшої дальності плавання без поповнення запасів пального, високої надійності і достатнього терміну служби при можливій простоті обслуговування.

Проте розвиток двигунобудування здійснюється не тільки шляхом створення принципово нових конструкцій, але і шляхом розвитку і поліпшення двигунів тих типів, які знаходяться у виробництві. Своєчасне та ефективне подавання палива в циліндри двигуна забезпечує система подачі палива. Робота над її вдосконаленням є і буде актуальним завданням.

Метою та завданням роботи є підвищення ефективності роботи стаціонарної електростанції, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Апробація результатів дослідження. Результати дослідження обговорювались на VI міжнародній науково-технічній конференції: «Сучасний стан та проблеми двигунобудування», що відбулася онлайн на базі національного університету кораблебудування 26-27 листопада 2020 року, та будуть викладені в матеріалах конференції після публікації збірника «Вплив початкових параметрів на вихідні показники штовхача для кулачка отриманого за методикою «Полідайн».

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						3
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис силової установки.

В дипломному проекті проектуємо дизельний двигун на базі 6ЧН 26/34 що буде встановлено на маневровий тепловоз ТЭМ2.

Тепловозом називається локомотив, у якого для тяги потягів застосований як первинна тепла машина дизель. Дизель є найважливішою частиною силової установки тепловоза. Дизель як двигун погано пристосований до тягової служби, тобто до змінних режимів роботи. Його потужність прямо пропорційна швидкості обертання валу (при незмінній подачі палива). Дизель, працюючи на постійному режимі, при максимальній швидкості обертання колінчастого валу розвиває максимальну потужність. Енергія дизеля передається рушійним колісним парам, швидкість обертання яких при русі повинна мінятися, не безпосередньо, а через спеціальні проміжні пристрої, звані передачею. На тепловозах застосовуються головним чином електрична або гідравлічна передачі.

При електричній передачі механічна енергія обертання колінчастого валу дизеля передається електрогенератору (головному генератору), який перетворює її в електричну. Електрична енергія головного генератора поступає в тягові електродвигуни, які так само, як і на електровозах, пов'язані з рушійними колісними парами і приводять їх в обертання.

На тепловозах з гідравлічною передачею енергія дизеля витрачається на привід гідравлічного насоса, що передає енергію рідині. Поступаючи в гідравлічну турбіну, рідина обертає її, а разом з нею і колісні пари тепловоза.

Дизель зі всіх теплових машин має найвищий коефіцієнт корисної дії (ККД) – 40–45%.

Застосування дизеля на тепловозі дозволило створити локомотив, що володіє високими економічними (к. к. д. тепловоза доходить до 30%) і тяговими властивостями.

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						4
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

Дизель і генератор встановлений на одній рамі і називається дизель-генераторною установкою.

Крім дизель-генераторної установки, на тепловозах з електричною передачею встановлені: двомашинний агрегат, допоміжні електричні машини, акумуляторна батарея, тягові електродвигуни і інші агрегати, які взаємодіють і управляються у багатьох випадках автоматично.

Як правило, на тепловозах застосовується постійний струм. Проте останнім часом почали застосовувати змінно-постійний струм.

Важливе місце в системі управління тепловозом займає акумуляторна батарея. Вона служить для пуску дизеля, освітлення і живлення ланцюгів управління, електродвигунів допоміжного устаткування під час стоянки дизеля. Батарея заряджається при працюючому дизелі від допоміжного генератора.

Вал якоря головного генератора через напівжорстку муфту пов'язаний з валом дизеля. Головний генератор на тепловозі виконує дві функції:

1) при пуску дизеля струм від акумуляторної батареї поступає до пускової обмотки головного генератора і він починає працювати як тяговий електродвигун, розкручуючи колінчастий вал дизеля до появи спалаху в циліндрах, після чого ланцюг струму до пускової обмотки уривається;

2) при роботі дизель-генераторної установки головний генератор виробляє струм, який по кабелях поступає до тягових електродвигунів, примушуючи обертатися їх якорі.

На валу кожного тягового електродвигуна напесована шестерня, що постійно знаходиться в зачепленні із зубчатим колесом (шестернею), насадженою на вісь колісної пари. Таким чином, обертаючий момент від тягових електродвигунів через зубчаті колеса передається до рушійних колісних пар, примушуючи їх обертатися і пересувати тепловоз.

Тепловоз ТЭМ2 – це могутній маневровий односекційний тепловоз з електричною передачею, який широко використовується по всій мережі залізниць. При зчіпній вазі 122,4 т і коефіцієнті зчеплення 0,3 тепловоз ТЭМ2 при троганні з місця і розгоні може реалізувати силу тяги до 36000 т, що дозволяє виконувати маневри

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

з поїздами вагою до 4000 т. Тепловоз ТЭМ2 може бути використаний і як локомотив потягу на другорядних ділянках. Мінімальна тривала швидкість, обмежена холодильною установкою, при силі тяги 19800кг на маневровому режимі 5км/год, а при силі тяги 9000кг на режимі потягу 15км/год.

Запаси палива, масла, води, піску забезпечують роботу локомотива на маневрах тривалий час (до 10 доби) без екіпіровки. Тепловоз може працювати на ділянках з кривими радіусом 80м. В кабіні машиніста встановлений контролер машиніста, кран машиніста і два крани допоміжного гальма, радіостанція, а також пристосування для відчеплення тепловоза від потягу з кабіни машиніста, що дозволяє виконувати маневри силами одного машиніста без помічника. В кабіні машиніста, розташований пульт управління, на якому змонтовані контролер машиніста, реверсор, крани машиніста і допоміжного гальма, панель з приладами управління окремими агрегатами, а також контрольно-вимірювальними приладами, що характеризують роботу дизель-генераторної установки і допоміжного устаткування. Напроти машиніста на стінці торця встановлений швидкомір СЛ-2, а з правої сторони радіотелефон.

З кабіни машиніста є двері у високовольтну камеру, де розташовані електричні апарати. В цій же двері зроблена шафа для зберігання одягу. Нормальна температура в кабіні машиніста підтримується калорифером, передбачені грілки для обігріву ніг машиніста і його помічника. Обігрівається і приміщення акумуляторів.

В передній частині тепловоза знаходиться холодильник (холодильна камера), який складається з шахти, двадцяти двох охолоджуючих воду (водяних) і шести охолоджуючих масло (масляних) секцій. З водяних – шість секцій призначено для води повітроохолоджувача.

Секції охолоджуються повітрям, яке при обертанні колеса вентилятора засмоктується з атмосфери і, проходячи між трубками секцій, віднімає частину тепла від них і віддається в атмосферу. Охолодження води і масла в секціях регулюється включенням і виключенням колеса вентилятора, відкриттям і закриттям верхніх і бічних жалюзі. Біля шахти холодильника розташовано два сітчатонабивних філь-

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

три тонкого очищення масла, паливо-підігрівач для підігріву палива гарячою водою, що поступає від дизеля, під час його роботи; під дахом укріплений бак для води і бак для масла.

В дизельному приміщенні розташовані масло- і паливопідкачні агрегати, фільтри для грубого очищення палива. На тепловозах останнього випуску встановлюється маслоочисний відцентровий фільтр.

Устаткування тепловоза захищено від атмосферної дії кузовом капотного типу, що складається з п'яти частин Кабіна машиніста, кузов над дизелем і акумуляторним приміщенням мають термоізоляцію.

Для огляду, ремонту і мастила в капоті передбачені бічні двері, а на даху — люки, закриті кришками. Кабіна машиніста трохи підведена над рештою частини кузова, має бічні і торцеві вікна як і з боку машиніста, так і помічника, що забезпечує добрий огляд при роботі тепловоза. Підніжки, поручні, майданчики навкруги силового устаткування, двері входу в кабінку машиніста, у високовольтну камеру, в камеру холодильника зручно розташовані для обслуговуючого персоналу.

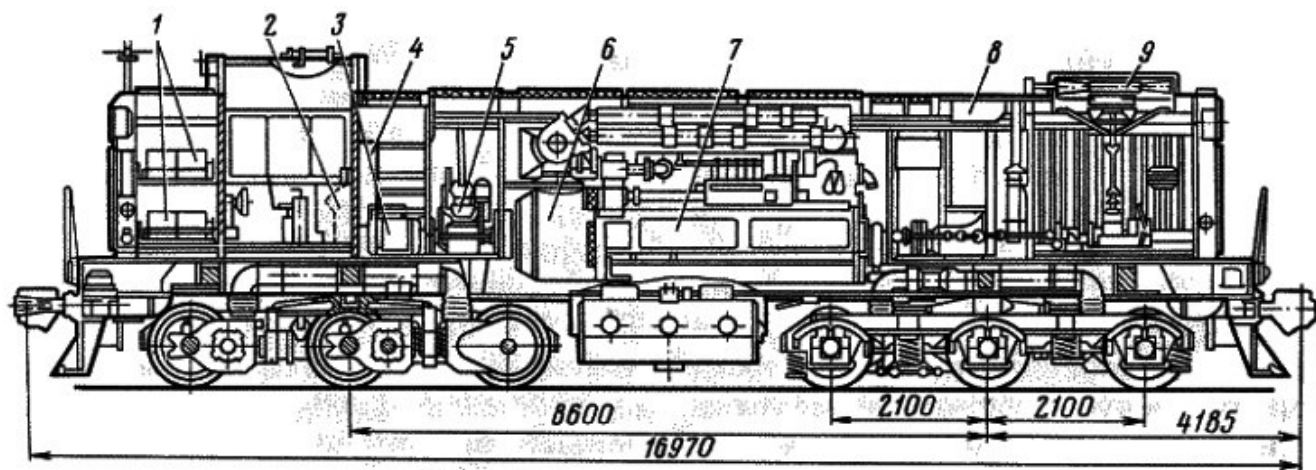


Рис. 1.1 – Тепловоз ТЭМ2.

1.2 Опис двигуна-прототипу.

За прототип взятий дизельний двигун 6ЧН26/34, який виготовляється на машинобудівному заводі АТВТ “Первомайськдизельмаш”. При з’єднанні до нього синхронного генератора СБГ 800-750 ОМЧ ми отримуємо ще один тип двигуна, який випускає АТВТ “Первомайськдизельмаш” – дизель-генератор ДГР2А 800/750 ГОСТ 22246-84.

Основні показники дизеля 6ЧН26/34:

Номінальна потужність двигуна	800 кВт;
Номінальна частота обертання колінчастого валу	750 хв ⁻¹ ;
Ступінь стиску	12,5
Питома витрата палива	223+11 г/кВт·год.

Дизель 6ЧН26/34 - чотиритактний, шестициліндровий, з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з безпосереднім впорскуванням палива, з газотурбінним наддувом, та охолодженням наддувочного повітря. Дизель складається із блок - картера з підвісним колінчастим валом і під моторної рами з’єднаних болтами, на яких змонтовані всі інші деталі та вузли.

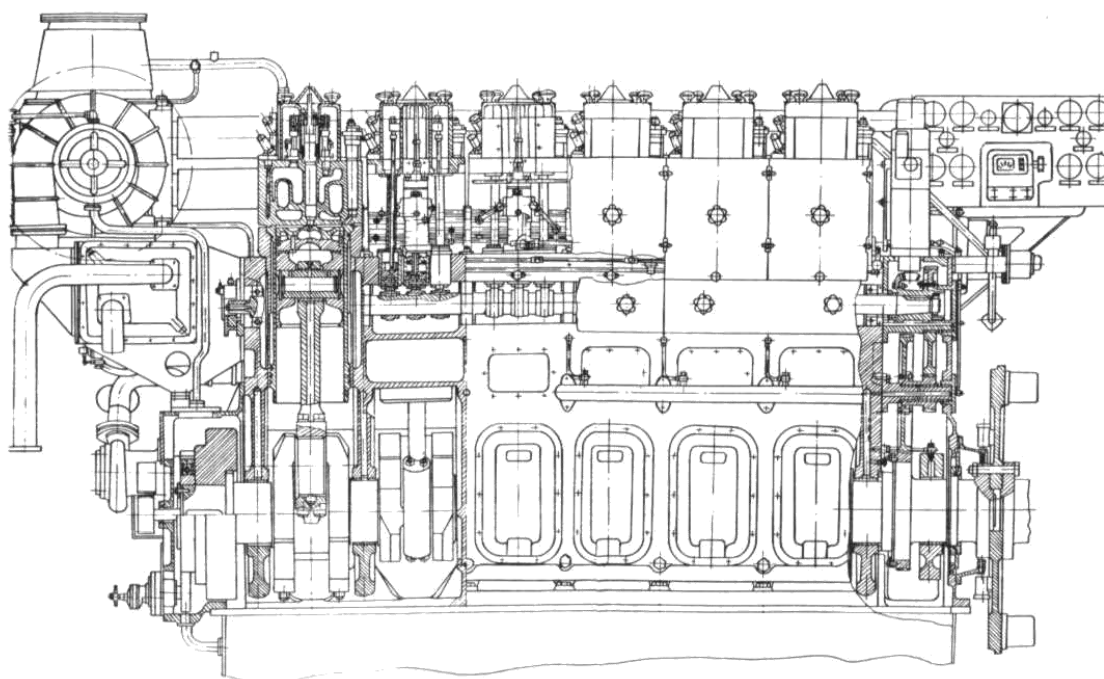


Рис. 1.2 – Двигун 6ЧН 26/34 (вид зі сторони щита приладів)

Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ

Лист

8

На передньому торці дизеля розміщені: турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, фільтр палива, насоси води, масла, паливопідкачний та маслопрокачний насоси, розподільувач пускового повітря. Із сторони заднього торця розміщені: щит приладів, головний пусковий клапан, механізм безпеки, регулятор швидкості, привід розподільчого валу.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: випускний колектор та колектор відведення води із кришок циліндрів. На стороні управління дизелем розміщені: розподільчий вал, паливні насоси та їх приводи, привод впускних та випускних клапанів, механізм регулювання подачі палива і тяга із клямками механізму безпеки.

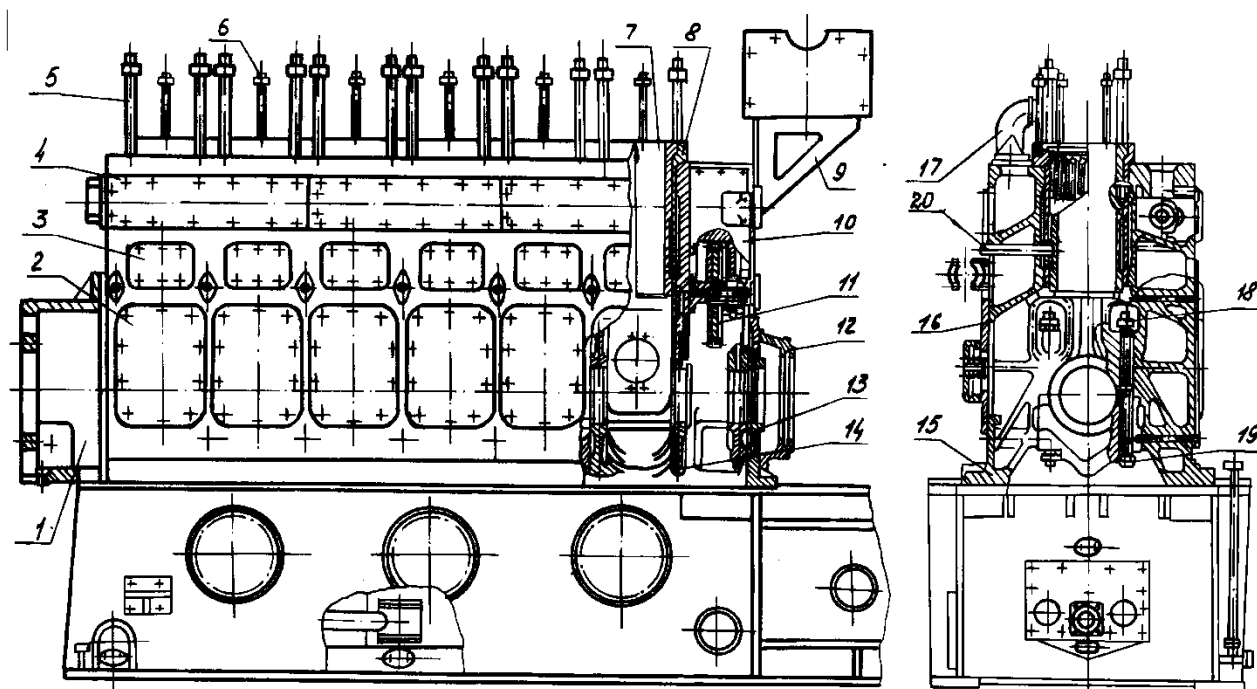


Рис. 1.3 – Блок-картер

1-кожух передній; 2-щит картера; 3-кришка; 4-закриття розподільного валу; 5,6-шпилька; 7-втулка циліндра; 8-рубашка; 9-кронштейн щита приладів; 10-корпус приводу; 11-шестерні приводу розподільного валу; 12-заглушка; 13-ущільнення; 14-бугель наполегливого підшипника; 15-блок-картер; 16-щит картера середній; 17-перехідник; 18-гайка; 19-болт; 20-труба що підводить.

