

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 стаціонарної електростанції потужністю 865 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.
Двигун-прототип: 6ЧН 26/34.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-19

_____ **Коровяк В.Е.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2020 р.

ВСТУП

Проблема використання газів в якості моторного палива в двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) і стаціонарних установках різного призначення багатогранна. Вона виходить за рамки машинобудування, нафтової або газової промисловості. Переведення (конвертація) ДВЗ на газ, дозволяє вирішувати ряд найважливіших задач:

- зниження шкідливої дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище;
- скорочення експлуатаційних витрат та розширення спектру моторних палив;
- заощадження викопних і не поновлювальних природних енергоресурсів.

Широкомасштабне переведення на газове паливо транспортних засобів, є однією з умов стійкого розвитку економіки. Одним з рушійних мотивів збільшення частки природного газу в господарській діяльності є можливість зменшення парникового ефекту.

В порівнянні з іншими видами викопного палива, природний газ має беззаперечні екологічні переваги, серед яких ключовою є можливість скорочення парникових викидів на 20%. Останнім часом активно ведуться роботи в області використання зрідженого природного газу, розробляються технологічні засоби для виробництва, зберігання, транспортування і використання природного для автомобільного, водного, залізничного і авіаційного транспорту.

Якісне та ефективне споживання палива двигуном може бути забезпечене системою подачі палива. Тому проведення проектних робіт щодо її вдосконалення з метою покращення вихідних параметрів двигуна, є 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 міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, Освіта, Наука 2020», що відбулася в Первомайській філії національного університету кораблебудування 21 травня 2020 року, та викладені в матеріалах конференції на сторінках 30-32 «Використання палив альтернативного походження в ДВЗ».

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						3
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис силової установки та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Опис електростанції на базі проектного двигуна.

Для максимального використання теплоти згоряння дизельного палива, вартість якого є високою і постійно зростає, дизельний двигун 6ЧН 26/34 включають до складу установки, яка включає в себе дизель-генератор ДГА-850 та обладнання для утилізації теплоти випускних газів.

Будівля електростанції одноповерхова, із складеного залізобетону, каркасна із залізобетонними панелями. Приміщення обладнано підвісним краном вантажопід'ємністю 5,0 т. В зовнішніх стінах є світові пройоми. До будівлі підведені інженерні комунікації.

Дизель-генератор ДГА-800 складається із дизеля 6ЧН 26/34 та генератора СБГ 800-750, змонтованих на спільній рамі, шафів управління і допоміжного обладнання встановленого в приміщенні електростанції окремо (бачок води розширювальний, пускові балони, компресор для підкачування балонів, глушник - іскрогасник).

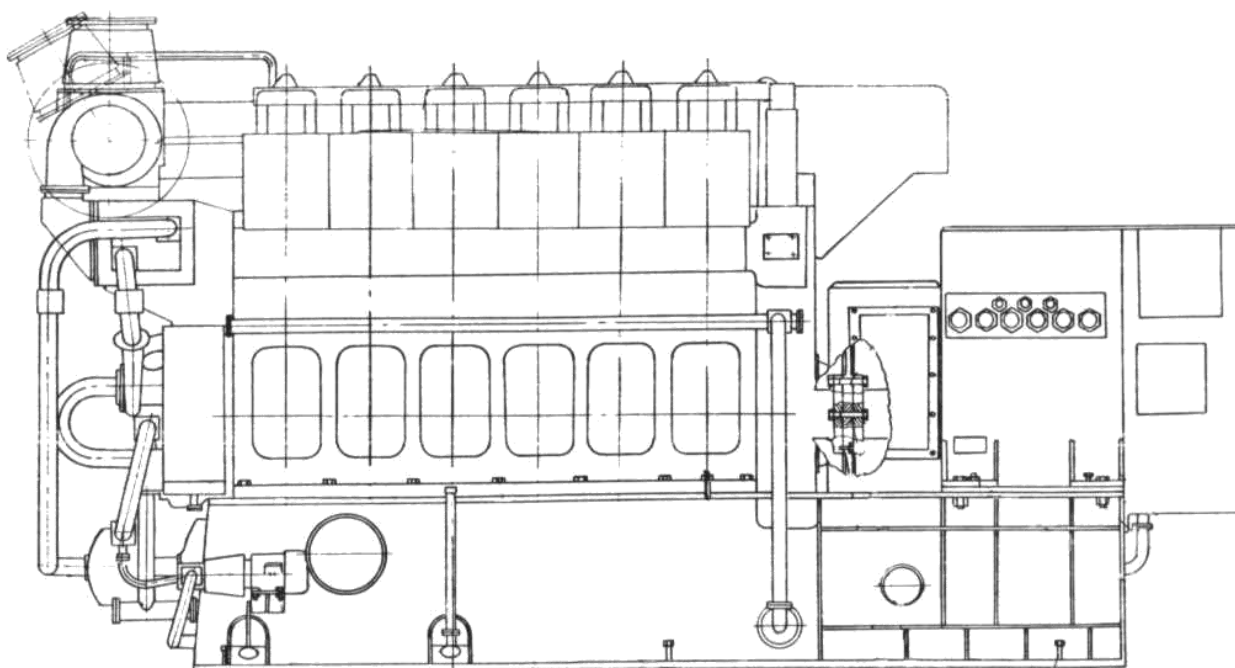


Рис. 1.1 – Дизель-генератор ДГА-800

З'єднання колінчастого валу дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве. По виконанню дизель-генератор правої моделі.

Генератор синхронний типу СГС-900Г-8-Н11, трифазний із статичною системою збудження, автоматичним регулюванням напруги, одноопорний, щітковий. Генератор має дві шафи управління де розміщується пристрій збуджувальний УВГС-900 із системою збудження генератора, системою контролю і управління дизель-генератором, та пристроєм точної синхронізації.

Для пуску дизеля передбачена система стиснутого повітря, яка містить в собі:

- а) електричний компресор з автоматичною підтримкою тиску;
- б) балон стиснутого повітря;
- в) трубопроводи і арматуру.

Для поточної витрати масла передбачено бак запасу масла об'ємом 800 л. Подача масла в бак виконується шестеренним насосом від пересувної ємності.

Засоби контролю за роботою та станом параметрів ДГУ розташовані на щиті приладів, а також в шафі КУВМ-0,4-800. На щитку приладів також встановлені:

1. Манометри для заміру тисків:

- масла, що поступає в дизель;
- масла до фільтра;
- палива після фільтра;
- циркуляційної води;
- води зовнішнього контуру;
- пускового повітря;
- наддувочного повітря;

2. Термометри для заміру температури:

- води, що виходить із дизеля;
- масла, що поступає в дизель;
- палива охолодження форсунок.

3. Система для заміру температури випускних газів на виході із кожного циліндру, перед турбокомпресором та за турбокомпресором.

4. Тахометр частоти обертання колінчастого валу.

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 - Основі параметри та характеристики ДГА-800

Параметри дизель-генератора	Величина
Номінальна потужність на клеммах генератора, кВт	800
Потужність перенавантаження (не більше 1 години роботи), кВт	880
Мінімальна потужність, що допускається при тривалій роботі, кВт	200
Середній ефективний тиск, МПа	1,35
Максимальний тиск згоряння, МПа	11,5
Тиск на початку впорскування палива, МПа	27,0
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	750
Середня швидкість поршня, м/с	8,5
Число циліндрів	6
Діаметр циліндру, мм	260
Хід поршня, мм	340
Робочий об'єм циліндра, л	18,04
Загальний літраж двигуна, л	108,25
Ступінь стиску	12,5 : 1
Порядок роботи циліндрів	1-5-3-6-2-4
Напрямок обертання	праве
Об'єм масла в системі змащування, л	800
Об'єм води в системі охолодження, л	210
Об'єм масла в регуляторі швидкості, л	2,4
Питома витрата палива на номінальній потужності, приведеної до теплоти згоряння 42700 кДж/кг, кг/кВт год	0,223
Витрата палива на номінальній потужності за годину, кг/год	178+10
Питома витрата палива: - на угар, г/кВт год - сумарна з врахуванням зливання при заміні, г/кВт год	1,45 2,0
Годинна витрата масла на угар на номінальній потужності, кг/год	0,92
Рід струму - змінний, трьохфазний - частота - напруга - струм статора на номінальній потужності при $\cos \varphi=0,8$	50 Гц 400 В 1445 А
Габаритні розміри: - довжина, мм - ширина, мм - висота, мм	5980 2070 3160
Маса дизель-генератора (суха), в зборі на подмоторній рамі із всіма навішаними агрегатами, охолоджувачами і фільтрами, кг	21950 ⁺⁶⁵⁰

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору.

Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки

Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 865$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

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

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

Номінальна фазна напруга, в В

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

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

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

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 865 \cdot 0.985 = 852.025$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

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

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

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{852.025}{0.850} = 1002.382$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{н.ф} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1002.382 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1522.962$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

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

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 1002.382 \cdot 1.075 = 1077.561$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1077.561 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1637.185$$

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

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

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 1077.561 \cdot 1.1 = 1185.317$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{1185.317 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1800.903$$

Число пар полюсів генератора

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

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо з довідника [4 ст. 215] генератор моделі СБГ 865-750, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 865.

1.2 Опис двигуна-прототипу.

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.