На протилежній управлінню стороні дизеля розташовані: колектор подачі охолоджуючої води до втулок робочих циліндрів, запобіжні проти вибухові клапани,

Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ

Лист

9

фільтр тонкого очищення масла, охолоджувачі масла і води з регуляторами температури прямої дії, система вентиляції картера.

Колінчастий вал - сталевий, азотований, підвісний, кріпиться до блок-картеру за допомогою бугелів.

Вкладиші корінних підшипників біметалеві сталесалюмінієві, демонтуються без необхідності виймання колінчастого валу. Із сторони переднього торця на колінчастому валу розташовані шестерні привода насосів води і масла і паливopідкачу-вального насоса, які закриті кожухом. Шестеренний привід розподільчого валу виконується від колінчастого валу із сторони заднього торця.

На фланці колінчастого валу закріплений маховик, який спільно з ротором генератора забезпечує необхідну рівномірність обертання колінчастого валу дизель-генератора.

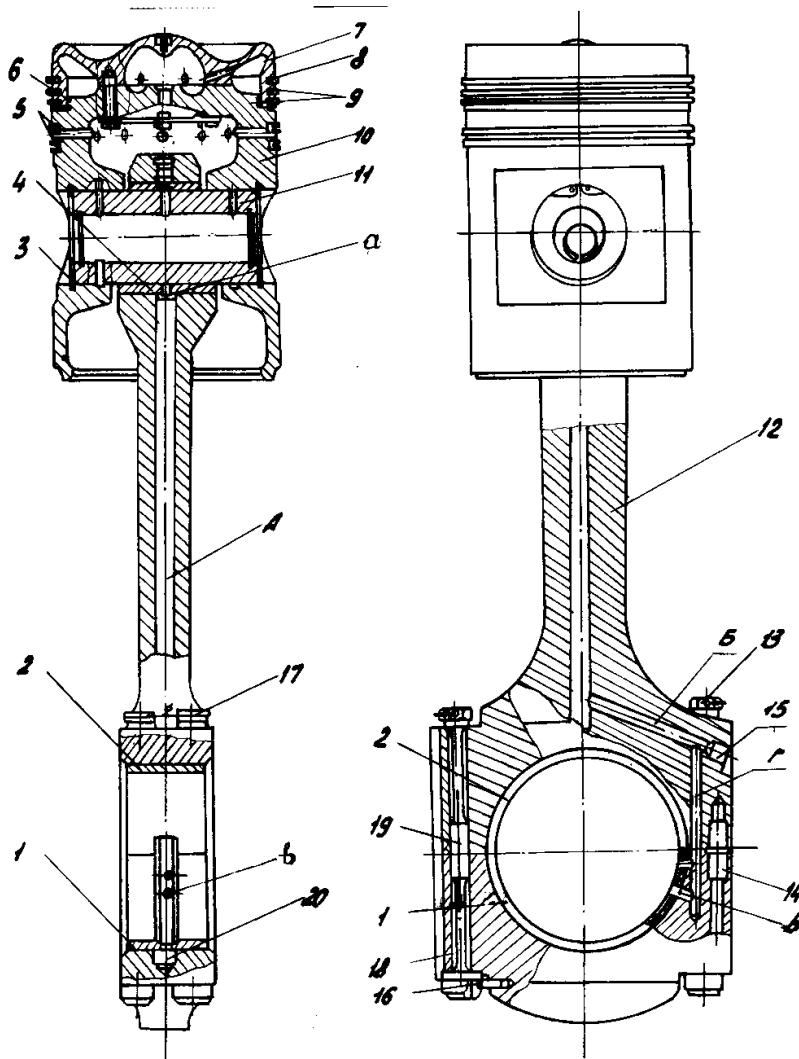


Рис. 1.4 – Шатунно-поршнева група.

Зм.	Лист	№ док.м.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ

Лист

10

Поршень – складеної конструкції, охолоджується маслом, головка поршня стальна від’ємна, тронк поршня - чавунний.

Шатун - сталевий з прямим роз’ємом нижньої головки. Втулка циліндра - відлита із чавуну, вставна, складається із гільзи та сорочки. У верхній та нижній частині порожнина охолодження поміж втулкою та сорочкою ущільнюється гумовими кільцями круглого перерізу.

Кришка циліндра – чотирьох - клапанна, з центральне розташованою форсункою, випускний та всмоктувальний канали виведені в одну сторону, прикріплені до блок-картера за допомогою чотирьох шпильок.

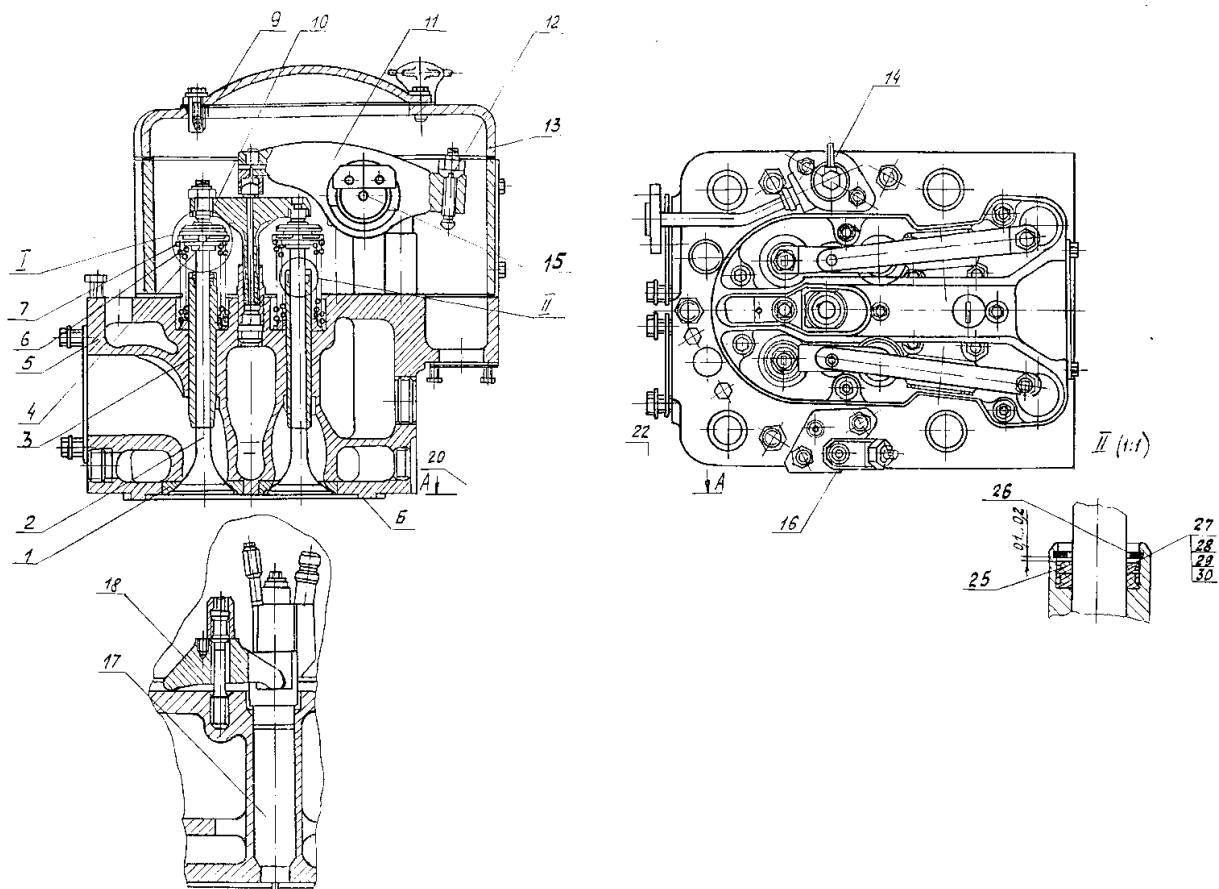
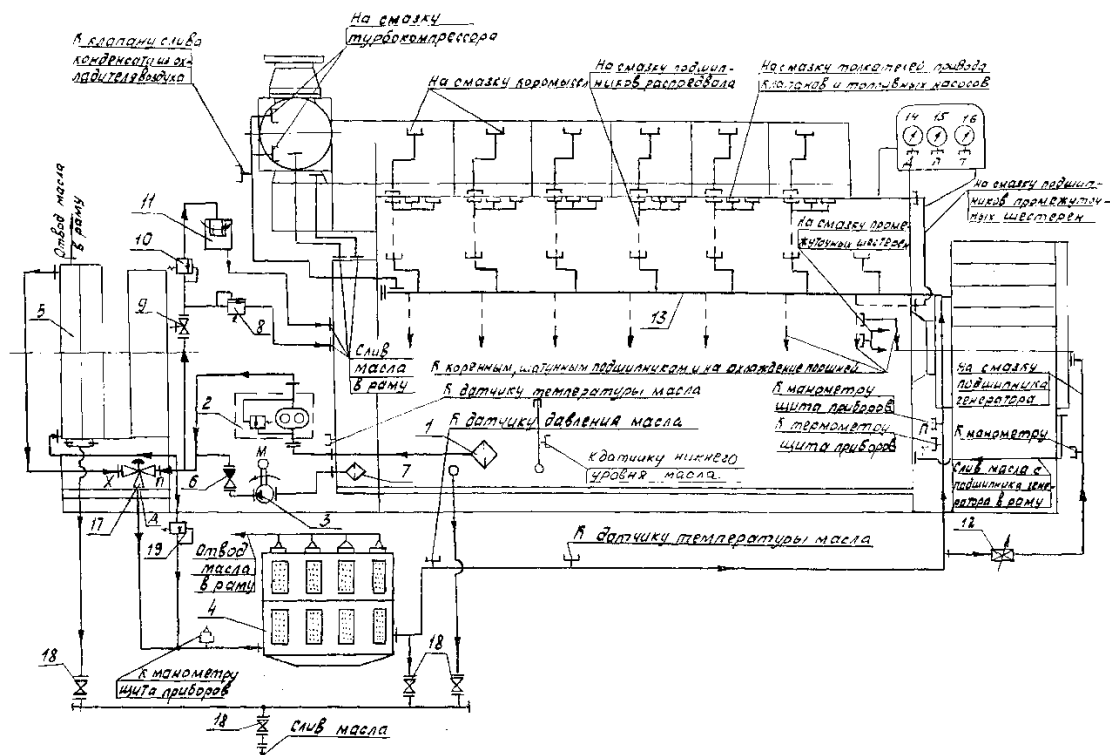


Рис. 1.5 – Кришка циліндру.

Турбокомпресор типу ТК-23С-37 з фільтром глушником на вході. Регулятор швидкості гідравлічний непрямої дії із вмонтованим серводвигуном і стоп - пристроєм.

Передпускова прокачка дизеля маслом проводиться електроагрегатом, змонтованим на під моторній рамі. Фільтрація масла проводиться фільтром повно поточним тонкого очищення із змінними фільтруючими елементами (40 мкм) та відцентровим фільтром.

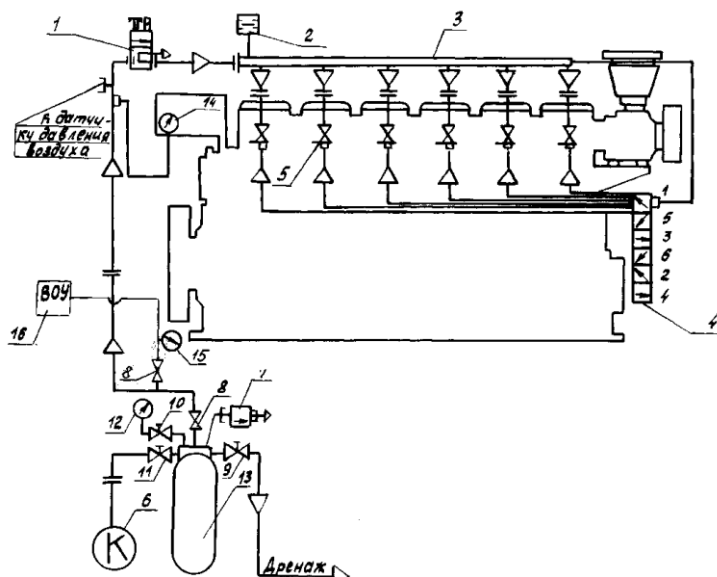


Система охолодження дизеля водяна двох контурна, складається із двох водяних насосів внутрішнього та зовнішнього контурів, охолоджувача наддувочного повітря, охолоджувача масла, охолоджувача води, регулятора температури масла, регулятора температури води та розширювального бачка.

Дизель і турбокомпресор охолоджуються циркулюючою прісною водою внутрішнього контуру.

[illegible]

Система пуску - пневматична, складається із головного пускового клапана, розподільювача повітря золотникового типу, пускових клапанів на кришках циліндрів, пускових балонів і компресора для підкачки балонів.