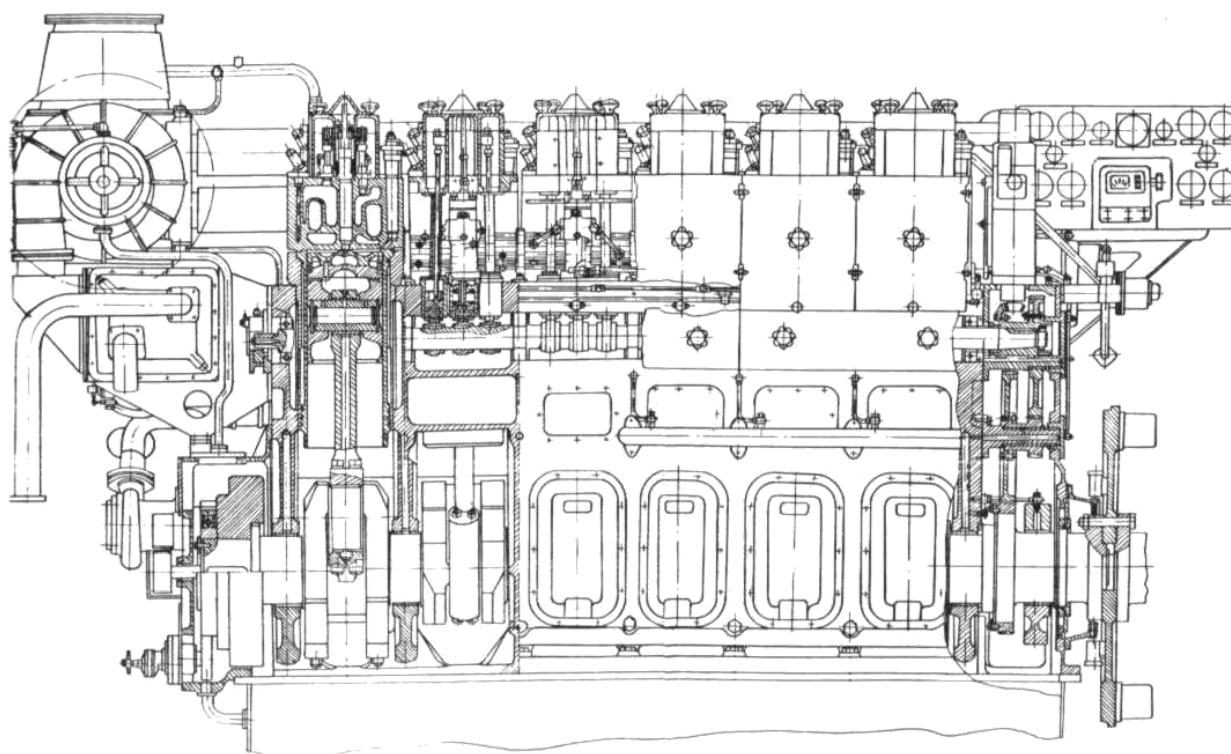


Рис. 1.2 – Двигун 6ЧН 26/34 (вид зі сторони щита приладів)

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

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.

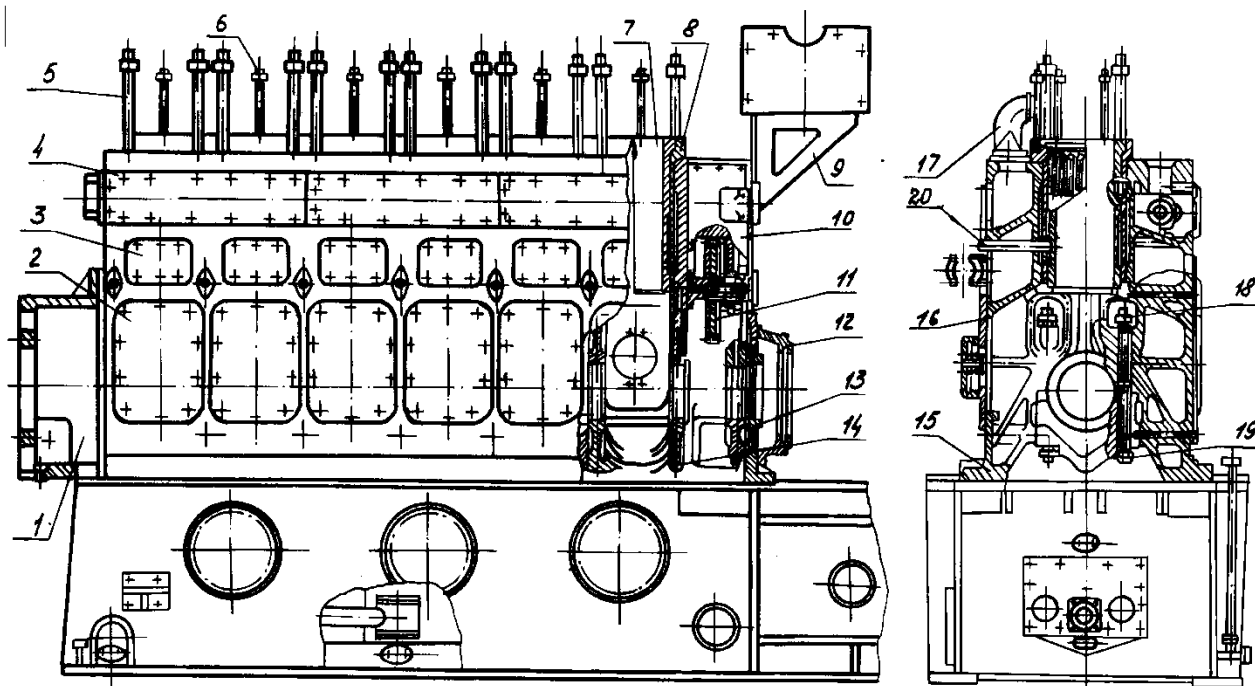


Рис. 1.3 – Блок-картер

1-кожух передній; 2-щит картера; 3-крышка; 4-закритие розподільного валу; 5,6-шпилька; 7-штулка циліндра; 8-рубашка; 9-кронштейн щита приладів; 10-корпус приводу; 11-шестерни приводу розподільного валу; 12-закритие; 13-уплотнение; 14-бугель напольного подшипника; 15-блок-картер; 16-щит картера середній; 17-переходник; 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, 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 сталеві, демонтуються без необхідності виймання колінчастого валу. Із сторони переднього торця на колін-

частому валу розташовані шестерні привода насосів води і масла и паливопідкачувального 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.

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, вставляється, складається із гільзи та сорочки. У верхній та нижній частині порожнина охолодження поміж втулкою та сорочкою ущільнюється гумовими кільцями круглого перерізу.

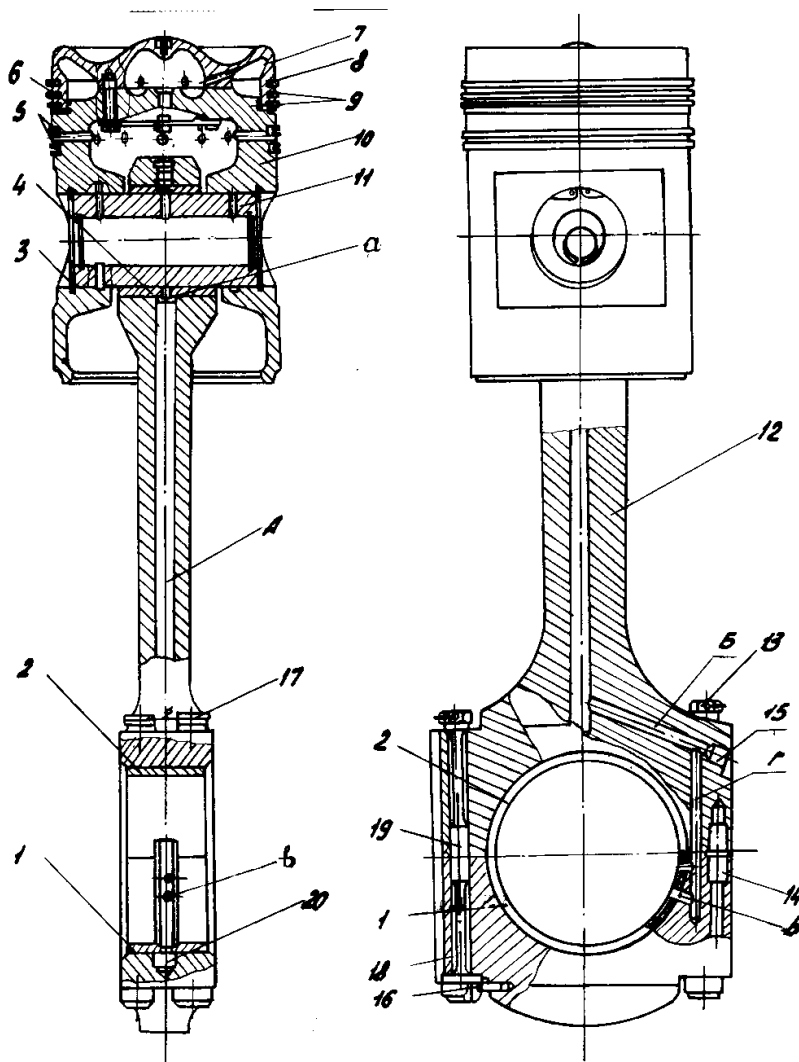


Рис. 1.4 – Шатунно-поршнева група.

Зм.	Лист	№ док.м.	Підпис	Дата

ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ

Лист

11

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

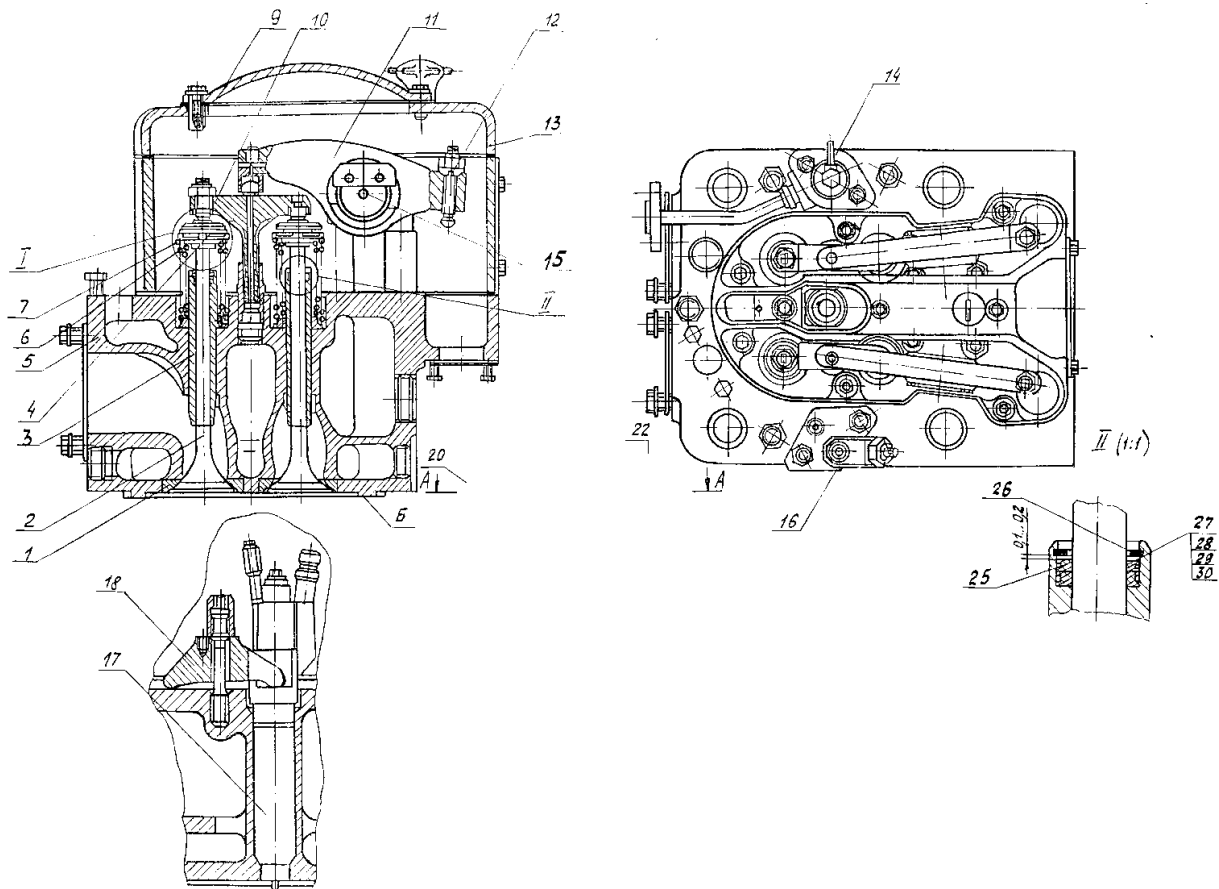


Рис. 1.5 – Кришка циліндру.

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

Паливна система складається із шестерневого паливопідкачного насоса з редукційним клапаном, здвоєного фільтра тонкого очищення, окремих паливних насосів високого тиску для кожного циліндру та охолоджуваних форсунок.

Система змащування дизеля циркуляційна, під тиском, із вільним зливанням масла в раму. На дизелі встановлений масляний насос з редукційним клапаном, що нагнітає масло через фільтр в дизель.

[illegible]

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, а наддувочне повітря, масло і вода охолоджуються в охолоджувачах повітря, води і масла проточною водою зовнішнього контуру (наприклад, із градирні). У варіанті поставки ДГА-800 з радіаторною системою охолодження в систему охолодження входить два блока РСО.

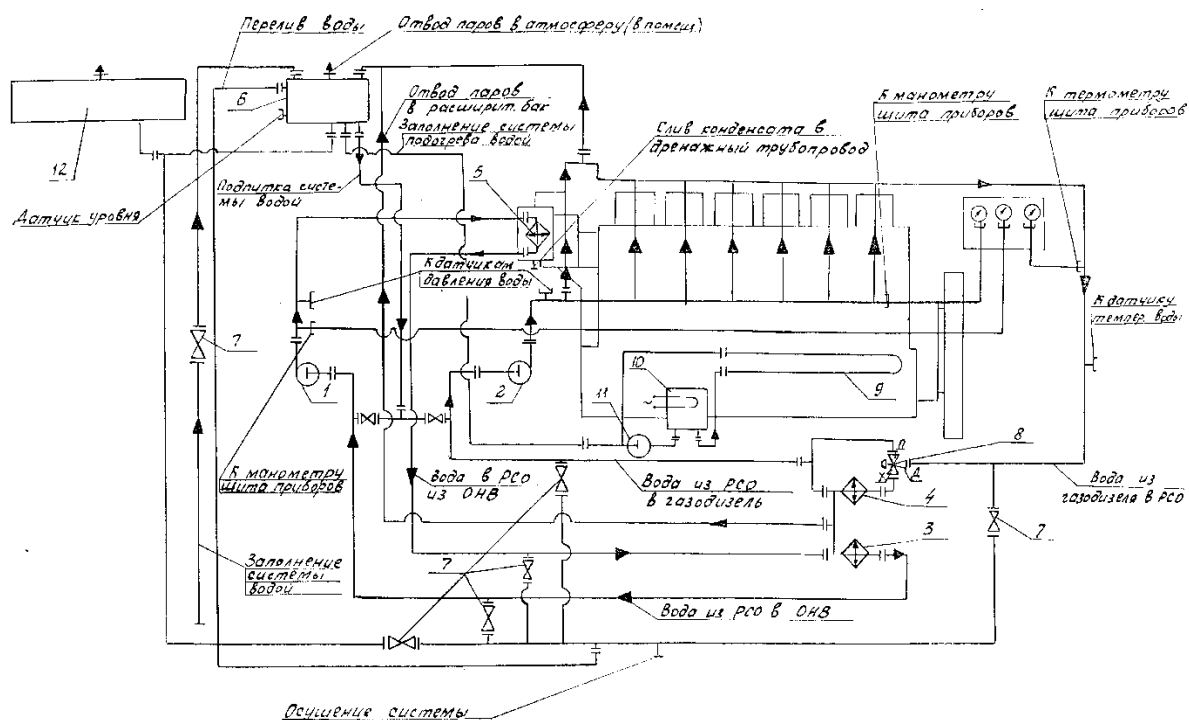


Рис. 1.7 – Принципова схема системи охолодження.

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

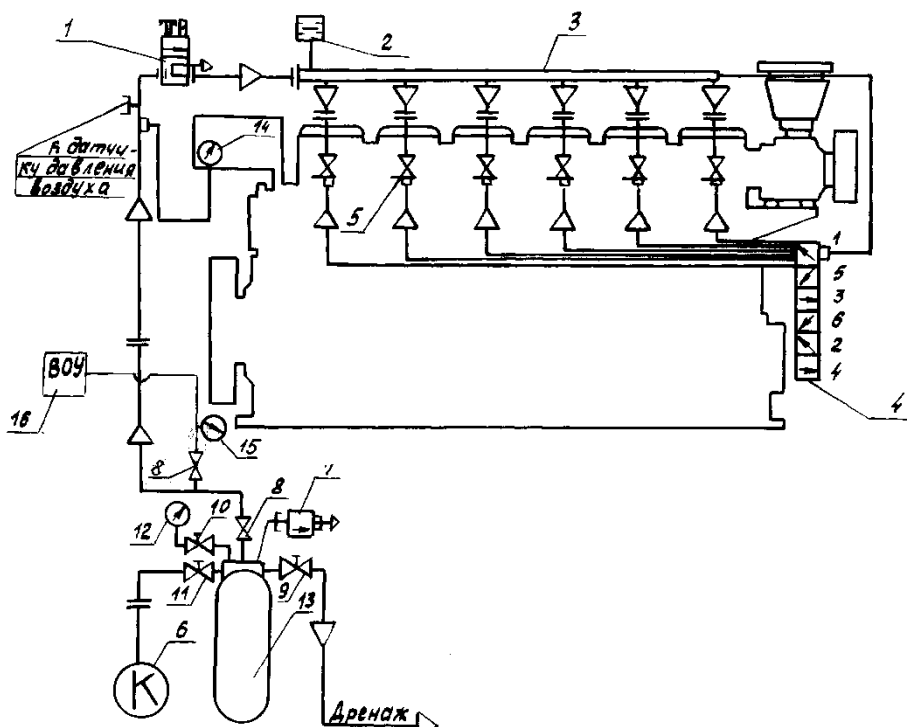


Рис. 1.8 – Принципова схема системи пуску.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Визначення параметрів робочого циклу газодизельного двигуна.

2.1.1 Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 865$	
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12.5$	[1, ст 8]
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 750$	
Число циліндрів	$i = 6$	
Тиск наддуву, в кПа	$p_B = 195$	
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$	

2.1.2 Вихідні данні теплового розрахунку

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.77$	[1, ст 8]
Тиск навколишнього середовища, в кПа	$p_a = 101.3$	[1, ст 9]
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$	[1, ст 9]
Підігрів свіжого заряду, в К	$\Delta T = 20$	[1, ст 9]
Температура відпрацьованих газів, в К	$T_r = 800$	[1, ст 9]
Максимальний тиск згоряння, кПа	$p_{\max} = 11000$	[1, ст 9]
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_Z = 0.8$	[1, ст 10]
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0.97$	[1, ст 10]

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

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

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

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

$H = 0.126$ - вміст водню в паливі;

$O = 0.004$ - вміст кисню в паливі;

$S = 0$ - вміст сірки в паливі;

$W = 0.1$ - вміст води в паливі;

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

Газове паливо: Природний газ, ГОСТ 5542-87

Склад: у % в об'ємних долях

Метан	$\text{CH}_4 = 97$	$R_{\text{CH}_4} = \text{CH}_4 \cdot 0.01 = 0.97$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 1.5$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{C}_2\text{H}_6 \cdot 0.01 = 0.015$
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 0.3$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = \text{C}_3\text{H}_8 \cdot 0.01 = 3 \times 10^{-3}$
Бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0.2$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = \text{C}_4\text{H}_{10} \cdot 0.01 = 0.002$
Пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = \text{C}_5\text{H}_{12} \cdot 0.01 = 0$
Двоокис вуглецю	$\text{CO}_2 = 0.5$	$R_{\text{CO}_2} = \text{CO}_2 \cdot 0.01 = 0.005$
Чадний газ	$\text{CO} = 0$	$R_{\text{CO}} = \text{CO} \cdot 0.01 = 0$
Азот	$\text{N}_2 = 0.5$	$R_{\text{N}_2} = \text{N}_2 \cdot 0.01 = 0.005$
Кисень	$\text{O}_2 = 0$	$R_{\text{O}_2} = \text{O}_2 \cdot 0.01 = 0$
Водень	<u>$\text{H}_2 = 0$</u>	$R_{\text{H}_2} = \text{H}_2 \cdot 0.01 = 0$

Перевірка суми складових компонентів газового палива, у %

$$\Sigma_{\text{к.п}} = \sum \begin{pmatrix} \text{CH}_4 \\ \text{C}_2\text{H}_6 \\ \text{C}_3\text{H}_8 \\ \text{C}_4\text{H}_{10} \\ \text{C}_5\text{H}_{12} \\ \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{N}_2 \\ \text{O}_2 \\ \text{H}_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 97 \\ 1.5 \\ 0.3 \\ 0.2 \\ 0 \\ 0.5 \\ 0 \\ 0.5 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

Найнижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³:

$$Q_{\text{н.г}} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot \text{H}_2 \\ 126.3 \cdot \text{CO} \\ 358.2 \cdot \text{CH}_4 \\ 637.3 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 \\ 912.3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 \\ 1186 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} \\ 1460 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 97 \\ 637.3 \cdot 1.5 \\ 912.3 \cdot 0.3 \\ 1186 \cdot 0.2 \\ 1460 \cdot 0 \end{pmatrix} = 36212.24$$