Зм.	Лист	№ док.м.	Підпис	Дата

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу дизельного двигуна з наддувом

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність $P_e = 1000 \text{ кВт}$

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

Ступінь стиску $\varepsilon = 12.5$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1.93$ [1, ст. 8]

Тиск наддуву $p_B = 215 \text{ кПа}$

Тиск навколишнього середовища $p_a = 101.3 \text{ кПа}$

Температура навколишнього середовища $T_a = 293 \text{ К}$

Підігрів свіжого заряду $\Delta T = 15 \text{ К}$ [1, ст. 9]

Тиск залишкових газів $p_r = 225 \text{ кПа}$ [1, ст. 9]

Температура залишкових газів $T_r = 810 \text{ К}$ [1, ст. 9]

Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda = 1.56$ [1, ст. 9]

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

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

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 $\text{кДж} / \text{кг}$

$Q_{H.p} = [339 \cdot C + 1256 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 25.14 \cdot (9 \cdot H + W)] \cdot 100 = 42431.62$

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.93 \cdot 0.495 = 0.954$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.93 - 1) \cdot 0.495 = 0.097$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.93 \cdot 0.495 = 0.754$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.097 \\ 0.754 \end{pmatrix} = 0.987$$

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]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{215}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 388.5$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

де $\Delta T_{int} = 65$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 388.5 - 65 = 323.5$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 215 - 3 = 212$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 215 = 204.25$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{810} \cdot \frac{225}{12.5 \cdot 204.25 - 225} = 0.037$$

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

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.04 \cdot 810}{1 + 0.04} = 325.79$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (320...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{204.25}{215} \cdot \frac{323.534}{325.794 \cdot (1 + 0.037)} = 0.989$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,99)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_B}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_B \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{215 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 2.557$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.376$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 204.25 \cdot 12.5^{1.376} = 6599.488$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (3000...8000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 325.794 \cdot 12.5^{1.376 - 1} = 842.134$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 842.134 = 22.102$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.987}{0.954} = 1.034$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,034 \dots 1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.034 + 0.037}{1.000 + 0.037} = 1.033$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033 \dots 1,042)$, 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:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.987} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.097 \cdot 23.3 \\ 0.754 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.22$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9873} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0966 \cdot 0.0015 \\ 0.754 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.22 + 8.314 = 31.534$$

$$b' = b = 0.00179$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.56 \cdot 6599.488 = 10295.201$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ 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 одержимо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00179 \cdot 1.03316 = 0.00185$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.534 \cdot 1.033 = 32.58$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.243 \times 10^4}{0.954 \cdot (1 + 0.037)} = 3.645 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.102 + 8.314 \cdot 1.56) \cdot 842.134 = 2.953 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 36447.95 + 29534.807 = 65982.757$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.58^2 + 4 \cdot 1.854 \times 10^{-3} \cdot 6.598 \times 10^4 = 1.551 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.58 + \sqrt{1550.841}}{2 \cdot 0.002} = 1833.866$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.033 \cdot 1.834 \times 10^3}{1.56 \cdot 842.134} = 1.442$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,2 \dots 1,5)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta_{vv} = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.442} = 8.667$$

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

$$n_2 = 1.210$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{10295.201}{8.667^{1.21}} = 754.743$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (200 \dots 800)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1833.866}{8.667^{1.21-1}} = 1165.232$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1165.232}{\sqrt[3]{\frac{754.743}{225}}} = 778.408$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|810 - 778.408|}{810} \cdot 100 = 3.9 \quad \%$$

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

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.56 \cdot (1.442 - 1) = 0.69$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.56 \cdot 1.442}{1.21 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.667^{1.21-1}}\right) = 3.906$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}}\right) = \frac{1}{1.376 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.376-1}}\right) = 1.631$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{6599.488}{12.5 - 1} \cdot [0.69 + (3.906 - 1.631)] = 1701.739$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1701.739 = 1667.704$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750...2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.93 \cdot 14.317 \cdot 1667.704}{0.989 \cdot 42431.62 \cdot 2.557} = 0.429$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42...0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.429 \cdot 42431.62} = 0.198$$

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

$$p_M = (0.088 + 0.0118 \cdot V_{п.ср}) \cdot 10^3 = (0.088 + 0.012 \cdot 8.5) \cdot 10^3 = 188.3$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1667.704 - 188.3 = 1479.404$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1479.404}{1667.704} = 0.887$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.429 \cdot 0.887 = 0.381$$

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

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.381 \cdot 42431.62} = 0.223$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.223 \cdot 1 \times 10^3 = 222.706$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $Z = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{1000 \cdot 10^3}{1479.404 \cdot 750} = 108.152$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108.152}{6} = 18.025$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 18.025}{\pi \cdot 1.308}} = 259.874$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$S_p = m \cdot d_p = 1.308 \cdot 259.874 = 339.835$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d = 260 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$\underline{S} = 340 \text{ мм}$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st'} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 260^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \cdot 10^6} = 108.31$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st'} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 10^3} = \frac{1479.404 \cdot 108.31 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 1001.46$$

Отримана величина відрізняється від заданої в кВт на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{1001.46 + 1000}{2} = 1000.73 \text{ кВт - середня потужність;}$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{еср}} \cdot 100 = \frac{|1001.46 - 1000|}{1000.73} \cdot 100 = 0.146 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Розрахунок теплового балансу

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{222.706 \cdot 42431.62}{3.6} = 2624941.999$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_{ep} = 1000 \cdot 1001.46 = 1001460.142$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1001460.142}{2624941.999} \cdot 100 = 38.152$$

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

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 2624941.999 \cdot 0.381 = 1000000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1001460.142 - 1000000|}{1001460.142} \cdot 100 = 0.146$$

2.2.4 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 $\text{Дж} / \text{с}$

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

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

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

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

$W_{\text{вип}} = 0.06$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.06 = 0.18$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.18 \cdot 2624941.999 = 472489.56$$

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 м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 260^2}{4 \cdot 10^9} \cdot 340 = 0.01805$$

Потужність тертя поршня, в кВт

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

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

$$Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 76.48 = 76480.08$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 472489.56 + 76480.08 = 548969.64$$

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{548969.6397 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.01572$$

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

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.016 \cdot 98}{0.9} = 1.712$$

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

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 1.712 = 1711.982$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 472489.6 + 76480.1 + 1712 = 550681.6$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{550681.621}{2624941.999} \cdot 100 = 20.979$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 810 - 273 = 537$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 325.794 - 273 = 52.794$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 0.00389 \cdot 537 = 33.644$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 52.794 = 29.116$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.987 \cdot 33.644 \cdot 537 = 17837.012$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.954 \cdot 29.116 \cdot 52.794 = 1467.173$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 17837 - 1467.2 = 16369.8$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{222.706}{3.6} \cdot 16369.84 = 1012685.344$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1012685.344}{2624941.999} \cdot 100 = 38.579$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{188.3}{1667.704} \cdot 0.429 = 0.048$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.048 \cdot 2624941.999 = 127280.951$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 472489.56 + 127280.951 - 550681.621 = 49088.89$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mM} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 4.909 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 6.512 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{6.512 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 3.256$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 3.256 = 3255.922$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 49088.89 + 3255.922 = 52344.812$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{52344.812}{2624941.999} \cdot 100 = 1.994$$

2.2.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1001460.142 \\ 550681.621 \\ 1012685.344 \\ 52344.812 \end{pmatrix} = 2617171.919$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 2624942 - 2617171.9 = 7770.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{7770.080}{2624941.999} \cdot 100.000 = 0.296$$

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	$Q_{\Pi} = 2624942$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 1001460.1$	$q_e = 38.2$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 1012685.3$	$q_{\Gamma} = 38.6$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 550681.6$	$q_B = 21$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 52344.8$	$q_M = 2.0$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 7770.1$	$q_{HB} = 0.3$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 38.152 + 38.579 + 20.979 + 1.994 + 0.296 = 100$$

2.3 Розрахунок індикаторної діаграми

2.3.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\phi = 5$ - крок розрахунку;

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

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_{c'} = \frac{V_{s'}}{\varepsilon - 1} = \frac{0.018}{12.5 - 1} = 1.57 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м^3

$$V_{a'} = V_{s'} + V_{c'} = 0.018 + 1.57 \times 10^{-3} = 0.02$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м^3

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 1.57 \times 10^{-3} \cdot 1.442 = 2.264 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\phi) = V_{c'} + \frac{1}{2} \cdot V_{s'} \cdot \sigma(\phi)$$

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

на ділянці впуску:

$$0 < \phi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_d * (V_a' / V_{(\phi)})^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

$$540 < \phi < 720 \Rightarrow$$

$$p(\phi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00157$	$p(0) = 204.25$	$V(180) = 0.01962$	$p(180) = 204.25$
$V(10) = 0.00174$	$p(10) = 204.25$	$V(190) = 0.01952$	$p(190) = 205.724$
$V(20) = 0.00225$	$p(20) = 204.25$	$V(200) = 0.01921$	$p(200) = 210.26$
$V(30) = 0.00307$	$p(30) = 204.25$	$V(210) = 0.0187$	$p(210) = 218.209$
$V(40) = 0.00416$	$p(40) = 204.25$	$V(220) = 0.01799$	$p(220) = 230.214$
$V(50) = 0.00547$	$p(50) = 204.25$	$V(230) = 0.01708$	$p(230) = 247.299$
$V(60) = 0.00695$	$p(60) = 204.25$	$V(240) = 0.01597$	$p(240) = 271.035$
$V(70) = 0.00853$	$p(70) = 204.25$	$V(250) = 0.0147$	$p(250) = 303.822$
$V(80) = 0.01015$	$p(80) = 204.25$	$V(260) = 0.01328$	$p(260) = 349.371$
$V(90) = 0.01175$	$p(90) = 204.25$	$V(270) = 0.01175$	$p(270) = 413.564$
$V(100) = 0.01328$	$p(100) = 204.25$	$V(280) = 0.01015$	$p(280) = 505.985$
$V(110) = 0.0147$	$p(110) = 204.25$	$V(290) = 0.00853$	$p(290) = 642.782$
$V(120) = 0.01597$	$p(120) = 204.25$	$V(300) = 0.00695$	$p(300) = 852.047$
$V(130) = 0.01708$	$p(130) = 204.25$	$V(310) = 0.00547$	$p(310) = 1183.83$
$V(140) = 0.01799$	$p(140) = 204.25$	$V(320) = 0.00416$	$p(320) = 1726.920$
$V(150) = 0.0187$	$p(150) = 204.25$	$V(330) = 0.00307$	$p(330) = 2624.761$
$V(160) = 0.01921$	$p(160) = 204.25$	$V(340) = 0.00225$	$p(340) = 4023.209$
$V(170) = 0.01952$	$p(170) = 204.25$	$V(350) = 0.00174$	$p(350) = 5719.906$

V(360) = 0.00157	p(360) = 6599.488	V(540) = 0.01962	p(540) = 754.743
V(370) = 0.00174	p(370) = 10295.201	V(550) = 0.01952	p(550) = 225
V(380) = 0.00225	p(380) = 10295.201	V(560) = 0.01921	p(560) = 225
V(390) = 0.00307	p(390) = 7127.646	V(570) = 0.0187	p(570) = 225
V(400) = 0.00416	p(400) = 4932.454	V(580) = 0.01799	p(580) = 225
V(410) = 0.00547	p(410) = 3538.856	V(590) = 0.01708	p(590) = 225
V(420) = 0.00695	p(420) = 2650.132	V(600) = 0.01597	p(600) = 225
V(430) = 0.00853	p(430) = 2068.398	V(610) = 0.0147	p(610) = 225
V(440) = 0.01015	p(440) = 1675.889	V(620) = 0.01328	p(620) = 225
V(450) = 0.01175	p(450) = 1403.517	V(630) = 0.01175	p(630) = 225
V(460) = 0.01328	p(460) = 1.21×10^3	V(640) = 0.01015	p(640) = 225
V(470) = 0.0147	p(470) = 1.07×10^3	V(650) = 0.00853	p(650) = 225
V(480) = 0.01597	p(480) = 967.921	V(660) = 0.00695	p(660) = 225
V(490) = 0.01708	p(490) = 892.974	V(670) = 0.00547	p(670) = 225
V(500) = 0.01799	p(500) = 838.493	V(680) = 0.00416	p(680) = 225
V(510) = 0.0187	p(510) = 799.919	V(690) = 0.00307	p(690) = 225
V(520) = 0.01921	p(520) = 774.236	V(700) = 0.00225	p(700) = 225
V(530) = 0.01952	p(530) = 759.531	V(710) = 0.00174	p(710) = 225

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 30343.349$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{30343.349}{0.018 \cdot 1000} = 1680.924$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1680.924 \cdot 0.98 = 1647.305$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$P_{mi.cp} = \frac{P_{mi} + P_{mi.d}}{2} = \frac{1667.704 + 1647.305}{2} = 1657.505$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta P_{mi} = \left| \frac{P_{mi} - P_{mi.d}}{P_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1667.704 - 1647.305}{1657.505} \right| \cdot 100 = 1.231$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).
Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

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

$f = c' - \Delta\phi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,
визначається кутом затримки згорання:

$Df_1 = 15^\circ$ п.к.в;

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

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

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

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

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

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

$\text{deg} = \frac{\pi}{180} = 0.017 \text{ рад} / \text{о}$ - перевідна величина

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносне положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

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

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

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

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.117$	$l(c') = 14.6 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.043$	$l(f) = 5.3 \text{ мм}$
точка Df ₂	$x(\Delta\phi_2) = 0.019$	$l(\Delta\phi_2) = 2.4 \text{ мм}$
точка b''	$x(b'') = 1.718$	$l(b'') = 214.7 \text{ мм}$
точка r'	$x(r') = 0.771$	$l(r') = 96.4 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.432$	$l(r'') = 54.0 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.898$	$l(d') = 237.3 \text{ мм}$

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)

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 6599.488 = 7919.386$$

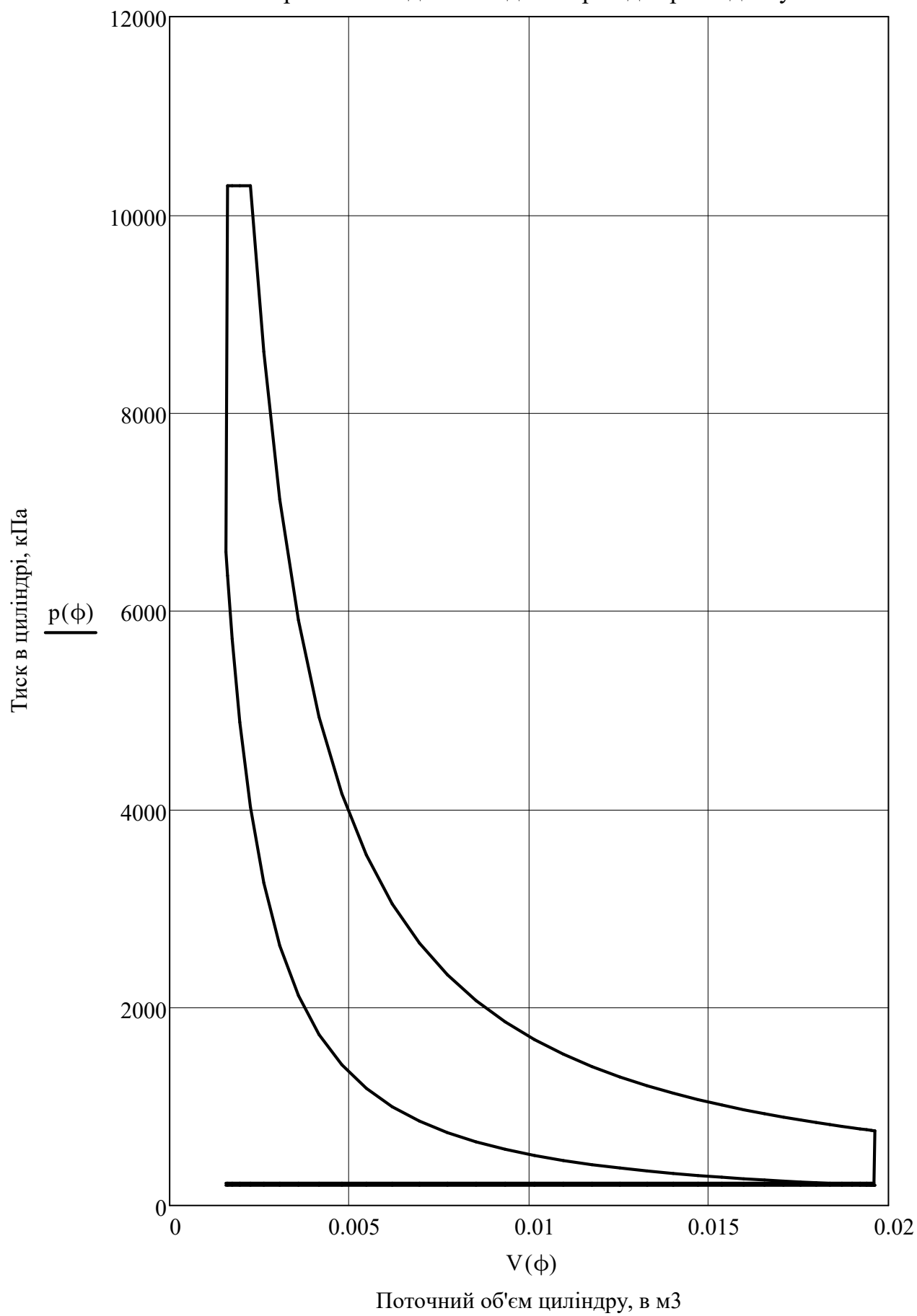
Максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = p_{\text{max}} = 10295.201$$

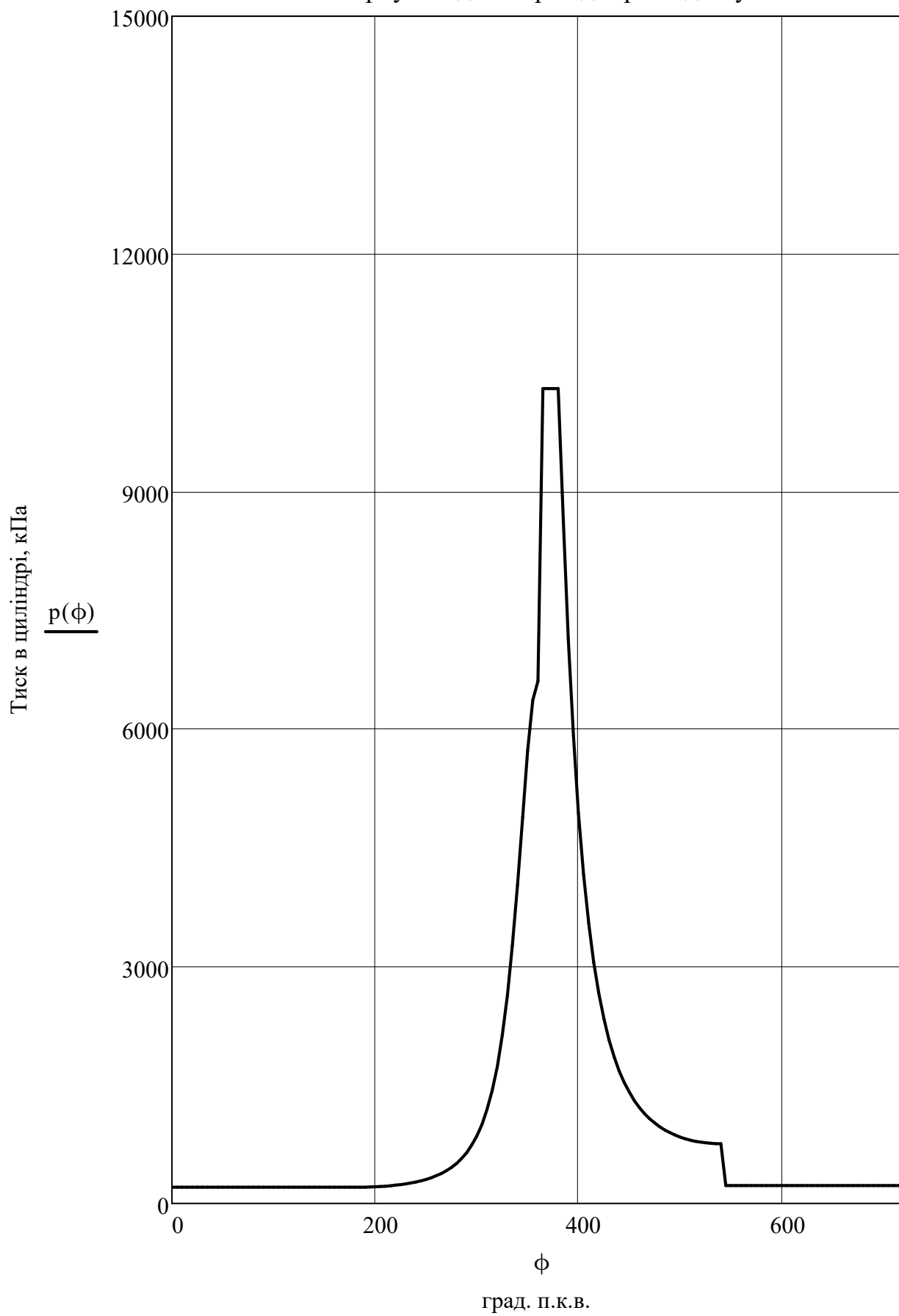
Ординати точок на діаграмі

точка r, в мм	точка c'', в мм	точка z _d , в мм
$\frac{p_r}{m_p} = \frac{225}{50} = 4.5$	$\frac{p''_c}{m_p} = \frac{7919.386}{50} = 158.388$	$\frac{p_{zd}}{m_p} = \frac{10295.201}{50} = 205.904$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна



Розгорнута індикаторна діаграма двигуна



2.4 Динамічний розрахунок двигуна

Динамічний 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;

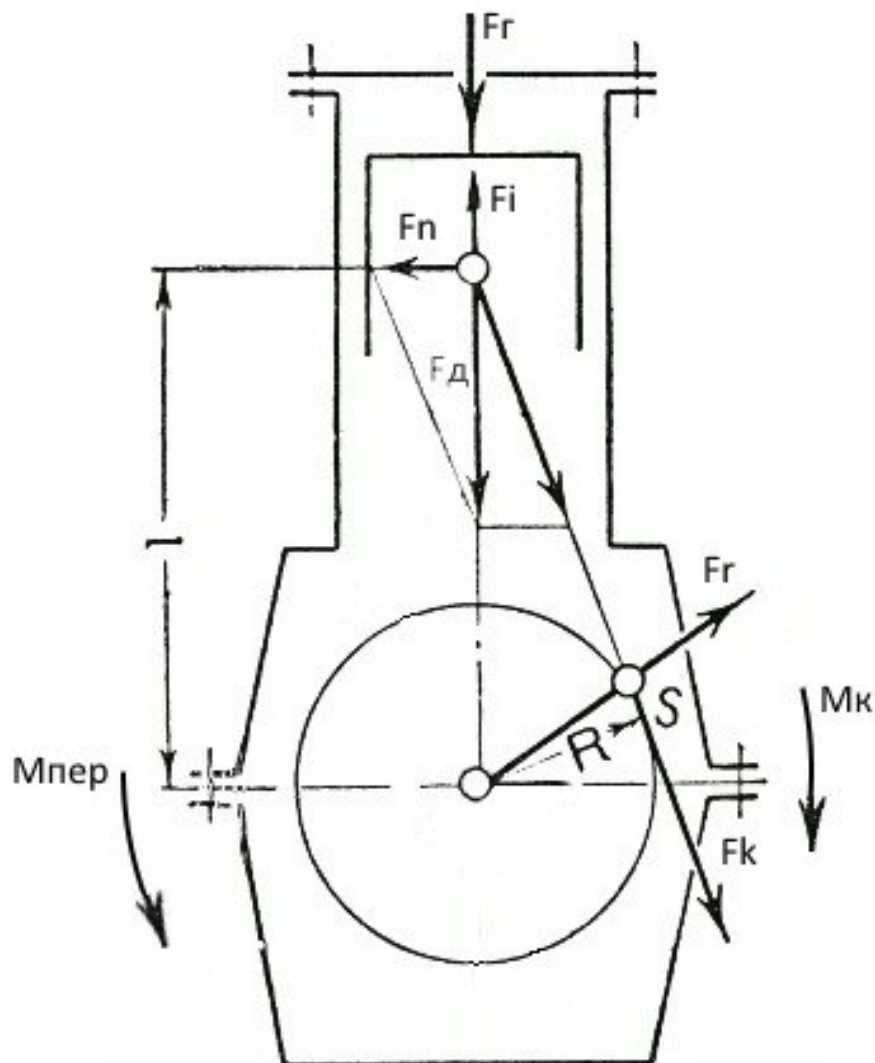


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

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

$m_{\text{Ш}} = 63.2$ кг - маса шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 53 + \frac{1}{3} \cdot 63.2 = 74.067$$

Радіус кривошипу, в м

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

Довжина шатуна, в м

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

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot 260^2}{4 \cdot 10^6} = 0.053$$

Кутова швидкість, в рад / с

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\phi) = -M_k(\phi)$$

Перекидний момент двигуна

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

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

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

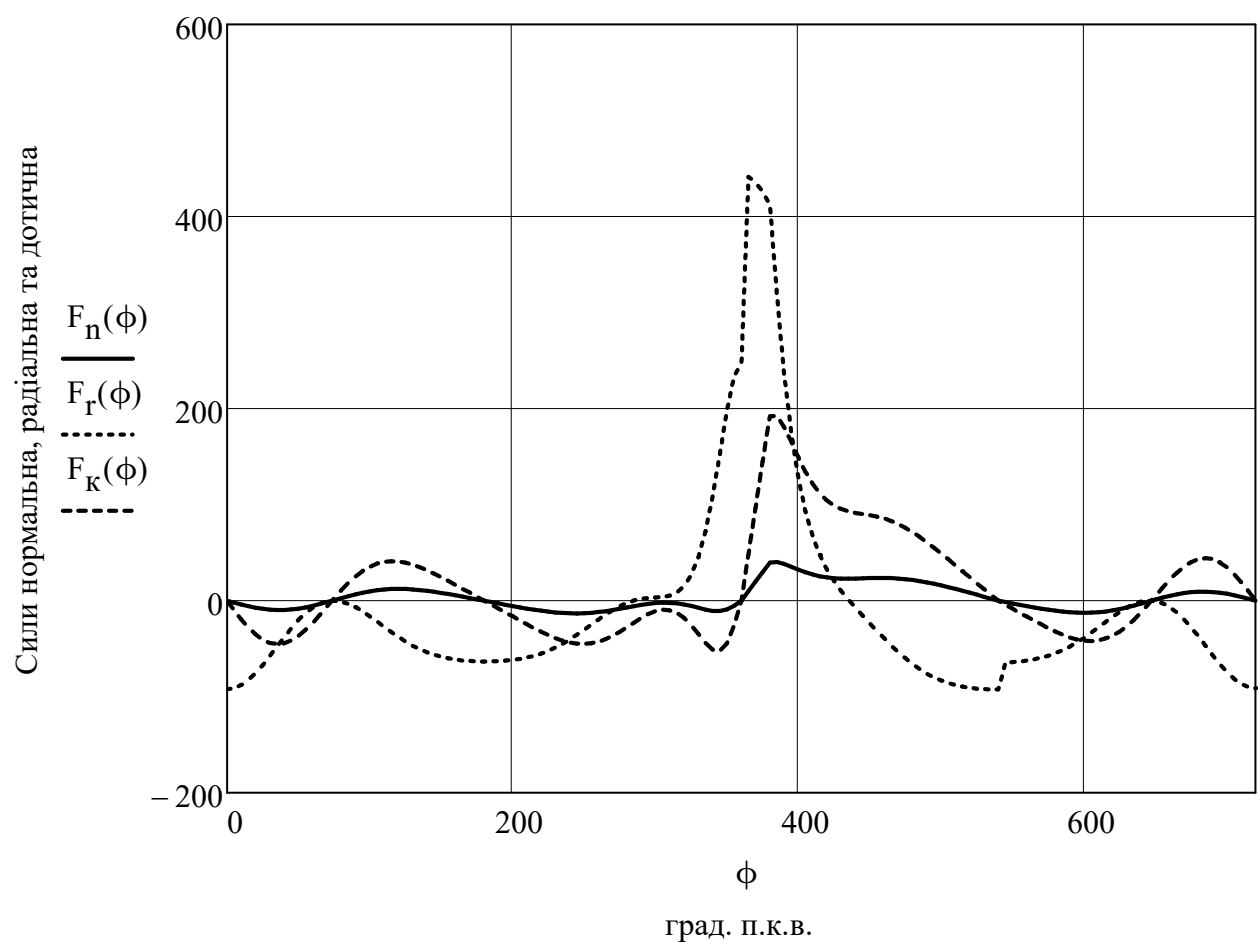
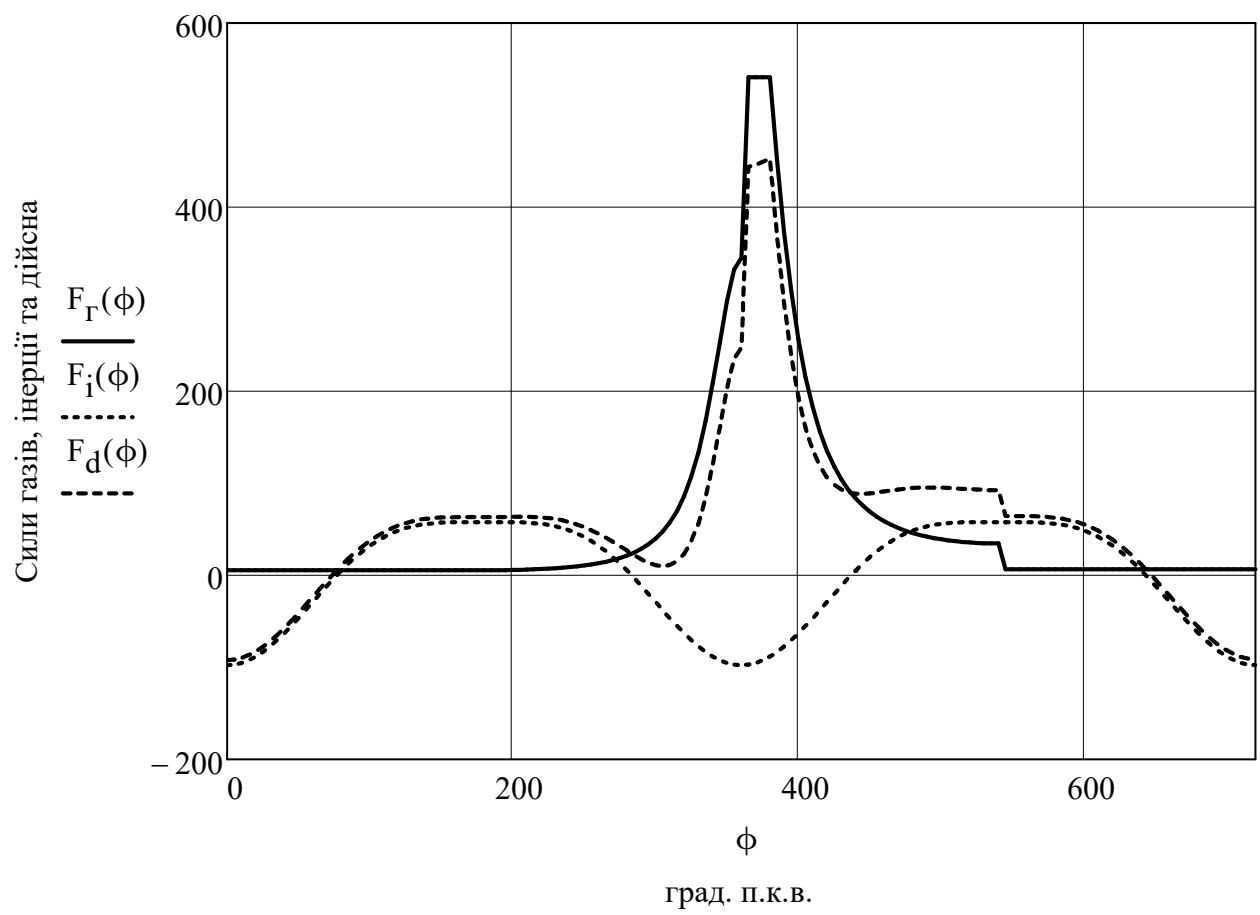
$F_r(0) = 5.466$	$F_i(0) = -97.553$	$F_d(0) = -92.087$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 5.466$	$F_i(30) = -77.206$	$F_d(30) = -71.74$	$M_k(30) = -7.461$
$F_r(60) = 5.466$	$F_i(60) = -28.893$	$F_d(60) = -23.427$	$M_k(60) = -3.902$
$F_r(90) = 5.466$	$F_i(90) = 19.883$	$F_d(90) = 25.349$	$M_k(90) = 4.309$
$F_r(120) = 5.466$	$F_i(120) = 48.777$	$F_d(120) = 54.242$	$M_k(120) = 6.938$
$F_r(150) = 5.466$	$F_i(150) = 57.322$	$F_d(150) = 62.788$	$M_k(150) = 4.144$