2.1.3 Параметри процесу наповнення

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг рідкого палива,

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

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

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

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

$$L_{0гп} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (R_{CO} + R_{H_2}) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot R_{CH_4} \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot R_{C_2H_6} \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot R_{C_3H_8} \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot R_{C_5H_{12}} \\ -O_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (0 + 0) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot 0.97 \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot 0.015 \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot 0.003 \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot 0.002 \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot 0 \\ -0 \end{bmatrix} = 9.621$$

Маса рідкого палива на 1 кмоль спаленого газу

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

де $V_{сж} = 3.8 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ - масова витрата рідкого палива (приймаємо 3% від номінальної)

$V_{г} = 201 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ - масова витрата газу;

$$q = \frac{22.4 \cdot V_{сж}}{V_{г}} = \frac{22.4 \cdot 3.8}{201} = 0.423$$

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

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_{0гп} = 1 + 1.77 \cdot 9.621 = 18.03$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO₂

$$M_{\text{CO}_2} = q \cdot \frac{C}{12} + \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CO}} \\ 1 \cdot R_{\text{CH}_4} \\ 2 \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ 3 \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 4 \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ 5 \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ 5 \cdot R_{\text{CO}_2} \end{pmatrix} = 0.423 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \begin{pmatrix} 0 \\ 0.97 \\ 2 \cdot 0.015 \\ 3 \cdot 3 \times 10^{-3} \\ 4 \cdot 2 \times 10^{-3} \\ 5 \cdot 0 \\ 5 \cdot 5 \times 10^{-3} \end{pmatrix} = 1.073$$

Водяної пари H₂O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{H}_2} \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot R_{\text{CH}_4} \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ \frac{1}{2} \cdot q \cdot H \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0.97 \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0.015 \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 3 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 2 \times 10^{-3} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 0 \\ \frac{1}{2} \cdot 0.423 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.034$$

Кисню O₂

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (\alpha - 1) \cdot L_{0\text{ГП}} \\ -q \cdot L_{0\text{р.п}} \end{bmatrix} = 0.21 \cdot \sum \begin{bmatrix} (1.77 - 1) \cdot 9.621 \\ -0.423 \cdot 0.495 \end{bmatrix} = 1.512$$

Азоту N₂

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0\text{ГП}} + R_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot 1.77 \cdot 9.621 + 5 \times 10^{-3} = 13.459$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 1.073 \\ 2.034 \\ 1.512 \\ 13.459 \end{pmatrix} = 18.077$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18.077 - 18.03 = 0.047$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{18.077}{18.03} = 1.003$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

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

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

$$T_{\text{в}} = T_{\text{а}} \cdot \left(\frac{p_{\text{в}}}{p_{\text{а}}} \right)^{\frac{n_{\text{к}} - 1}{n_{\text{к}}}} = 293 \cdot \left(\frac{195}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 374.565$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

$$T_{\text{int}} = T_{\text{в}} - \Delta T_{\text{int}} = 374.565 - 40 = 334.565$$

Температура газоповітряної суміші, в К

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

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

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0гп} \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_{0гп}} = \frac{334.565 + 1.77 \cdot 9.621 \cdot 310}{1 + 1.77 \cdot 9.621} = 311.362$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 195 - 3 = 192$$

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

$$p_{cm} = p_{int} = 192$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 195 = 185.25$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = 1.07 \cdot p_{int} = 1.07 \cdot 192 = 205.44$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\epsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{311.36 + 20}{800} \cdot \frac{205.44}{12.5 \cdot 185.25 - 205.44} = 0.04$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{T_{cm} \cdot (\epsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \cdot (\epsilon - 1) \cdot p_{cm}} = \frac{311.362 \cdot (12.5 \cdot 185.25 - 205.44)}{(311.362 + 20) \cdot (12.5 - 1) \cdot 192} = 0.898$$

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

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{311.362 + 20 + 0.04 \cdot 800}{1 + 0.04} = 349.528$$

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

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.374$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 185.25 \cdot 12.5^{1.374} = 5955.422$$

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

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 349.528 \cdot 12.5^{1.374-1} = 898.931$$

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

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.003 + 0.04}{1 + 0.04} = 1.003$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,001...1,005)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_{\max}}{p_c} = \frac{11000}{5955.422} = 1.847$$

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

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_p = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p.p}}{L_{0гп}}} = \frac{1.77}{1 + 0.423 \cdot \frac{0.495}{9.621}} = 1.732$$

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

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

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

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

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

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

$$C'_V = \sum \left(\begin{array}{l} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} \\ \text{C} \cdot C_{V1} \\ \text{H} \cdot C_{V1} \\ \text{O} \cdot C_{V1} \end{array} \right) \cdot 4.18 = \sum \left(\begin{array}{l} 0.97 \cdot 29.31 \\ 0.015 \cdot 29.31 \\ 3 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 2 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 0.29.31 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 29.31 \\ 0.20.93 \\ 5 \times 10^{-3} \cdot 20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 4 \times 10^{-3} \cdot 12.56 \end{array} \right) \cdot 4.18 = 174.841$$

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

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2} = \frac{1.073}{18.077} = 0.059 \quad \text{або у \%} \quad R_{\text{CO}_2} \cdot 100 = 5.9$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.034}{18.077} = 0.113 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 11.25$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.512}{18.077} = 0.084 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 8.363$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{13.459}{18.077} = 0.745 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 74.5$$

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

$$C''_V = (R_{CO_2} \cdot C_{V3} + R_{N_2} \cdot C_{V2} + R_{O_2} \cdot C_{V2} + R_{H_2O} \cdot C_{V3}) \cdot 4.18 = 93.507$$

Максимальна температура циклу, в К

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

$$\text{де } A = \xi_z \cdot \left(22.4 \cdot Q_{H.г} + q \cdot Q_{H.р} \right) = 0.8 \cdot (22.4 \cdot 36212.24 + 0.423 \cdot 42512.38) = 663325.943$$

$$B = [\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0гп})] = 1.003 \cdot (1 + 0.04) \cdot (1 + 1.77 \cdot 9.621) = 18.804$$

$$C = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.841 \cdot 898.931}{1.003} = 156778.391$$

$$T_z = \frac{\left(\frac{A}{B} + C \right)}{C''_V} = \frac{\frac{663325.943}{18.804} + 156778.391}{93.507} = 2053.908$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця згоряння знаходиться в діапазоні $T_z = (2000...2300)\text{К}$. Отримане в результаті розрахунків значення не входить в заданий діапазон через низьку теплоту газового палива.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.003 \cdot 2053.908}{1.847 \cdot 898.931} = 1.24$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.24} = 10.08$$

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

$$n_2 = 1.229$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11000}{10.08^{1.229}} = 642.912$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (400 \dots 650)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2053.908}{10.08^{1.229-1}} = 1210.015$$

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

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1210.015}{\sqrt[3]{\frac{642.912}{205.44}}} = 827.247$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 827.247|}{800} \cdot 100 = 3.406$$

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

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{5955.422}{12.5 - 1} = 517.863$$

$$\underline{B} = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.847 \cdot (1.24 - 1) = 0.443$$

$$\underline{C} = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.847 \cdot 1.24}{1.229 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.08^{1.229 - 1}} \right) = 4.11$$

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

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 517.863 \cdot (0.443 + 4.11 - 1.634) = 1511.661$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.97 \cdot 1511.661 = 1466.311$$

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

Індикаторний ККД

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

$$\text{де } \underline{A} = \frac{(1 + \alpha \cdot L_{0\Gamma\Pi})}{(22.4 \cdot Q_{H,\Gamma} + q \cdot Q_{H,p})} = \frac{1 + 1.77 \cdot 9.62}{22.4 \cdot 3.62 \times 10^4 + 0.42 \cdot 4.25 \times 10^4} = 2.17 \times 10^{-5}$$

$$\underline{B} = \frac{T_{cm} \cdot p_{mi}}{(p_{cm} \cdot \Phi_c)} = \frac{311.362 \cdot 1.466 \times 10^3}{192 \cdot 0.898} = 2.648 \times 10^3$$

$$\eta_i = 1.985 \cdot A \cdot B \cdot 4.186 = 1.985 \cdot 2.174 \times 10^{-5} \cdot 2.648 \times 10^3 \cdot 4.186 = 0.478$$

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

Доля теплоти уведеної рідким паливом

$$\underline{q} = \frac{V_{сж} \cdot Q_{H,p}}{(V_{\Gamma} \cdot Q_{H,\Gamma} + V_{сж} \cdot Q_{H,p})} = \frac{3.8 \cdot 42512.38}{201 \cdot 36212.24 + 3.8 \cdot 42512.38} = 0.022$$

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

$$V_i = \frac{632 \cdot (1 - q)}{\eta_i \cdot Q_{H,\Gamma}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot (1 - 0.022)}{0.478 \cdot 36212.24} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.203$$

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

$$b_i = \frac{632 \cdot q}{\eta_i \cdot Q_{H.P}} \cdot \frac{4.18}{0.736} = \frac{632 \cdot 0.022}{0.478 \cdot 42512.38} \cdot \frac{4.18}{0.736} = 0.004$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

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

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

де $S_{\text{пр}} = 0.34$ м - хід поршня по прототипу

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

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{\text{п.ср}})$$

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

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

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{\text{me}} = p_{\text{mi}} - p_M = 1.466 \times 10^3 - 188.3 = 1.278 \times 10^3$$

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{\text{me}}}{p_{\text{mi}}} = \frac{1278.011}{1466.311} = 0.872$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.478 \cdot 0.872 = 0.417$$

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

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_M} = \frac{0.203}{0.872} = 0.233$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.004}{0.872} = 0.004$$

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

$$B_{\Gamma} = V_e \cdot P_e = 0.233 \cdot 865 = 201.146$$

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 4.396 \times 10^{-3} \cdot 865 = 3.803$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot Z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{865 \cdot 10^3}{1278.011 \cdot 750} = 108.293$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{108.293}{6} = 18.049$$

Діаметр циліндру, в мм

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

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

$$d = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s \cdot d_{пр}}{\pi \cdot S_{пр}}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 18.049 \cdot 0.26}{\pi \cdot 0.34}} = 259.987 \text{ або в м } d \cdot 10^{-3} = 0.26$$

Хід поршня

$$S = \frac{S_{пр}}{d_{пр}} \cdot d = \frac{0.34}{0.26} \cdot 259.987 = 339.983 \text{ або в м } S \cdot 10^{-3} = 0.34$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра