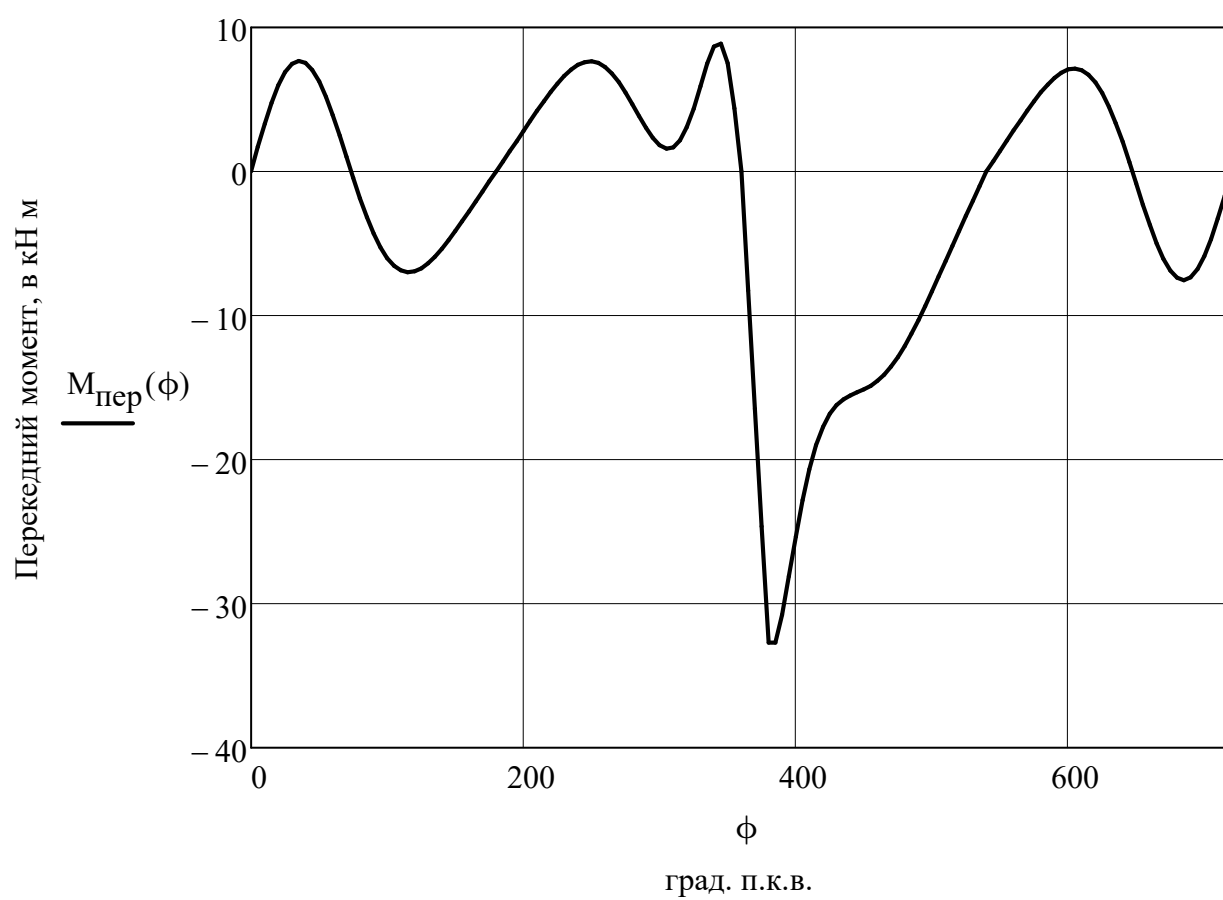
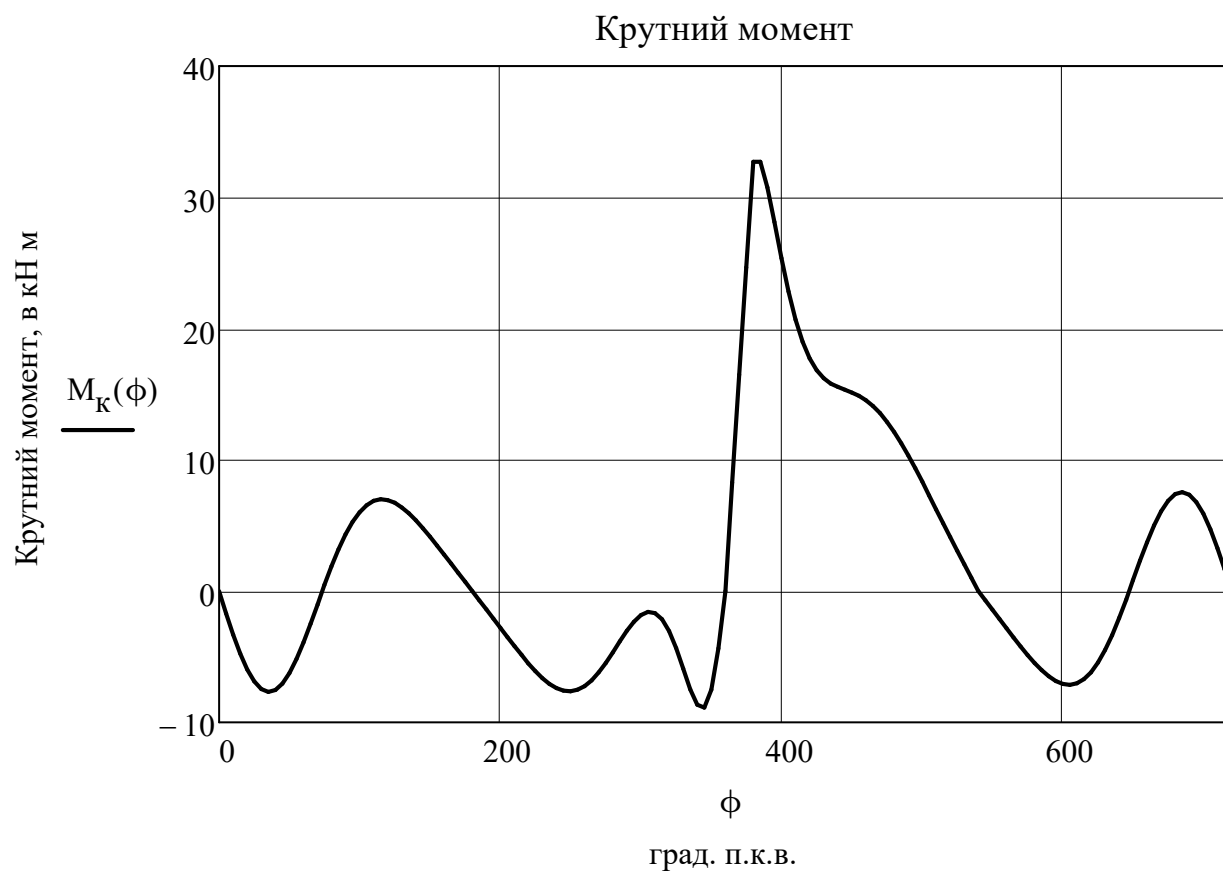
$F_r(180) = 5.466$	$F_i(180) = 57.786$	$F_d(180) = 63.252$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 6.207$	$F_i(210) = 57.322$	$F_d(210) = 63.529$	$M_k(210) = -4.193$
$F_r(240) = 9.012$	$F_i(240) = 48.777$	$F_d(240) = 57.788$	$M_k(240) = -7.391$
$F_r(270) = 16.579$	$F_i(270) = 19.883$	$F_d(270) = 36.462$	$M_k(270) = -6.199$
$F_r(300) = 39.859$	$F_i(300) = -28.893$	$F_d(300) = 10.966$	$M_k(300) = -1.826$
$F_r(330) = 133.978$	$F_i(330) = -77.206$	$F_d(330) = 56.772$	$M_k(330) = -5.904$
$F_r(360) = 345.008$	$F_i(360) = -97.553$	$F_d(360) = 247.455$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 373.049$	$F_i(390) = -77.206$	$F_d(390) = 295.844$	$M_k(390) = 30.768$
$F_r(420) = 135.325$	$F_i(420) = -28.893$	$F_d(420) = 106.432$	$M_k(420) = 17.726$
$F_r(450) = 69.139$	$F_i(450) = 19.883$	$F_d(450) = 89.022$	$M_k(450) = 15.134$
$F_r(480) = 46.011$	$F_i(480) = 48.777$	$F_d(480) = 94.788$	$M_k(480) = 12.123$
$F_r(510) = 37.092$	$F_i(510) = 57.322$	$F_d(510) = 94.414$	$M_k(510) = 6.231$
$F_r(540) = 34.693$	$F_i(540) = 57.786$	$F_d(540) = 92.479$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 6.568$	$F_i(570) = 57.322$	$F_d(570) = 63.89$	$M_k(570) = -4.217$
$F_r(600) = 6.568$	$F_i(600) = 48.777$	$F_d(600) = 55.344$	$M_k(600) = -7.078$
$F_r(630) = 6.568$	$F_i(630) = 19.883$	$F_d(630) = 26.451$	$M_k(630) = -4.497$
$F_r(660) = 6.568$	$F_i(660) = -28.893$	$F_d(660) = -22.326$	$M_k(660) = 3.718$
$F_r(690) = 6.568$	$F_i(690) = -77.206$	$F_d(690) = -70.638$	$M_k(690) = 7.346$
$F_r(720) = 6.568$	$F_i(720) = -97.553$	$F_d(720) = -90.986$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -92.087$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -9.259$	$F_r(30) = -57.499$	$F_k(30) = -43.888$	$M_{пер}(30) = 7.461$
$F_n(60) = -5.326$	$F_r(60) = -7.101$	$F_k(60) = -22.952$	$M_{пер}(60) = 3.902$
$F_n(90) = 6.713$	$F_r(90) = -6.713$	$F_k(90) = 25.349$	$M_{пер}(90) = -4.309$
$F_n(120) = 12.333$	$F_r(120) = -37.802$	$F_k(120) = 40.809$	$M_{пер}(120) = -6.938$

$F_n(150) = 8.104$	$F_r(150) = -58.428$	$F_k(150) = 24.376$	$M_{\text{пер}}(150) = -4.144$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -63.252$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -8.199$	$F_r(210) = -59.118$	$F_k(210) = -24.664$	$M_{\text{пер}}(210) = 4.193$
$F_n(240) = -13.139$	$F_r(240) = -40.273$	$F_k(240) = -43.477$	$M_{\text{пер}}(240) = 7.391$
$F_n(270) = -9.656$	$F_r(270) = -9.656$	$F_k(270) = -36.462$	$M_{\text{пер}}(270) = 6.199$
$F_n(300) = -2.493$	$F_r(300) = 3.324$	$F_k(300) = -10.744$	$M_{\text{пер}}(300) = 1.826$
$F_n(330) = -7.327$	$F_r(330) = 45.503$	$F_k(330) = -34.732$	$M_{\text{пер}}(330) = 5.904$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 247.455$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{\text{пер}}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 38.182$	$F_r(390) = 237.117$	$F_k(390) = 180.988$	$M_{\text{пер}}(390) = -30.768$
$F_n(420) = 24.198$	$F_r(420) = 32.259$	$F_k(420) = 104.272$	$M_{\text{пер}}(420) = -17.726$
$F_n(450) = 23.575$	$F_r(450) = -23.575$	$F_k(450) = 89.022$	$M_{\text{пер}}(450) = -15.134$
$F_n(480) = 21.551$	$F_r(480) = -66.058$	$F_k(480) = 71.313$	$M_{\text{пер}}(480) = -12.123$
$F_n(510) = 12.185$	$F_r(510) = -87.857$	$F_k(510) = 36.654$	$M_{\text{пер}}(510) = -6.231$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -92.479$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -8.246$	$F_r(570) = -59.453$	$F_k(570) = -24.804$	$M_{\text{пер}}(570) = 4.217$
$F_n(600) = -12.583$	$F_r(600) = -38.569$	$F_k(600) = -41.638$	$M_{\text{пер}}(600) = 7.078$
$F_n(630) = -7.005$	$F_r(630) = -7.005$	$F_k(630) = -26.451$	$M_{\text{пер}}(630) = 4.497$
$F_n(660) = 5.076$	$F_r(660) = -6.767$	$F_k(660) = 21.872$	$M_{\text{пер}}(660) = -3.718$
$F_n(690) = 9.117$	$F_r(690) = -56.616$	$F_k(690) = 43.214$	$M_{\text{пер}}(690) = -7.346$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -90.986$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(720) = -0.000$





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	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	800	1001	25,1
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1350	1479	9,6
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,375	0,381	1,6
4	Механічний ККД	η_m	-	0,87	0,887	2,0
5	Питома ефективна витрата	b_e	кг	0,225	0,223	-0,9
	теплоти		(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	260	260	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

Ефективна потужність двигуна що проектується, була збільшена на 200 кВт. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, показав що реальний приріс потужності проектного двигуна склав 201 кВт, або 25,1% проти прототипу.

Аналіз ефективних параметрів двигуна показав не суттєве зростання середнього ефективного тиску. Головним чином це відбулося внаслідок форсування двигуна через збільшення тиску наддуву. Так зростання даного параметру сягнуло 9,6%, у проектного двигуна проти прототипу.

Підвищення ефективності циклу за рахунок вдосконалення паливної апаратури дав можливість зменшити питому ефективну витрату палива на 0,9% і разом з підвищенням ефективності робочого циклу за рахунок наддуву, вдалося збільшити у проектного двигуна ефективний ККД робочого циклу на 2,6%.

Незначне зростання механічного ККД на 2,0% пов'язано головним чином із зменшенням витрат на продувку.

Завдяки правильному вибору початкових параметрів, та отримання високих параметрів ефективності робочого циклу дизеля вдалося отримати задану на проектування потужність без зміни геометричних розмірів циліндру.

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.

3.1 Опис пропонованої системи подачі рідкого палива.

В дипломному проєкті проєктований дизель 6ЧН 26/34 буде використовувати паливну систему акумуляторного типу, в якій використовуватиметься один базовий насос високого тиску типу 962Е, форсунки з електронним регулюванням тиску відкриття, та акумулятор постійного тиску.

Так як в паливній системі, що проєктуємо використовується один одноплунжерний паливний насос, він повинен подати паливо на всі форсунки. Для цього ми використовуємо спеціальний резервуар, в який паливний насос буде постійно подавати під тиском паливо. З цього резервуару паливо з постійним тиском подається на форсунки. Потрібно якимось чином забезпечити регулювання подачі палива через форсунку. Для цього ми використовуємо базову форсунку але вона буде з електронним регулюванням.

Такі паливні системи використовують вже на автомобільних двигунах концерну Peugeot – Citroen (PSA) – це HDI (High Pressure Direct Injection), у Mercedes’ – CDI (Common Rail Direct Injection), у Renault – DCI і т.д.. Вона називається акумуляторна система або Common Rail (з англійської – загальний шлях). Ця система живлення принципово відрізняється від традиційної. Тут паливо до кожної форсунки подається не безпосередньо від паливного насоса, а індивідуально по трубках від загальної паливної магістралі, яка називається акумулятором високого тиску. Вживані до цього роторні насоси створювали тиск палива в системі 900 – 1000 бар (90 – 100 МПа).

Розпилення палива за таких умов відбувається більш якісно і незалежно від оборотів колінчатого валу, що відповідає підвищенню моменту, що крутить, при малих оборотах колінчатого валу двигуна.

Типова схема зазначеної системи наведена на рис.3.1.

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						47
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

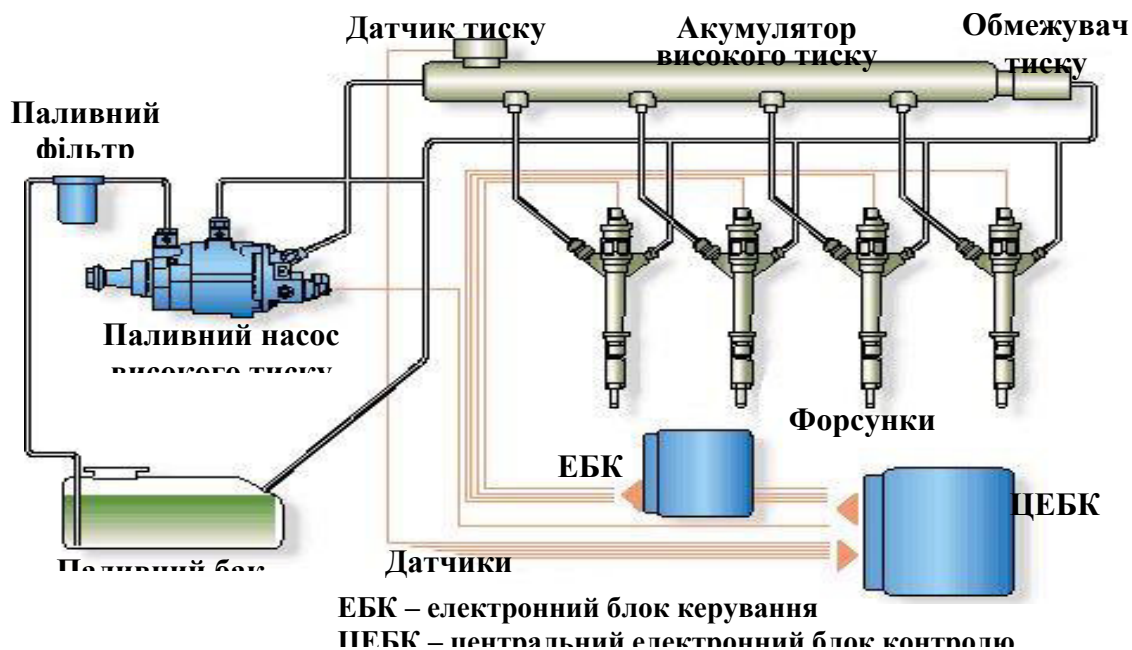


Рис. 3.1 - Паливна система Common rail.

Дизельні двигуни із системою живлення – common rail зараз використовуються багатьма автовиробниками і відрізняються незначними особливостями.

Паливо по циліндрах розподіляється електронним блоком керування, у підпорядкуванні якого електромагнітні клапани форсунок. Цей же електронний блок, відповідно до режимів роботи двигуна, регулює момент упорскування, кількість подаваного палива, динаміку його подачі і тиск у системі живлення при різних оботах. Як бачите, досягти досконалості дизелів було б не можливо, якби не розвиток електроніки. Завдяки їй з'явилася можливість точного дозування подачі палива через форсунки. Застосування раніше механічні способи регулювання були далекі від ідеальних, тому в дизелях і була підвищена димність і інші деякі шкідливі викиди, які залежать від системи живлення. Результат від використання системи живлення common rail дуже вражає. Економія палива – від 10 до 20%, приріст потужності – до 30%, плюс значне скорочення шкідливих речовин.

Не дивлячись на такі переваги, отримані в результаті впровадження системи живлення common rail, на думку фахівців деяких компаній – ця система має і недоліки. Самий серйозний з них – значення тиску в загальній паливній магістралі максимум 1500.

3.2 Опис та принцип дії ПНВТ та форсунки.

На проєкту чому двигуні встановлено паливний насос високого тиску типу 962Е. Паливний насос здійснює стиск палива в загальну паливну магістраль. 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 через ущільнююче кільце та прокладку 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 входе в пази на шестерні. Таким чином при русі рейки повертається шестерня та плунжер насоса.

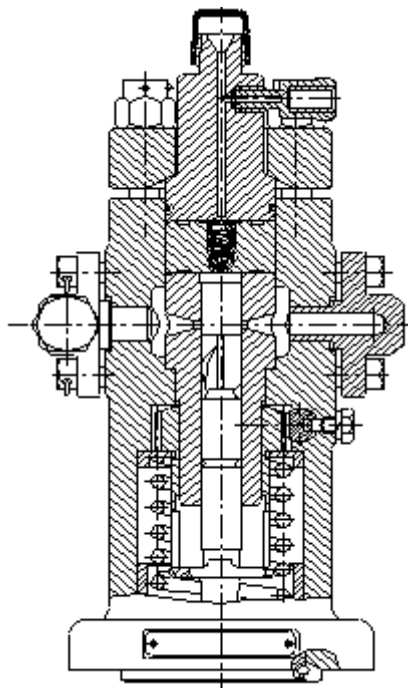


Рис. 3.2 – Паливний насос високого тиску типу 962Е.

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.

Звичайно, на практиці, форсунка асоціюється з доброю розпиленістю палива в камері згоряння двигуна і щільним закриттям після закінчення впорскування, саме ці параметри частіше за все і контролюються.

В системах впорскування Common Rail застосовуються форсунки керовані не тиском палива, а 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.

З'явилося так назване нове покоління форсунок Common Rail. Нове покоління форсунок вже використовують багато фірм та концернів такі, як Audi, Bosch, BMW, Mercedes Benz та інші. Нове покоління форсунок Common Rail відрізняється застосуванням мініатюрних електромагнітних клапанів, розташованих в безпосередній близькості від голки розпилювача, зменшуючи тим самим інерційність рухомих частин форсунки і її габарити.

Для розділення процесу впорскування на декілька фаз, що при застосуванні електромагнітного клапана заважке, враховуючи його інерційність, замість електричного клапана у форсунці Common Rail використовується п'єзоелектричний елемент.

П'єзоелектричний ефект ґрунтується на дуже швидкому, триваючим 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'єзоелемент налічує в собі понад ста шарів кристалів і подовжується на 0,04мм, що достатнє для реалізації багатофазного (східчастого) впорскування палива: початкової, попередньої дози, і головної.

У дипломному проекті форсунка остається така ж сама як і в прототипі але змінена конструкція. В базову форсунку додано п'єзоелектричний елемент, що керується електронним блоком керування.

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						50
Зм.	Лист	№ док.м.	Підпис	Дата		

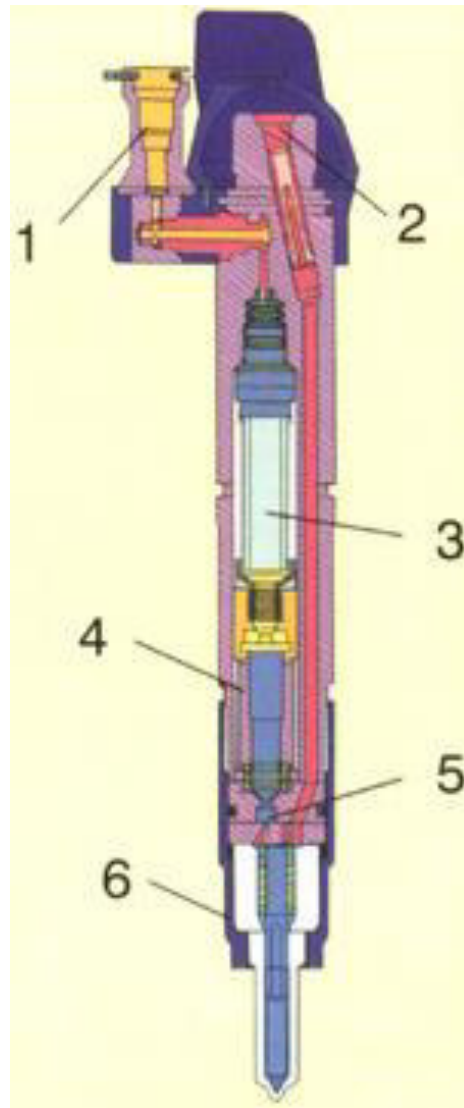


Рис. 3.3 - Форсунка Common Rail з п'єзоелектричним елементом:
1 – відведення переливу палива; 2 – підведення палива під високим тиском; 3 – п'єзоелектричний елемент; 4 – управляючий поршень; 5 – управляючий клапан; 6 – гайка розпилювача

Принцип подачі горючої суміші у циліндр форсункою розглядається з принципу зворотного п'єзоефекту. “П’єзо” в перекладі з грецького означає “тиснути”.

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.

В деяких кристалах поляризація може виникнути і без зовнішнього поля, якщо кристал піддається механічним деформаціям. Це явище, відкрите в 1880 р. П'єром і Жаком Кюрі, отримало назву п'єзоелектричного ефекту.

Щоб знайти п'єзоелектричні заряди, на межі кристалічної пластинки накладають металеві обкладання. При розімкнених обкладаннях між ними при деформації з'являється різниця потенціалів. При замкнутих 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, показану на мал. 3.5.1. 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.

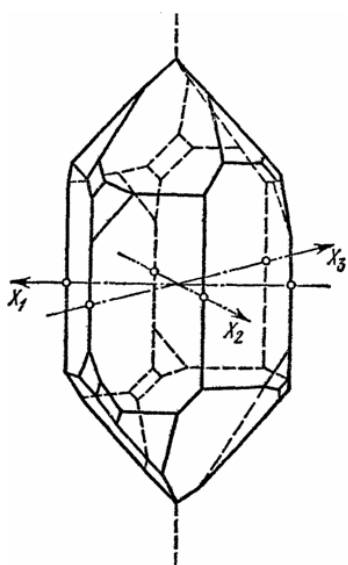


Рис. 3.4 -
Кристал кварцу

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. Напрям, 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 (мал. 3.5.2). 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

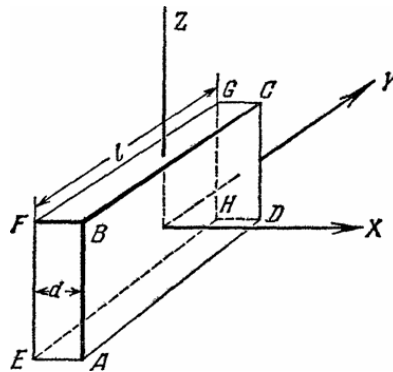


Рис. 3.5 - Кварцова пластинка,
вирізана перпендикулярно до п'єзоелектричної осі

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 (що відзначене на мал. 3.5.1 стрілками). 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 трюїть граней, розташованих у різних кінцях полярної осі, виявляється різною і що виходять при цьому фігури трюїть 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.

Мал. 3.5.3 якісно пояснює виникнення п'єзоелектричного ефекту в кварці. Тут 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.

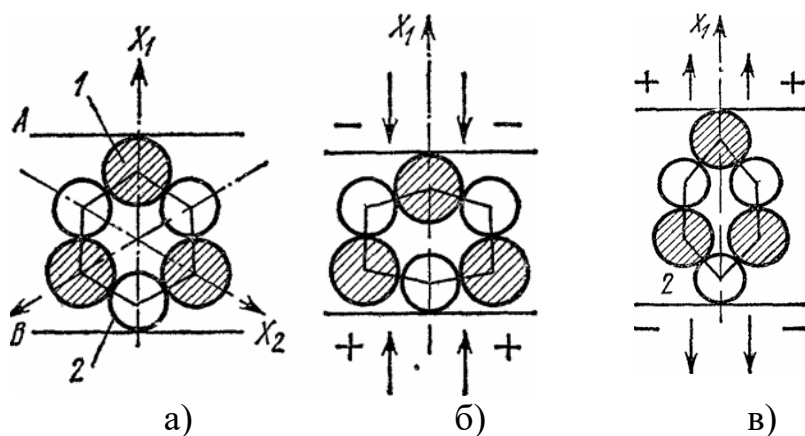


Рис. 3.6. - До пояснення п'єзоелектричного ефекту

Мал. 3.6 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 (мал. 3.6, б) 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 появі негативного заряду на площині А і позитивного заряду на площині В. При розтягуванні уздовж осі X_1 має місце зворотне (мал. 3.6, в): іони 1 і 2 “виштовхуються” з осередку. Тому на грані А виникає додатковий позитивний заряд, а на грані В – негативний заряд.

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 (мал. 3.5.4) 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 мал. 3.5.4, то при створенні такої ж поляризації зовнішнім полем пластинка розтягуватиметься.

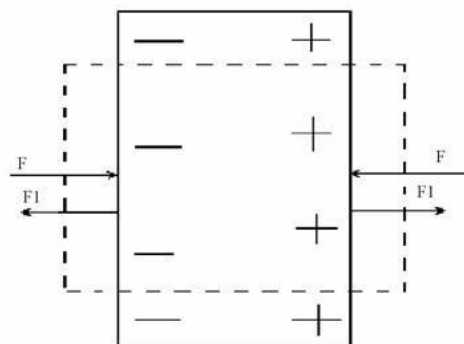


Рис. 3.7 – Зв'язок прямого і зворотного п'єзоелектричних ефектів

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. Її величина пропорційна напруженості електричного поля усередині кристала:

$$S = -b \cdot E \quad (1)$$

де b - той же п'єзоелектричний модуль, що і у разі прямого п'єзоефекту. Мінус в цій формулі відображає вказане вище співвідношення знаків прямого і зворотного п'єзоефектів.

Повна механічна напруга усередині кристала складається з напруги, викликаной деформацією, і напруги, що виникла під впливом електричного поля. Воно рівне

$$S = C_u - bE \quad (2)$$

Тут E є модуль пружності при деформації одностороннього розтягування (модуль Юнга) при постійному електричному полі.

При написанні формул ми вибирали u і E як незалежних змінних і вважали D і s їх функціями. Це, звичайно, необов'язково, і ми могли б вважати незалежними змінними іншу пару величин, одна з яких – механічна, а інша – електрична. Тоді ми отримали б теж два лінійні співвідношення між u , s , E і D , але з іншими коефіцієнтами. Залежно від типу даних задач зручні різні форми запису основних п'єзоелектричних співвідношень.

Оскільки всі п'єзоелектричні кристали анізотропні, то постійні e , E і b залежать від орієнтації граней пластинки щодо осей кристала. Крім того, вони залежать від того, закріплені бічні грані пластинки або вільні (залежать від граничних умов

при деформації). Щоб дати уявлення про порядок величини цих постійних ми приведемо їх значення для кварцу у разі, коли пластинка вирізана перпендикулярно осі X і її бічні грані вільні:

$$E = 4,5; C = 7,8 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2; b = 0,18 \text{ Кл/м}^2.$$

Розглянемо тепер приклад застосування основних співвідношень (1) і (2). Покладемо, що кварцова пластинка, вирізана, як вказано вище, розтягується уздовж осі X, причому обкладання, що стосуються граней, розімкнені. Оскільки заряд обкладань до деформації був рівний нулю, а кварц є діелектриком, то і після деформації обкладання будуть незарядженими. Згідно визначенню електричного зсуву це значить, що $D=0$. Тоді із співвідношення (1) виходить, що при деформації усередині пластинки з'явиться електричне поле з напруженістю

$$E = -(b/\epsilon_0 \epsilon) u$$

Підставляючи цей вираз у формулу (2), знаходимо для механічної напруги в пластинці

$$s = Cu - b \cdot (-(b/\epsilon_0 \epsilon) u) = C(1 + (b^2/\epsilon_0 \epsilon C)) u$$

Напруга, як і u відсутність п'єзоелектричного ефекту, пропорційна деформації. Проте пружні властивості пластинки тепер характеризуються ефективним модулем пружності

$$C' = E (1 + b^2/\epsilon_0 \epsilon C).$$

який більше за C . Збільшення пружної жорсткості викликано появою додаткової напруги при зворотному п'єзоэффекті, перешкоджаючого деформації. Вплив п'єзоелектричних властивостей кристала на його механічні властивості характеризується величиною

$$K_2 = b^2/\epsilon_0 \epsilon C$$

Квадратний корінь з цієї величини (K) називається константою електро механічного зв'язку. Користуючись приведеними вище значеннями ϵ , E і b , знаходимо, що для кварцу $K_2 \sim 0,01$. Для всіх інших відомих п'єзоелектричних кристалів K_2 надає також малим в порівнянні з одиницею і не перевищує 0,1.

Оцінимо тепер величину п'єзоелектричного поля. Покладемо, що до граней кварцової пластинки, перпендикулярних до осі X, прикладена механічна напруга

11055 Н/м². Тоді, згідно (4), деформація буде рівна $\epsilon = 1,3 \cdot 10^{-6}$. Підставляючи це значення у формулу (3), одержуємо $|E| = 5900 \text{ В/м} = 59 \text{ В/см}$. При товщині пластинки, скажімо, $d = 0,5 \text{ см}$ напруга між обкладаннями буде рівний $U = Ed \sim 30 \text{ В}$. Ми бачимо, що п'єзоелектричні поля і напруги можуть бути вельми значними. Застосовуючи замість кварцу більш сильні п'єзоелектрики і використовуючи належним чином вибрані типи деформації, можна одержувати п'єзоелектричні напруги, що вимірюються багатьма тисячами вольт.

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. 3.8 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.