Діаметр циліндру, в мм $d = 260$

Хід поршня, в мм $S = 340$

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

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot Z \cdot 1000} = \frac{1.278 \times 10^3 \cdot 108.31 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 1 \times 10^3} = 865.13$$

Отримана величина відрізняється від заданої на, у %

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |865.13 - 865|}{865.13 + 865} \cdot 100 = 0.015$$

2.2 Розрахунок теплового балансу газодизельного двигуна

2.2.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

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 $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_{\Gamma} \cdot Q_{H.\Gamma} + B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{201.146 \cdot 36212.24 + 3.803 \cdot 42512.38}{3.6} = 2068221.691$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 865 = 865000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{865000}{2068221.691} \cdot 100 = 41.823$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 2068221.691 \cdot 0.417 = 862440.519$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{865000 - 862440.519}{865000} \cdot 100 = 0.296$$

2.2.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

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

Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

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

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

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

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

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

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

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

$$Q_w = \sum \begin{pmatrix} -W_{\text{нап}} \\ W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} \\ W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \cdot Q_{\Pi} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.12 \\ 0.05 \end{pmatrix} \cdot 2068221.691 = 351597.687$$

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

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

де P_{Π} - потужність тертя поршня; кВт

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

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{\text{св}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 10^9} \cdot S = \frac{\pi \cdot 260.000^2 \cdot 0.000}{4.000 \cdot 10.000^9 \cdot 0.000} \cdot 340.000 = 0.018$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot Z} = \frac{112.98 \cdot 0.018 \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 76.48$$

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

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

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

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 351597.687 + 76480.08 = 428077.767$$

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

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

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

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{428077.767 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.012$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.012 \cdot 98}{0.9} = 1.335$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{\text{в.н}} = 1000 \cdot P_{\text{в.н}} = 1000 \cdot 1.335 = 1334.976$$

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

$$Q_B = \sum \begin{pmatrix} Q_w \\ Q_{\text{т.п}} \\ Q_{\text{в.н}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 351597.687 \\ 76480.08 \\ 1334.976 \end{pmatrix} = 429412.743$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{429412.743}{2068221.691} \cdot 100 = 20.762$$

Температура залишкових газів, в °C

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

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 349.528 - 273 = 76.528$$

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

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

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/(кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 76.528 = 29.135$$

2.2.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\text{Дж} / \text{с}$

Теплота відведена з газами що отримані при згорянні газу, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot (1 - q) = 18.077 \cdot 33.605 \cdot 527 \cdot (1 - 0.022) = 3.132 \times 10^5$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - q) = 18.03 \cdot 29.135 \cdot 76.528 \cdot (1 - 0.022) = 3.933 \times 10^4$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{B_{Г}}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{201.146}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (313186.748 - 39327.69) = 683104.588$$

Теплота відведена з газами отриманими при згорянні рідкого палива, в $\text{Дж} / \text{с}$

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

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{Г} \cdot q = 18.077 \cdot 33.605 \cdot 527 \cdot 0.022 = 6.951 \times 10^3$$

$$B = M_1 \cdot mCp \cdot t_d \cdot q = 18.03 \cdot 29.135 \cdot 76.528 \cdot 0.022 = 872.863$$

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{3.803}{3.6} \cdot (6951.059 - 872.863) = 6420.522$$

Тоді, теплота що виноситься випускними газами, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{Г} = Q_{Г.Г} + Q_{Г.р} = 683104.588 + 6420.522 = 689525.11$$

у відсотковому відношенні

$$q_{Г} = \frac{Q_{Г}}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{689525.11}{2068221.691} \cdot 100 = 33.339$$

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

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

$$Q_{М1} = Q_w + Q_{Мд} - Q_{В}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна

$$Q_{Мд} = \Delta_{Мд} \cdot Q_{П}$$

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

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{188.3}{1466.311} \cdot 0.478 = 0.061$$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\text{п}} = 0.061 \cdot 2068221.691 = 127070.505$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 351597.687 + 127070.505 - 429412.743 = 49255.449$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг / м³ - густина мастила

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

$\Delta T_{\text{м}} = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_{\text{м}} = \frac{K \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}} = \frac{1.5 \cdot 4.926 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 6.534 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

$\eta_{\text{м.н}} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{\text{м.н}} = \frac{V_{\text{м}} \cdot p_0}{\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^3} = \frac{6.534 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 3.267$$

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

$$Q_{\text{м2}} = 1000 \cdot P_{\text{м.н}} = 1000 \cdot 3.267 = 3266.97$$

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

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{м1}} + Q_{\text{м2}} = 49255.449 + 3266.97 = 52522.419$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{52522.419}{2068221.691} \cdot 100 = 2.539$$

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

$$Q_{H.B} = Q_{II} - \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = 2068221.691 - \sum \begin{pmatrix} 865000 \\ 429412.743 \\ 689525.11 \\ 52522.419 \end{pmatrix} = 31761.419$$

у відсотковому відношенні

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{31761.419}{2068221.691} \cdot 100 = 1.536$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $D_{ж} / c$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{II} = 2068221.7$	$q_{II} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 865000.0$	$q_e = 41.823$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 689525.1$	$q_{\Gamma} = 33.339$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 429412.7$	$q_B = 20.762$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 52522.4$	$q_M = 2.539$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 31761.4$	$q_{HB} = 1.536$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = \sum \begin{pmatrix} q_e \\ q_{\Gamma} \\ q_B \\ q_M \\ q_{HB} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 41.823 \\ 33.339 \\ 20.762 \\ 2.539 \\ 1.536 \end{pmatrix} = 100$$

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 значень кута повороту;

Об'єм камери згоряння, в м^3

$$V_{c'} = \frac{V_s}{\epsilon - 1} = \frac{0.018}{12.5 - 1} = 1.57 \times 10^{-3} \quad \text{м}^3$$

Повний об'єм циліндру

$$V_{a'} = V_s + V_{c'} = 0.018 + 1.57 \times 10^{-3} = 0.02 \quad \text{м}^3$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння

$$V_{z'} = V_{c'} \cdot \rho = 1.57 \times 10^{-3} \cdot 1.24 = 1.947 \times 10^{-3} \quad \text{м}^3$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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:

$$180 < \phi < 360 \Rightarrow p(\phi) = p_d \cdot (V_{a'}/V(\phi))^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

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

на ділянці подальшого розширення:

$$V_{z'} < V(\phi) < V_{a'} \Rightarrow p(\phi) = p_{\max} / (V(\phi)/V_{z'})^{n2}$$

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.

$V(0) = 0.00157$	$p(0) = 185.25$	$V(180) = 0.01962$	$p(180) = 185.25$
$V(10) = 0.00174$	$p(10) = 185.25$	$V(190) = 0.01952$	$p(190) = 186.587$
$V(20) = 0.00225$	$p(20) = 185.25$	$V(200) = 0.01921$	$p(200) = 190.7$
$V(30) = 0.00307$	$p(30) = 185.25$	$V(210) = 0.0187$	$p(210) = 197.908$
$V(40) = 0.00416$	$p(40) = 185.25$	$V(220) = 0.01799$	$p(220) = 208.792$
$V(50) = 0.00547$	$p(50) = 185.25$	$V(230) = 0.01707$	$p(230) = 224.28$
$V(60) = 0.00695$	$p(60) = 185.25$	$V(240) = 0.01597$	$p(240) = 245.793$
$V(70) = 0.00852$	$p(70) = 185.25$	$V(250) = 0.0147$	$p(250) = 275.503$
$V(80) = 0.01014$	$p(80) = 185.25$	$V(260) = 0.01328$	$p(260) = 316.768$
$V(90) = 0.01175$	$p(90) = 185.25$	$V(270) = 0.01175$	$p(270) = 374.906$
$V(100) = 0.01328$	$p(100) = 185.25$	$V(280) = 0.01014$	$p(280) = 458.583$
$V(110) = 0.0147$	$p(110) = 185.25$	$V(290) = 0.00852$	$p(290) = 582.392$
$V(120) = 0.01597$	$p(120) = 185.25$	$V(300) = 0.00695$	$p(300) = 771.701$
$V(130) = 0.01707$	$p(130) = 185.25$	$V(310) = 0.00547$	$p(310) = 1.072 \times 10^3$
$V(140) = 0.01799$	$p(140) = 185.25$	$V(320) = 0.00416$	$p(320) = 1562.387$
$V(150) = 0.0187$	$p(150) = 185.25$	$V(330) = 0.00307$	$p(330) = 2372.978$
$V(160) = 0.01921$	$p(160) = 185.25$	$V(340) = 0.00225$	$p(340) = 3634.355$
$V(170) = 0.01952$	$p(170) = 185.25$	$V(350) = 0.00174$	$p(350) = 5163.31$
$V(360) = 0.00157$	$p(360) = 5955.422$	$V(540) = 0.01962$	$p(540) = 642.912$
$V(370) = 0.00174$	$p(370) = 11000$	$V(550) = 0.01952$	$p(550) = 205.44$
$V(380) = 0.00225$	$p(380) = 9213.057$	$V(560) = 0.01921$	$p(560) = 205.44$
$V(390) = 0.00307$	$p(390) = 6292.271$	$V(570) = 0.0187$	$p(570) = 205.44$
$V(400) = 0.00416$	$p(400) = 4329.69$	$V(580) = 0.01799$	$p(580) = 205.44$
$V(410) = 0.00547$	$p(410) = 3090.376$	$V(590) = 0.01707$	$p(590) = 205.44$
$V(420) = 0.00695$	$p(420) = 2303.804$	$V(600) = 0.01597$	$p(600) = 205.44$
$V(430) = 0.00852$	$p(430) = 1791.065$	$V(610) = 0.0147$	$p(610) = 205.44$

$V(440) = 0.01014$	$p(440) = 1446.333$	$V(620) = 0.01328$	$p(620) = 205.44$
$V(450) = 0.01175$	$p(450) = 1.208 \times 10^3$	$V(630) = 0.01175$	$p(630) = 205.44$
$V(460) = 0.01328$	$p(460) = 1.039 \times 10^3$	$V(640) = 0.01014$	$p(640) = 205.44$
$V(470) = 0.0147$	$p(470) = 916.915$	$V(650) = 0.00852$	$p(650) = 205.44$
$V(480) = 0.01597$	$p(480) = 827.947$	$V(660) = 0.00695$	$p(660) = 205.44$
$V(490) = 0.01707$	$p(490) = 762.819$	$V(670) = 0.00547$	$p(670) = 205.44$
$V(500) = 0.01799$	$p(500) = 715.525$	$V(680) = 0.00416$	$p(680) = 205.44$
$V(510) = 0.0187$	$p(510) = 682.067$	$V(690) = 0.00307$	$p(690) = 205.44$
$V(520) = 0.01921$	$p(520) = 659.803$	$V(700) = 0.00225$	$p(700) = 205.44$
$V(530) = 0.01952$	$p(530) = 647.061$	$V(710) = 0.00174$	$p(710) = 205.44$

Визначення параметрів циклу на основі даних з індикаторної діаграми.