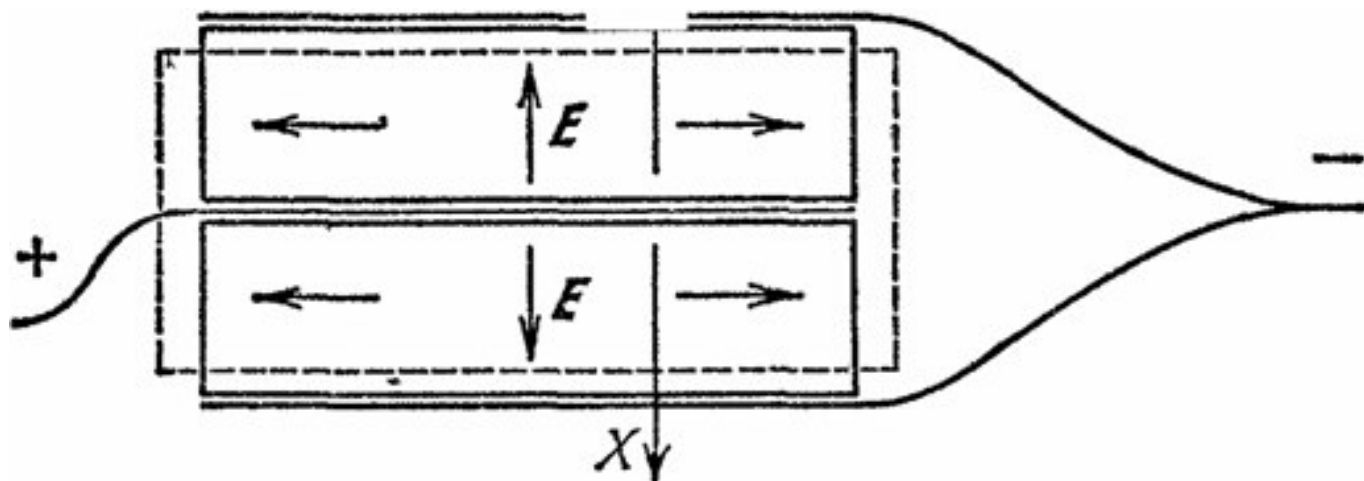


Рис. 3.8. - Подвійний п'єзоелемент, що працює на стиснення

3.4 Розрахунок параметрів паливного насосу високого тиску

3.4.1 Початкові дані для розрахунку секції паливного насоса

$P_e = 1000$ кВт - ефективна потужність;

$n = 750$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$i = 6$ число циліндрів;

$g_e = 223$ г/(кВт*год) - питома ефективна витрата палива;

$\tau = 4$ тактність двигуна;

$\rho_T = 842$ кг/м³ - щільність палива;

3.4.2 Розрахунок параметрів ПНВТ

Циклова подача

$$V_{\text{ц}} = \frac{g_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot 10^3}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T \cdot 10^{-3}} = \frac{223 \cdot 1 \times 10^3 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 750 \cdot 6 \cdot 842 \cdot 10^{-3}} = 1.962 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Теоретична подача секції паливного насоса

$$V_T = \frac{V_{\text{ц}}}{\eta_H}$$

де $\eta_H = 0.75$ - ККД насоса

$$V_T = \frac{V_{\text{ц}}}{\eta_H} = \frac{1.962 \times 10^3}{0.75} = 2.616 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Повна продуктивність секції паливного насоса

$$V_H = 3.1 \cdot V_T = 3.1 \cdot 2.616 \times 10^3 = 8.109 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Відношення ходу плунжера до діаметру плунжера приймаємо рівним

$$S_{d_{\text{пл}}} = 1.2$$

Діаметр плунжера розрахунковий, в мм

$$d'_{\text{ПЛ}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\text{Н}}}{\pi \cdot S_{\text{дПЛ}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 8.109 \times 10^3}{\pi \cdot 1.2}} = 20.491$$

Діаметр плунжера розрахунковий, в мм

$$d_{\text{ПЛ}} = 18$$

Повний хід плунжера розрахунковий, в мм

$$s'_{\text{ПЛ}} = d_{\text{ПЛ}} \cdot S_{\text{дПЛ}} = 18 \cdot 1.2 = 21.6$$

Повний хід плунжера прийнятий, в мм

$$s_{\text{ПЛ}} = 22$$

Активний хід плунжера

$$s_{\text{акт}} = \frac{4 \cdot V_{\text{Т}}}{\left(\pi \cdot d_{\text{ПЛ}}^2\right)} = \frac{4 \cdot 2615.759}{\pi \cdot 18^2} = 10.279$$

Повна продуктивність секції спроектованого паливного насоса дизеля

$$V_{\text{н.пр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ПЛ}}^2}{4} \cdot s_{\text{акт}} = \frac{\pi \cdot 18^2}{4} \cdot 10.279 = 2.616 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Продуктивність секції спроектованого паливного насоса газодизеля

$$V_{\text{н.пр.гд}} = \delta_{\text{ц}} \cdot V_{\text{н.пр}}$$

де $\delta_{\text{ц}} = 0.03$ доля вприснутого палива в газодизельному циклі

$$V_{\text{н.пр.гд}} = \delta_{\text{ц}} \cdot V_{\text{н.пр}} = 0.03 \cdot 2.616 \times 10^3 = 78.473 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

3.5 Розрахунок параметрів форсунки

3.5.1 Початкові дані

$p''_c = 6.599$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 10.295$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 750$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$V_{\text{ц}} = 1961.819$ мм³/цикл - циклова подача палива;

$\rho_T = 842$ кг/м³ - щільність палива;

$\Delta\varphi = 28$ ° - кут подачі палива;

$\mu_{\text{ф}} = 0.75$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$m = 12$ - кількість соплових отворів форсунки;

Число та розташування отворів сопла вибирають виходячи з форми камери згоряння та способу сумішоутворення.

В дизелях з плівковим сумішоутворенням застосовують одно- та двохдиркові розпилювачі з діаметром отвору 0,4...0,6 мм, а в дизелях з об'ємним сумішоутворенням - багатодиркові розпилювачі з діаметром отворів 0,2 мм та більше.

Розрахунок форсунки. За результатами теплового розрахунку дизеля та паливного насоса високого тиску визначаємо діаметр соплових отворів форсунки.

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчастого валу приймаємо рівною $\Delta\varphi=28^\circ$.

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{\Delta\varphi}{(6 \cdot n)} = \frac{28}{6 \cdot 750} = 6.222 \times 10^{-3}$$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\text{ц}} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{6.599 + 10.295}{2} = 8.447$$

Середній тиск розпилювання приймаємо рівним p_{ϕ} , МПа.

$$p_{\phi} = 60$$

Середня швидкість витікання палива через отвори сопла, м/с:

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{842} \cdot (60 - 8.447) \cdot 10^6} = 349.934$$

Сумарна площа соплових отворів, мм²:

$$f_c = \frac{V_{\Pi}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot 10^3} = \frac{1.962 \times 10^3}{0.75 \cdot 349.934 \cdot 6.222 \times 10^{-3} \cdot 10^3} = 1.201$$

Діаметр соплового отвору, мм:

$$d_c = \sqrt{4 \cdot \frac{f_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{4 \cdot \frac{1.201}{\pi \cdot 12}} = 0.357$$

3.6 Висновок по розділу

В ході проектування було обрано систему подачі рідкого палива акумуляторного типу з електронно-гідравлічним приводом голки. Такий вибір пов'язаний з необхідністю забезпечити точність дозування палива дизельним двигуном. Саме така система подачі рідкого палива має покращити не лише економічні але й екологічні показники двигуна за рахунок більшого тиску впорскування і більш тонкого розпилювання.

Розрахунок параметрів впорскування показав, що завдяки заміні форсунки та насоса, та оптимізації їх геометричних параметрів, вдалося довести питому витрату до 223 г/(кВт год).

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						62
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

4 ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.

При написанні даного розділу було використано джерело [5].

4.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів створених спроектованим двигуном.

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази. Розглянемо характер впливу компонентів, що містяться в ВГ двигунів на організм людини. За цією ознакою вони поділяються на 6 груп.

У першу групу входять речовини, що не роблять безпосереднього шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

До другої групи відноситься CO – окис вуглецю чи чадний газ – безбарвний газ, без запаху і смаку, легше повітря (щільність складає 0,97 стосовно повітря). Практично нерозчинний у воді. Горючий (утворює з повітрям вибухові суміші). Потрапляючи в легені людини, а відтіля в кров, витісняє з крові кисень, оскільки має в 200 разів більшу, ніж кисень, розчинність у ній (зниження змісту кисню в крові приводить до задухи). Шкідливий вплив окису вуглецю на організм людини пояснюють також тим, що червоні кров'яні тільця – еритроцити, захоплюють CO і втрачають здатність брати участь у газообміні організму. У результаті в людини настає кисневе голодування, зв'язаний з ним розлад центральної нервової системи, а у важких випадках смерть. При невеликих концентраціях у повітрі приведе до запаморочення і нудоти. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря (28 проти 28,7), то самостійно випаровується з приміщень дуже погано.

Вплив окису вуглецю залежить від його концентрації в атмосфері. До 0,0016 % по обсязі концентрація нешкідлива, при 0,01 – хронічне отруєння при тривалому

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						63
Зм.	Лист	№ док-м.	Підпис	Дата		

перебуванні, 0,05 – легке отруєння через 1 годину, 1,0 % – утрата свідомості після декількох вдихів і смерть, якщо людини не винести з повітряного обсягу з такою концентрацією окису вуглецю і не надати йому необхідну допомогу.

У третю групу входять окиси азоту, головним чином окис (оксид) NO і двоокис (диоксид) азоту NO₂. Оксид азоту NO – безбарвний газ, погано розчинний у воді, на повітрі окисляється до NO₂. Диоксид азоту NO₂ – газ червонясто – бурого кольору з характерним різким запахом, важчий за повітря. При рівних кількостях окиси азоту значно токсичніші, ніж CO. Потрапляючи в організм людини і вступаючи в реакцію з водою, вони утворюють у дихальних шляхах азотну й азотисту кислоти і їхні з'єднання, що руйнують легеневу тканину, викликаючи хронічні захворювання, необоротні зміни в серцево – судинній системі. Вони також викликають захворювання слизоватих оболонок верхніх дихальних шляхів, хронічні бронхіти, нервові розлади. У з'єднанні з вуглеводнями утворюють токсичні нітроолефіни. Наслідки отруєння мають схований період, коли отруєний почуває себе добре, але потім важко занедужує.

У залежності від об'ємної концентрації в повітрі (у %) вплив NO₂ на людський організм наступний: 0,00001 – абсолютний поріг впливу; до 0,0003 – поріг сприйняття запаху; 0,0013 – поріг роздратування слизоватих; до 0,002 – утворення метагемоглобіна; 0,004 – 0,008 – набряк легень. Крім того, окиси азоту беруть участь у фотохімічних реакціях утворення смогу.

До четвертої групи, самої численної, відносяться різні вуглеводні (з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів: алкенів, алкадиєнів, цикланів, а також ароматичних з'єднань, у тому числі канцерогенів. Мають неприємний запах, викликають багато хронічних захворювань, роблять загально токсичний і дратівний вплив.

У п'яту групу входять альдегіди. Вони мають різкий запах (особливо - формальдегід). При визначених дозах викликають роздратування дихальних шляхів і слизоватих оболонок носа й око. Дія на організм людини характеризується дратівним і загально токсичним ефектом на центральну нервову систему,

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						64
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

поразкою внутрішніх органів. У відпрацьованих газах, присутні в основному формальдегід і акролеїн.

У шосту групу виділяють сажу. Сажа являє собою дрібні частки вуглецю - від часток мікрона до десятків мікронів; самі дрібні (не більш 10 мкм) здатні по кілька діб витати в повітрі. Як всякий аерозоль, сажа забруднює повітря, погіршує видимість і може дратувати дихальні шляхи. Вуглець як хімічна речовина не представляє безпосередньої небезпеки для організму людини.

Головна небезпека сажі полягає в тім, що вона є переносником канцерогенних речовин, причому 3,4 – бензапирен, адсорбований поверхнею сажі, діє на живі клітки сильніше, ніж у чистому виді. 3,4 – бензапирен виявлений не тільки в сажі дизелів, але й у сажі бензинових двигунів, що містить у 200 разів більше цієї речовини. Однак самої сажі в газах дизелів, що відробили, міститься значно більше, ніж у газах бензинових двигунів.

4.2 Загальні положення з охорони праці.

Охорона праці – система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Охорона праці включає техніку безпеки і виробничу санітарію.

Техніка безпеки – система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають дії на працюючих небезпечних виробничих чинників.

Небезпечний виробничий чинник – чинник, дію якого на працюючого в певних умовах приводить до травми або до іншого раптового різкого погіршення його здоров'я. До небезпечних виробничих чинників відносяться:

- машини і механізми, що рухаються;
- рухомі частини виробничого устаткування;
- вироби, що пересуваються; заготовки; матеріали, конструкції, що руйнуються;
- гострі кромки;
- шорсткість на поверхнях заготовок інструментів і устаткування;

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						65
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

- підвищена напруга в електричних ланцюгах, замикання яких на землю може відбутися через тіло людини;
- підвищений рівень статичної електрики; розташування робочого місця на значній висоті щодо землі (пола);
- підвищена або знижена температура поверхні устаткування, матеріалів і т.д.

Виробнича санітарія – система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають або зменшуючих дії на працюючих шкідливих виробничих чинників.

Шкідливий виробничий чинник – чинник, дію якого на працюючого в певних умовах приводить до захворювання або зниження працездатності.

До шкідливих виробничих чинників на машинобудівних заводах відносяться:

- підвищена заповнена і загазованість повітря в робочій зоні;
- підвищена або знижена температура;
- відносна вологість; рухливість;
- барометричний тиск і ступінь іонізації повітря в цій зоні;
- підвищений рівень шуму, вібрацій на робочому місці, підвищений рівень теплових, ультрафіолетових, електромагнітних і електростатичних полів, іонізуючих випромінювань в робочій зоні;
- відсутність і нестача природного світла;
- недостатня освітленість робочого місця системами штучного освітлення і т.п.

Повний перелік небезпечних і шкідливих виробничих чинників даний в ГОСТ 12.0.003–74* (СТ СЕВ 790–77).

Залежно від рівня і тривалості дії шкідливий виробничий чинник може стати небезпечним. Наприклад, крупні зважені частинки в повітрі робочої зони можуть бути причиною травмування очей, а дрібні частинки можуть з часом викликати професійне захворювання легенів – пневмоконіоз. Пари і гази можуть викликати як гостру поразку слизових оболонок органів зору, так і професійне захворювання – кон'юнктивіт.

Безпека праці – стан умов праці, при яких відсутні небезпечні і шкідливі чинники. Небезпечна зона – простір, в якому можливо дія на працюючого небезпечного або шкідливого виробничого чинника.

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						66
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

4.3 Розрахунок освітлення приміщення на об'єкті.

Розрахунок виконаний для визначення кількості світильників, які потрібні бути встановлені у машинному відділенні тепловоза. Для штучного освітлення приміщень використовують газорозрядні лампи, найбільш сприятливі з фізіологічної точки зору та економії електроенергії. Якщо їх використання не можливе, допускається використання ламп накаливання.

Розрахунок виконаний методом використання світлового потоку.

Кількість світильників визначається за формулою:

$$N = \frac{E \cdot K \cdot S \cdot Z}{F \cdot z}, \text{ шт.}$$

де E – норма освітленості, $E = 300$ ЛК;

K – коефіцієнт запасу, $K = 1,5$;

S – площа, яка освітлюється, м^2 .

$$S = a \cdot b$$

a – довжина машинного відділення тепловозу, $a = 1,98\text{м}$;

b – ширина машинного відділення тепловозу, $b = 11,620\text{м}$.

$$S = 1,98 \cdot 11,62 = 23,0076\text{м}^2$$

Z – коефіцієнт мінімальної освітленості, $Z = 1,15$;

F – сумарний світловий потік ламп ЛД – 80, $F = 3440\text{ЛМ}$;

z – коефіцієнт використання світлового потоку, $z = 0,36$

$$N = \frac{300 \cdot 1,5 \cdot 23,0076 \cdot 1,15}{3440 \cdot 0,36} = 9,61_{\text{шт.}}$$

Приймаємо в машинне відділення тепловозу 10 світильників марки ЛД–80.

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						67
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

4.4 Охорона навколишнього середовища.

У процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем: для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу вихлопні гази.

Вплив залізничного транспорту на навколишнє середовище значно менший, ніж автомобільного транспорту. Це пояснюється меншими витратами палива на одиницю транспортної роботи, а також застосуванням електричної тяги. Під час експлуатації тепловозів з дизелями відпрацьовані гази виділяють 98% шкідливих речовин, а картерні та випаровуванням палива – 2%.