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

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\phi) + p(\phi + 1)) \cdot 1000}{2} \cdot (V(\phi + 1) - V(\phi)) d\phi = 26922.723$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.т} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{26922.723}{0.018 \cdot 1000} = 1491.432$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.д} = p_{mi.т} \cdot \xi = 1491.432 \cdot 0.97 = 1446.689$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.ср} = \frac{p_{mi} + p_{mi.д}}{2} = \frac{1466.311 + 1446.689}{2} = 1456.5$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.д}}{p_{mi.ср}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1466.311 - 1446.689}{1456.5} \right| \cdot 100 = 1.347$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (випередження запалювання);

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

$f = c' - \Delta\phi_1 = 10^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $Df_1 = 10^\circ$ 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 впускного клапану;

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

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

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

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

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Відносно положення точки будемо визначати за допомогою залежності:

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

Положення точки на діаграмі будемо визначати за допомогою залежності:

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

Назва точки:	Відносне положення	Положення точки на діаграмі
точка c'	$x(c') = 0.075$	$l(c') = 9.4 \text{ мм}$
точка f	$x(f) = 0.019$	$l(f) = 2.4 \text{ мм}$
точка 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'	$x(r') = 0.771$	$l(r') = 96.3 \text{ мм}$
точка r''	$x(r'') = 0.432$	$l(r'') = 54.0 \text{ мм}$
точка d'	$x(d') = 1.898$	$l(d') = 237.2 \text{ мм}$

Інші параметри точок на діаграмі

Ордината точки r

$$\frac{p_r}{m_p} = \frac{205}{50} = 4 \text{ мм}$$

Тиск газів у ВМТ

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

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

$$p''_c = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5955.422 = 7146.507 \text{ кПа}$$

Ордината точки c''