Склад відпрацьованих газів в залізничних дизелях такий самий, як і в автомобільних, проте з урахуванням більшої частки в експлуатації тепловозів сталих режимів викид ними токсичних речовин суттєво нижчий. У маневрових тепловозів викид токсичних речовин вищий.

Основна увага при розробці заходів щодо зменшення токсичності відпрацьованих газів приділяється нейтралізації оксидів азоту. Вони переважно такі самі, як і в транспортних автомобільних дизелях: це пошуки оптимальної конфігурації камери згоряння, ефективних методів сумішоутворення, рециркуляція відпрацьованих газів, застосування домішок до дизельного палива, удосконалення методів регулювання потужності, а також паливної апаратури.

Для зменшення димності застосовують антидимні присадки до палива, забезпечують більш ретельне і систематичне регулювання паливної апаратури. Дим не тільки забруднює атмосферу, а й внаслідок його осідання на ізоляторах ліній електропередач порушує роботу контактної мережі та високовольтних ліній передач.

На викид сажі в атмосферу також дуже впливає режим руху поїздів: часті розгони та гальмування збільшують викид сажі.

Навколишнє середовище забруднюється також металевим пилом внаслідок зношування гальмівних колодок. На пил щорічно перетворюється до 350 тис. т чавуну. Щоб зменшити пил, застосовують електро- та гідродинамічні гальма.

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						68
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

У деяких районах атмосфера і ґрунт забруднюються вугільним і рудним пилом, а також сіллю, нафтопродуктами та іншими речовинами, спричиненими витіканням рідких вантажів через негерметичність вагонів та цистерн.

Значної шкоди навколишньому середовищу завдають масла, які витікають з локомотивів та візків вагонів і потім змиваються у водойму та ґрунт.

4.5 Заходи щодо зниження токсичності і димності відпрацьованих газів.

Удосконалювання робочих процесів і сумішоутворення.

Підвищують інтенсивність турбулентності суміші в камері згоряння, збільшують тривалість і потужність електричного розряду, особливо при роботі на бідних сумішах. Це зменшує викид СО на багатих сумішах, але може збільшити викид NO_x при роботі на номінальних навантаженнях і на бідних сумішах.

Поліпшують розпилювання палива на всіх режимах роботи, включаючи холостий хід, примусовий холостий хід, часткові і перехідні режими.

Поліпшують рівномірність надходження палива по циліндрах двигуна. Для цього в системах впорскування палива застосовують повітряний ресивер, впускні патрубки.

Зменшення кутів, що визначають момент запалення, зменшує викид NO_x, але погіршує економічність двигуна, а також сприяє росту викиду вуглеводнів і СО.

Зниження рівня викиду токсичних речовин в ВГ можна досягти за рахунок нейтралізації газів, що відходять, у спеціальних пристроях – нейтралізаторах. Нейтралізатори встановлюються на виході газів з циліндрів двигунів і призначаються для перетворення токсичних речовин у нетоксичні чи для затримки (поглинання) токсичних речовин. Відповідно існують термічні, каталітичні і механічні нейтралізатори. У термічних і каталітичних нейтралізаторах відбуваються хімічні реакції, у результаті яких зменшується концентрація газових компонентів токсичних речовин. У механічних нейтралізаторах відбувається відділення часток сажі і крапель рідини (олія, паливо, вода, кислоти). Останні нейтралізатори застосовуються порівняно рідко і здебільшого для стаціонарних установок.

4.6 Техніка безпеки

Для правильної технічної експлуатації і для забезпечення безпеки при експлуатації дизельної установки і її допоміжних механізмів необхідно виконувати наступні основні вимоги:

дизельна установка і всі допоміжні механізми і пристрої установки повинні експлуатуватися в строгій відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;

не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;

постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду дизельної установки і її допоміжних механізмів;

не дозволяється загромождувати якими-небудь предметами проходи в машинному відділенні. Отвори і трубопроводи для наповнення і огляду цистерн рідкого палива повинні бути закриті і не мати пропусків;

дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;

не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;

при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент і т.п. на деталях механізму руху;

пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією. При цьому обслуговуючий персонал повинен бути віддалений від дизельної установки;

слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;

негайно треба усувати течу і підтікання в паливній арматурі, паливопроводах і цистернах рідкого палива. Забороняється закривати рукою місце розриву нагнітального трубопроводу форсунки при роботі двигуна;

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						70
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду. При продуванні індикаторних кранів необхідно знаходитися в стороні від струменя газів.

4.7 Заходи щодо зниження шуму та вібрації проектового двигуна.

Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Негативно впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму на протязі тривалого часу спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткової чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні енергетичної установки

Рівень шуму, що створює проектований двигун визначимо по формулі:

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

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

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

P_e – номінальна потужність двигуна, $P_e = 1000 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 1000^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 88,539 \text{ Дб}$$

В результаті розрахунку видно що рівень шуму дещо перевищує припустимі значення. Відповідно потрібно проводити заходи щодо зниження його рівня.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовують глушники. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі кожухи або бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб. Для зниження механічного шуму необхідно зменшувати зазори між деталями і вузлами, та виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинаючими покриттями.

Вібрація.

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

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

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

Рівень вібрації для двигуна визначаємо по формулі:

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

де m – маса двигуна, m = 21950 кг;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 1000^{0.55} \cdot \left(\frac{1+1360}{21950} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{21950}{1000}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 89,6 \text{ Дб}$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: підбір поршнів і шатунів за ваговими групами, маховик, противаги, спеціальні подушки, які гасять вібрацію.

4.8 Висновок по розділу.

Для проектного двигуна передбачено заходи з безпечної та ефективної експлуатації. З проведених розрахунків щодо визначення рівня шуму та вібрації спроектованого двигуна видно, що їхні значення дещо перевищують допустимі санітарні норми, що буде справляти негативний вплив на обслуговуючий персонал. Тому необхідно реалізувати ряд додаткових заходів, які дозволять знизити рівень шуму та вібрації двигуна.

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						73
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ.

5.1 Економічні аспекти модернізації дизеля

Нижче приведений розрахунок, що доводить доцільність застосування для дизель-генератора 6ЧН 26/34 нової системи подачі палива.

Таблиця 5.1. Техніко-економічна характеристика базового та проектного ДВЗ

Найменування показника	Позначення	Базовий двигун	Проектований двигун
Потужність, кВт	Pe	800	1000
Частота обертання колінчатого вала, хв-1	n	750	750
Діаметр циліндра, м	D	0,26	0,26
Хід поршня, м	S	0,34	0,34
Середня швидкість поршня, м/с	Cm	7	7
Питома ефективна витрата рідкого палива, кг/(кВт* год)	be	0,225	0,223
Питома ефективна витрата мастила, кг/(кВт год)	bm	0,001	0,001
Ціна палива, грн/т	Цп	26700	26700
Ціна мастила, грн./т	Цм	32500	32500
Час роботи двигуна, год	t	6760	6760
Сумарні коефіцієнти по капітальних ремонтах	ϵ_{min}	1,1	1,1
Коефіцієнт частки вартості робіт	b	0,05	0,05
Коефіцієнт частки вартості капітального ремонту	Kкр	0,4	0,4
Коефіцієнт використання потужності	Kм	0,85	0,85
Ресурс двигуна до першого перебирання, год	tпер	15600	15200
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год	tкр	40000	40000
Коефіцієнт порівняльної економічної ефективності	E	0,15	0,15

5.2 Оцінювання вартості модернізації двигуна.

Приблизна вартість модернізації двигуна, шляхом заміни базових деталей новими приведена в таблиці 5.2

Таблиця 5.2 Зміни вартості деталей двигуна при модернізації

Вузол, деталь що змінені	Приблизна вартість, грн.	
	Базовий двигун	Проектуємий двигун
Базовий двигун	1040000	-
Кришка циліндра	12800	14200
Форсунка	14300	17900
ПНВТ	420	670
Новий двигун	-	1046800

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;

$P_{e.c} = 1000$ кВт - номінальна ефективна потужність спроектованого двигуна;

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

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

$$N_c = K_{\Pi} \cdot P_{e.c} \cdot t = 0.75 \cdot 1000 \cdot 8000 = 6000000$$

Річні поточні витрати на паливе, грн.

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

де b_e - питома ефективна витрата палива;

$b_{e.б} = 0.225$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива двигуна-прототипа;

$b_{e.c} = 0.223$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива спроектованого двигуна;

$$З_{\text{пал.б}} = N_{б} \cdot b_{e.б} \cdot Ц_{\Pi} = 4800000 \cdot 0.225 \cdot 26.7 = 28836000$$

$$З_{\text{пал.c}} = N_c \cdot b_{e.c} \cdot Ц_{\Pi} = 6000000 \cdot 0.223 \cdot 26.7 = 35724600$$

Річні поточні витрати на масло, грн.

$$З_M = P_e \cdot b_M \cdot t$$

де b_e - питома ефективна витрата палива;

$b_{м.б} = 0.002$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата масла на угар двигуна-прототипа;

$b_{м.с} = 0.002$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата масла на угар спроектованого двигуна;

$$З_{м.б} = N_{б} \cdot b_{м.б} \cdot Ц_{м} = 4800000 \cdot 0.002 \cdot 32.5 = 312000$$

$$З_{м.с} = N_{с} \cdot b_{м.с} \cdot Ц_{м} = 6000000 \cdot 0.002 \cdot 32.5 = 390000$$

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

$Ц_{б} = 6250000$ грн - вартість базового двигуна;

$Ц_{с} = 7450000$ грн - вартість спроектованого двигуна;

$t_{пер} = 15600$ год - ресурс до першого перебирання;

$$З_{п.р.б} = \frac{b \cdot t \cdot Ц_{б}}{t_{пер}} = \frac{0.05 \cdot 8000 \cdot 6250000}{15600} = 160256.41$$

$$З_{п.р.с} = \frac{b \cdot t \cdot Ц_{с}}{t_{пер}} = \frac{0.05 \cdot 8000 \cdot 7450000}{15600} = 191025.641$$

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;

$$З_{к.р.б} = \frac{K_{к.р} \cdot t \cdot Ц_{б}}{t_{к.р} \cdot \epsilon_{min}} = \frac{0.3 \cdot 8000 \cdot 6250000}{40000 \cdot 1.1} = 340909.091$$

$$З_{к.р.с} = \frac{K_{к.р} \cdot t \cdot Ц_{с}}{t_{к.р} \cdot \epsilon_{min}} = \frac{0.3 \cdot 8000 \cdot 7450000}{40000 \cdot 1.1} = 406363.636$$

Термін служби, років

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

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

Річний ефект у споживача, грн.

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

$$E_{\text{б1}} = \sum \begin{pmatrix} 3_{\text{пал.б}} \\ 3_{\text{м.б}} \\ 3_{\text{п.р.б}} \\ 3_{\text{к.р.б}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 28836000 \\ 312000 \\ 160256.41 \\ 340909.091 \end{pmatrix} = 29649165.501$$

$$E_{\text{с1}} = \sum \begin{pmatrix} 3_{\text{пал.с}} \\ 3_{\text{м.с}} \\ 3_{\text{п.р.с}} \\ 3_{\text{к.р.с}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 35724600 \\ 390000 \\ 191025.641 \\ 406363.636 \end{pmatrix} = 36711989.277$$

Річний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна, грн.

$$E_{\text{к}} = \left[\frac{N_{\text{с}}}{N_{\text{б}}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\text{б}}} + E_{\text{б}}}{\frac{1}{T_{\text{с}}} + E_{\text{с}}} \right) + \frac{E_{11\text{б}} - E_{\text{с1}}}{\frac{1}{T_{\text{с}}} + E_{\text{с}}} \right] - \frac{C_{\text{с}}}{T_{\text{с}}}$$

$$E_{11\text{б}} = \frac{N_{\text{с}}}{N_{\text{б}}} \cdot E_{1\text{б}} = \frac{6000000}{4800000} \cdot 29649165.501 = 37061456.876$$

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

$E_{\text{с}} = 0.15$ - нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності для споектованого двигуна;

$$A_{EK} = \Pi_6 \cdot \frac{N_c}{N_6} = 6250000 \cdot \frac{6000000}{4800000} = 7812500$$

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

$$C_{EK} = \frac{E_{116} - E_{c1}}{\frac{1}{T_c} + E_c} = \frac{37061456.876 - 36711989.277}{\frac{1}{5} + 0.15} = 998478.854$$

$$D_{EK} = (A_{EK} \cdot B_{EK} + C_{EK}) = 7812500 + 998478.854 = 8810978.854$$

$$E_K = D_{EK} - \Pi_c = 8810978.854 - 7450000 = 1360978.854$$

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 $i_d = 300$ шт/рік - річний об'єм продукції;

$C_d = 5300000$ грн - собівартість виготовлення нового двигуна;

$$C = i_d \cdot C_d = 300 \cdot 5300000 = 1590000000$$

Вартість річного об'єму продукції, в грн.

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

де $\Pi_{\Pi} = 6200000$

$$\Pi = i_d \cdot \Pi_{\Pi} = 300 \cdot 6200000 = 1860000000$$

Прибуток підприємства від впровадження новітньої розробки, грн.

$$\Pi = \Pi - C = 270000000$$

Термін окупності капітальних вкладень

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

де $K_{\Pi} = 475000000$ грн. - сума капітальних вкладень

$$t_{\Pi} = \frac{K_{\Pi}}{\Pi} = 1.759$$

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

Річний економічний ефект від спроектованого двигуна, в грн $E_K = 1360979$

Строк окупності капітальних вкладень склав, в роках $t_{\Pi} = 1.759$

5.4 Висновок по розділу.

Приведений результат розрахунку підтвердив економічну доцільність впровадження нового двигуна в експлуатацію.

Річний економічний ефект не зважаючи на грошове збільшення річних поточних витрат споживача в порівнянні з базовим двигуном, зріс головним чином за рахунок підвищення потужності двигуна та збільшення ресурсу експлуатації. Економічний ефект визначений в даному розрахунку складає 1360979 грн. за один рік експлуатації двигуна. Встановлення проектного двигуна самоокупається приблизно за 2 роки.

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						79
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Головне завдання даного проекту - підвищення ефективності тепловозного двигуна потужністю 1000 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива можна вважати повністю виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 1001,5$ кВт, що відрізняється від заданої (на 0,14 %), але при цьому не виходить за межі допустимої похибки розрахунку ефективної потужності у 5%.

В результаті виконаних обчислень було отримано параметри робочого циклу для проектного двигуна. Це дало можливість в подальшому побудувати теоретичну та дійсну індикаторну діаграму. За результатами теплового розрахунку було визначено складові зовнішнього теплового балансу, а також сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі.

Спеціальна частина дипломного проекту, була направлена на розробку нової системи подачі палива. Так в проекті розглянуто та запропоновано для реалізації акумуляторна система подачі палива з електронно-гідравлічним запиранням голки. Обґрунтовано та запропоновано ряд заходів, направлених на модернізацію існуючої системи подачі палива та переробку її нову. Спроектовано насос високого тиску що забезпечує необхідну подачу для всього двигуна.

В проекті було розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та мінімізацію шкідливого впливу, при роботі дизельного двигуна. Запропонований комплекс заходів з охорони праці, та заходів з безпечної експлуатації двигуна повинен покращити безпеку при обслуговуванні машини. Визначено параметри шуму та вібрації та надано рекомендації для їх знешкодження.

Розрахунок параметрів економічної ефективності проекту показав, що не зважаючи на збільшення річних витрат споживача на новий двигун, збільшення ресурсу експлуатації установки забезпечує економічний ефект на рівні 1 360 000 грн. за один рік експлуатації двигуна. Термін окупності проектного двигуна складає приблизно 2 роки.

					ПФ НУК 131.61.20.16.ПЗ	Лист
						80
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

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 – 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. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждбаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.

5. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.

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.

8. Пліш О.В., Пашковський В.Р., Гнилозуб Р.І., «Вплив початкових параметрів на вихідні показники штовхача для кулачка отриманого за методикою «Полідайн»/ Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції: «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» НУК 26-27 листопада 2020 року, - 284 с.