$$\frac{p''_c}{m_p} = \frac{7146.507}{50} = 142.93 \text{ мм}$$

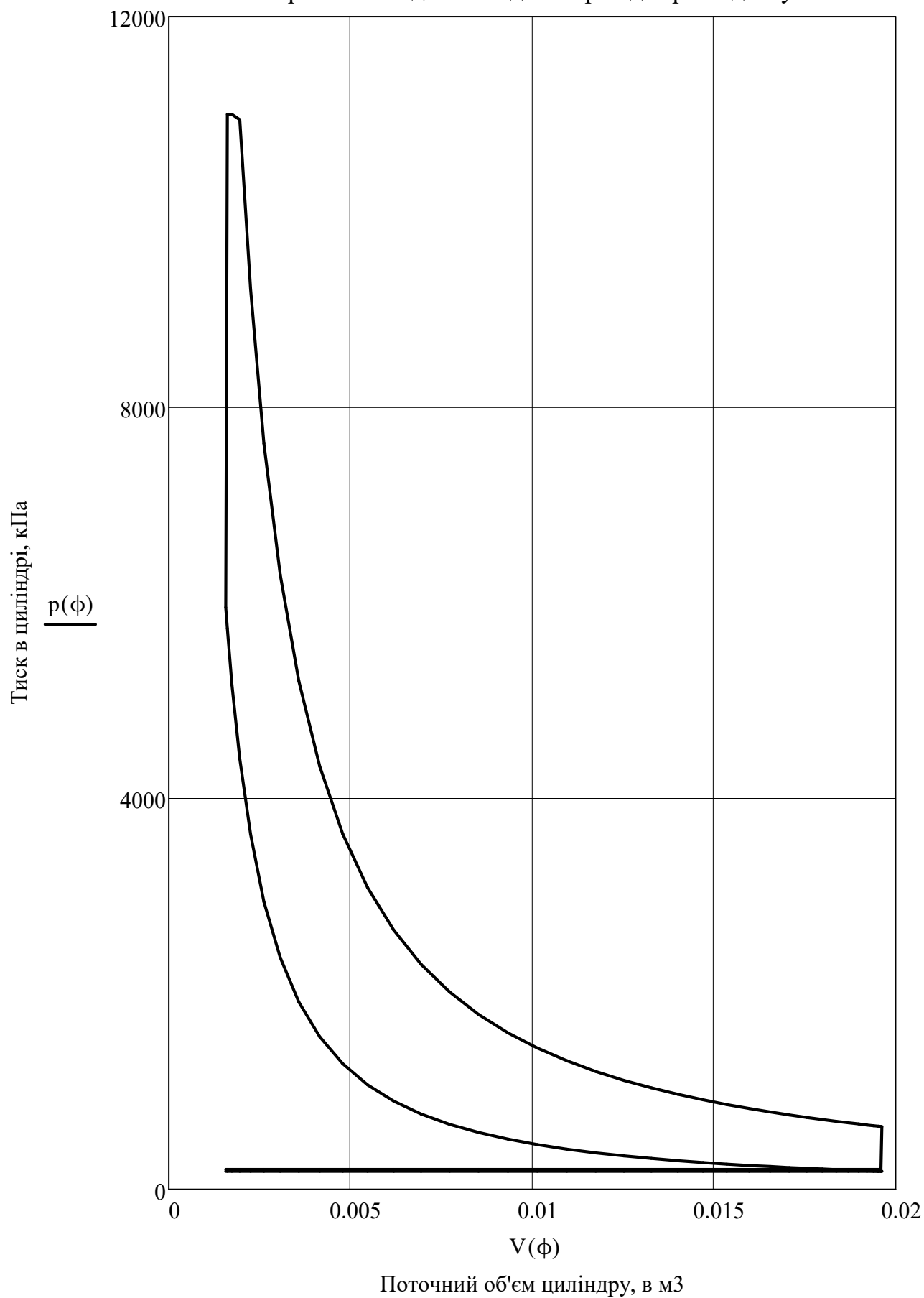
Максимальний тиск згорання

$$p_{zd} = p_{\max} = 11000 \text{ кПа}$$

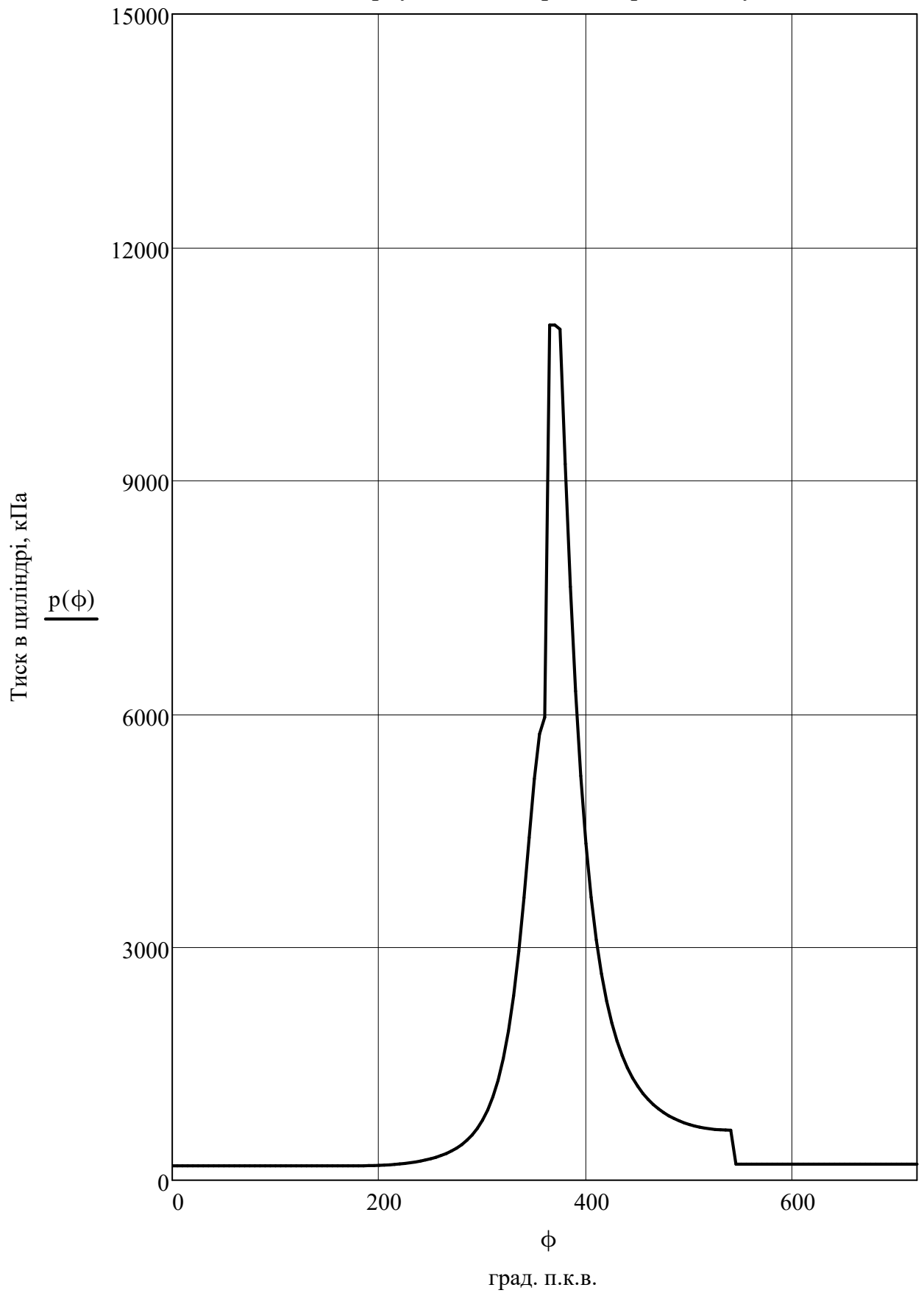
Ордината точки z_d

$$\frac{p_{zd}}{m_p} = \frac{11000}{50} = 220 \text{ мм}$$

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

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

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

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

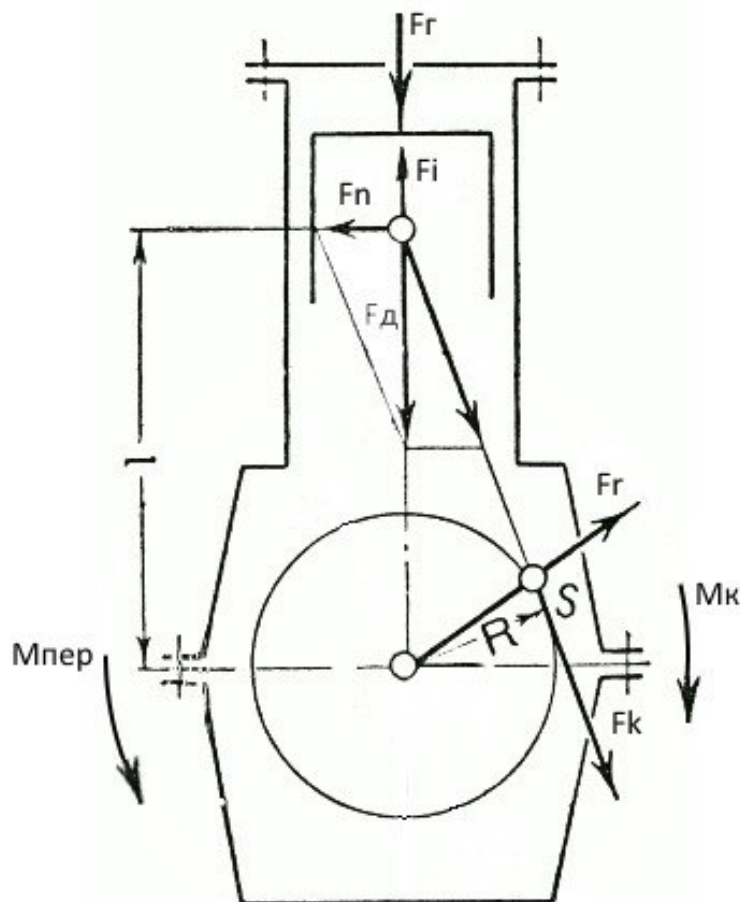


Рисунок 2.1 - Сили та моменти що діють в КШМ.

По даним двигуна-прототипа маємо наступні початкові дані:

$m_{\Pi} = 53.55$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 63.75$ кг - маса шагуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 53.55 + \frac{1}{3} \cdot 63.75 = 74.8$$

Радіус кривошипу, в м

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

Довжина шагуна

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

Площа поршня, в м²

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

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 шагуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\phi) = -M_k(\phi)$$

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

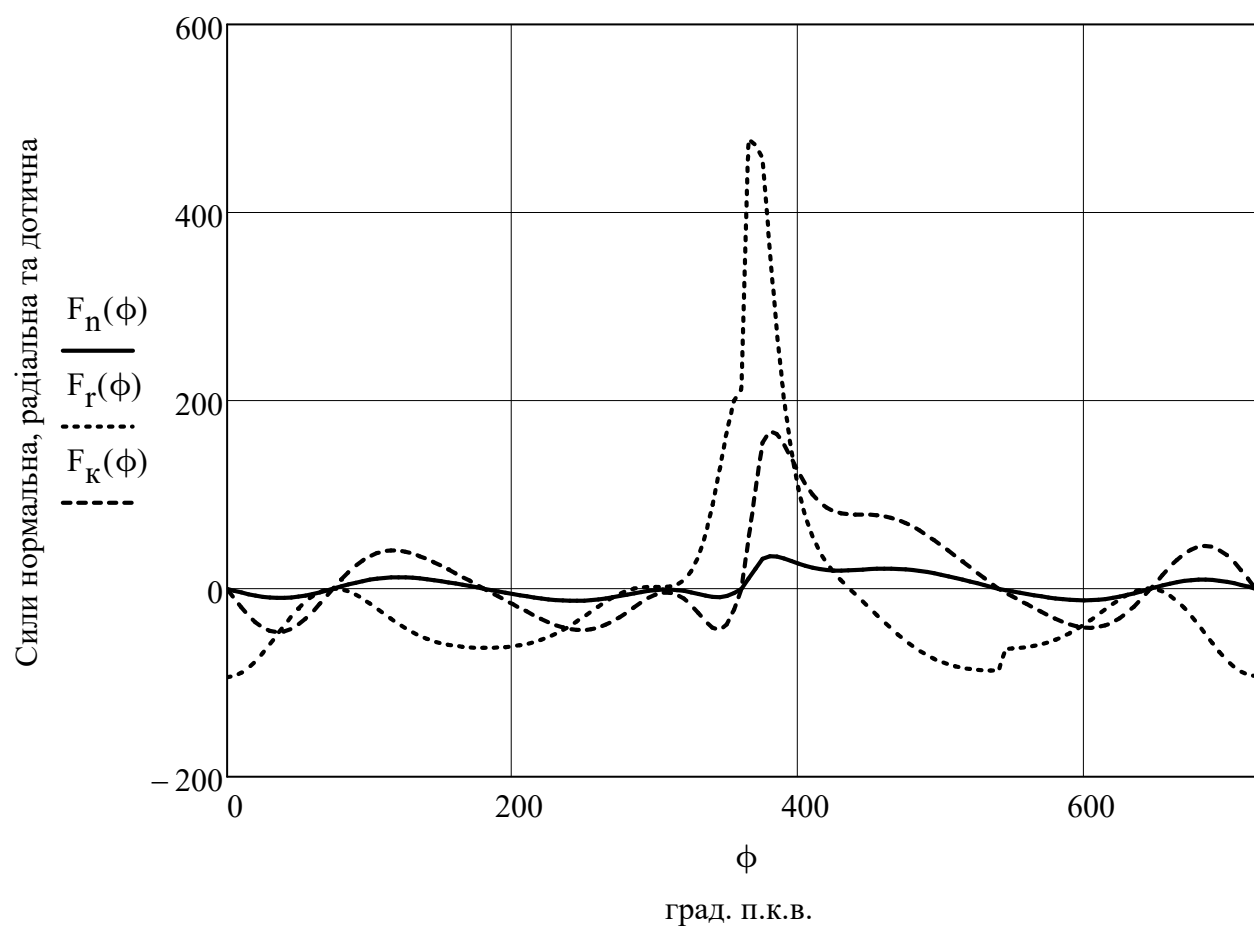
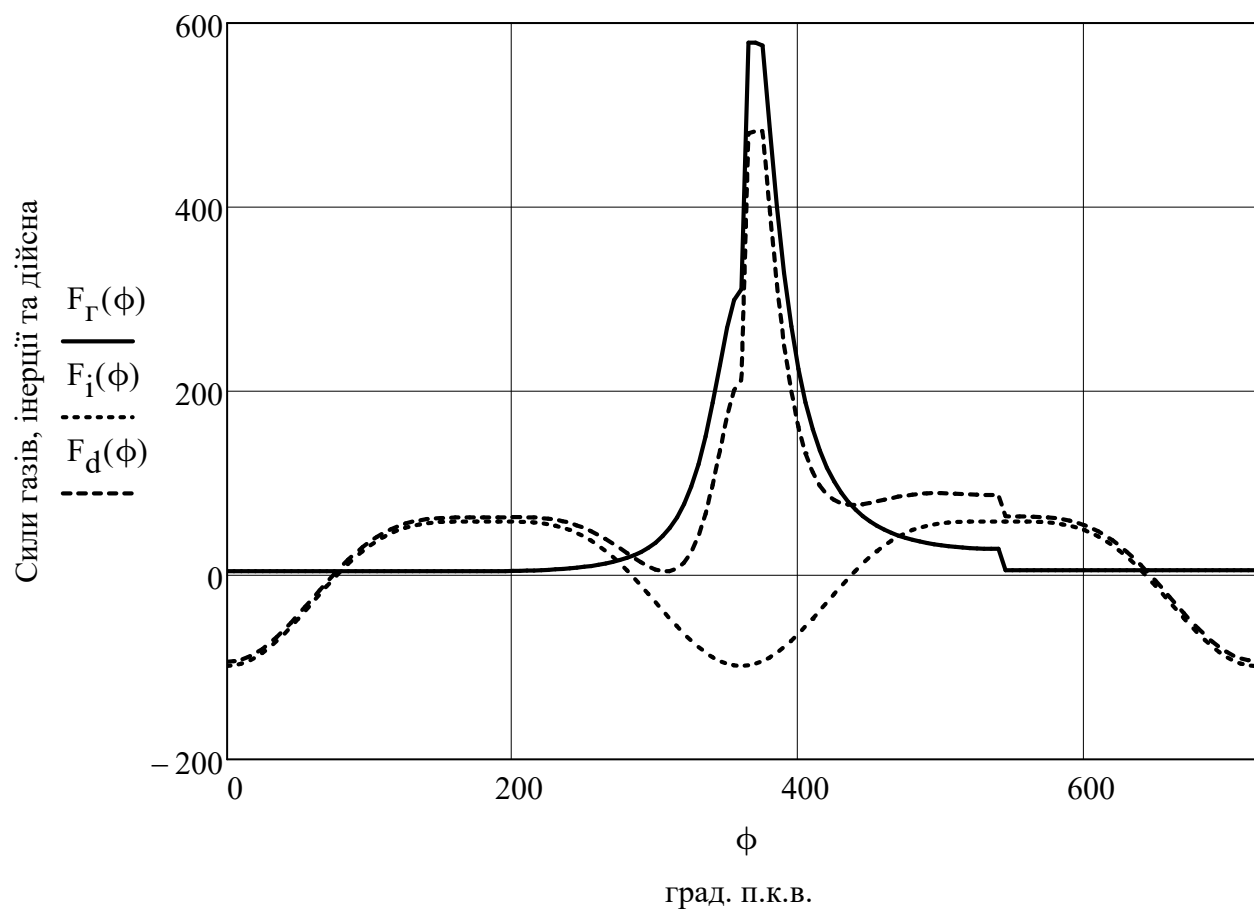
$F_r(0) = 4.457$	$F_i(0) = -98.441$	$F_d(0) = -93.983$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 4.457$	$F_i(30) = -77.931$	$F_d(30) = -73.474$	$M_k(30) = -7.636$
$F_r(60) = 4.457$	$F_i(60) = -29.218$	$F_d(60) = -24.761$	$M_k(60) = -4.122$
$F_r(90) = 4.457$	$F_i(90) = 20.002$	$F_d(90) = 24.459$	$M_k(90) = 4.158$
$F_r(120) = 4.457$	$F_i(120) = 49.22$	$F_d(120) = 53.677$	$M_k(120) = 6.87$
$F_r(150) = 4.457$	$F_i(150) = 57.929$	$F_d(150) = 62.386$	$M_k(150) = 4.122$
$F_r(180) = 4.457$	$F_i(180) = 58.437$	$F_d(180) = 62.894$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 5.129$	$F_i(210) = 57.929$	$F_d(210) = 63.058$	$M_k(210) = -4.167$
$F_r(240) = 7.672$	$F_i(240) = 49.22$	$F_d(240) = 56.892$	$M_k(240) = -7.281$
$F_r(270) = 14.527$	$F_i(270) = 20.002$	$F_d(270) = 34.528$	$M_k(270) = -5.87$
$F_r(300) = 35.594$	$F_i(300) = -29.218$	$F_d(300) = 6.375$	$M_k(300) = -1.061$
$F_r(330) = 120.61$	$F_i(330) = -77.931$	$F_d(330) = 42.679$	$M_k(330) = -4.435$
$F_r(360) = 310.812$	$F_i(360) = -98.441$	$F_d(360) = 212.372$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 328.697$	$F_i(390) = -77.931$	$F_d(390) = 250.766$	$M_k(390) = 26.061$
$F_r(420) = 116.937$	$F_i(420) = -29.218$	$F_d(420) = 87.719$	$M_k(420) = 14.603$
$F_r(450) = 58.749$	$F_i(450) = 20.002$	$F_d(450) = 78.751$	$M_k(450) = 13.388$
$F_r(480) = 38.58$	$F_i(480) = 49.22$	$F_d(480) = 87.8$	$M_k(480) = 11.236$

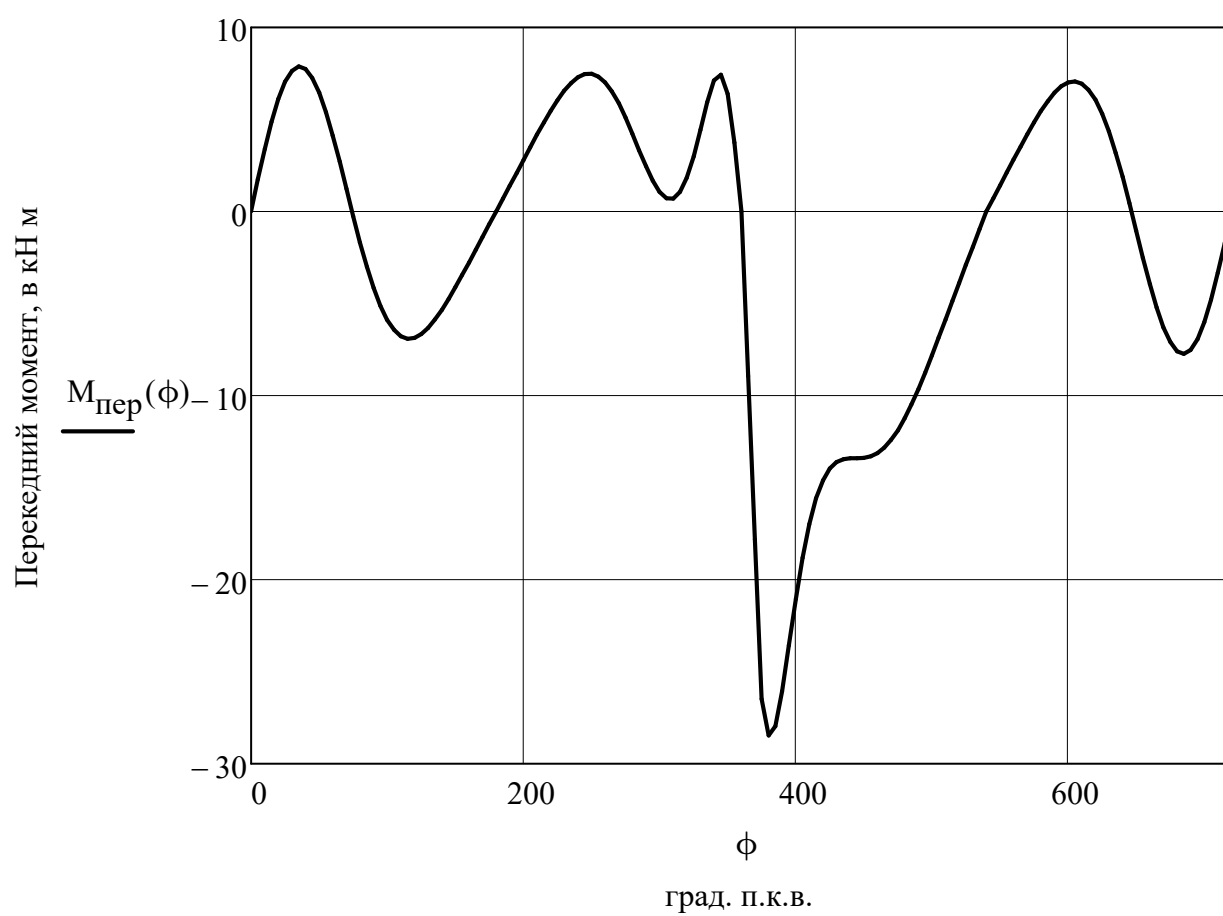
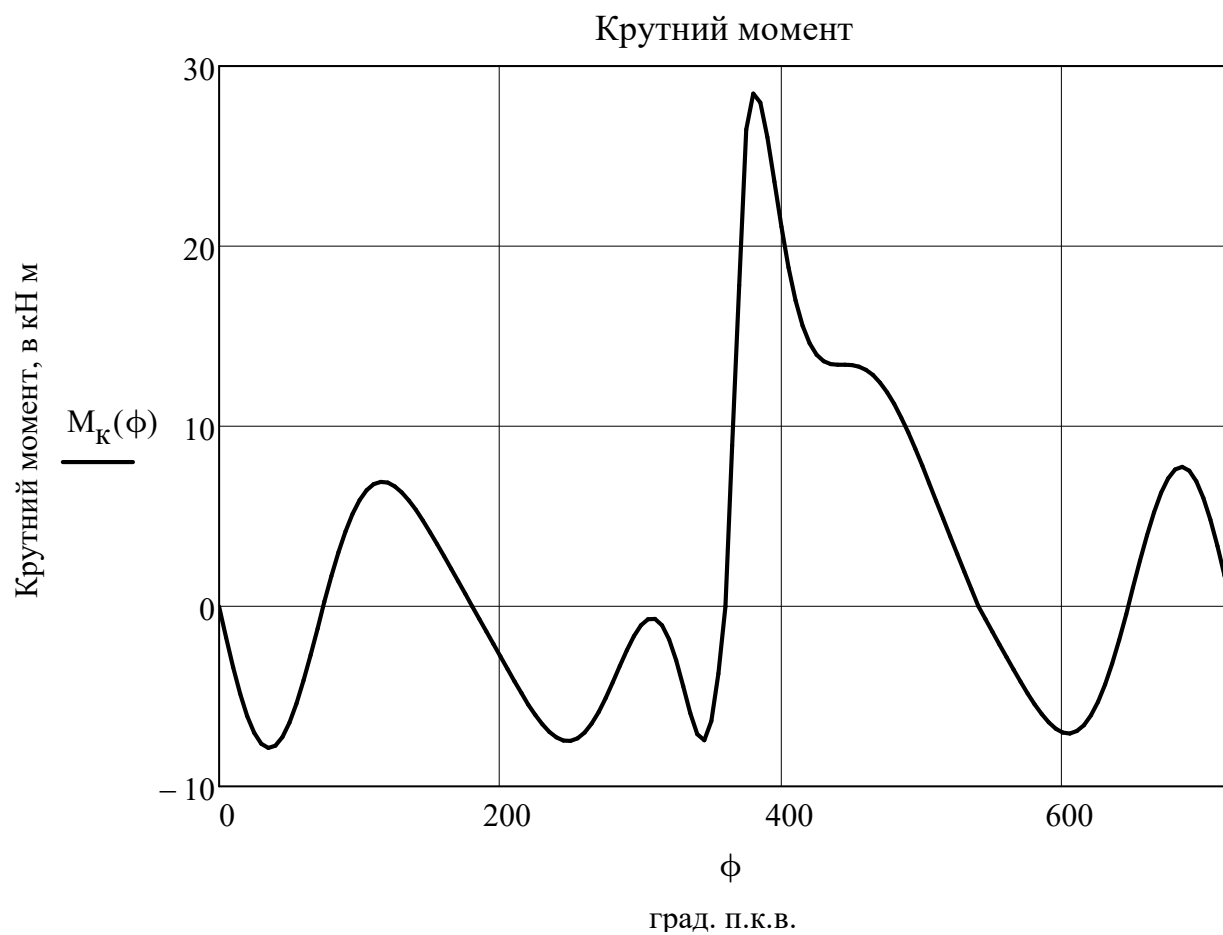
$F_r(510) = 30.835$	$F_i(510) = 57.929$	$F_d(510) = 88.764$	$M_k(510) = 5.865$
$F_r(540) = 28.756$	$F_i(540) = 58.437$	$F_d(540) = 87.193$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 5.529$	$F_i(570) = 57.929$	$F_d(570) = 63.458$	$M_k(570) = -4.193$
$F_r(600) = 5.529$	$F_i(600) = 49.22$	$F_d(600) = 54.749$	$M_k(600) = -7.007$
$F_r(630) = 5.529$	$F_i(630) = 20.002$	$F_d(630) = 25.531$	$M_k(630) = -4.34$
$F_r(660) = 5.529$	$F_i(660) = -29.218$	$F_d(660) = -23.689$	$M_k(660) = 3.944$
$F_r(690) = 5.529$	$F_i(690) = -77.931$	$F_d(690) = -72.402$	$M_k(690) = 7.524$
$F_r(720) = 5.529$	$F_i(720) = -98.441$	$F_d(720) = -92.911$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -93.983$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -9.445$	$F_r(30) = -58.908$	$F_k(30) = -44.916$	$M_{пер}(30) = 7.636$
$F_n(60) = -5.607$	$F_r(60) = -7.525$	$F_k(60) = -24.247$	$M_{пер}(60) = 4.122$
$F_n(90) = 6.45$	$F_r(90) = -6.45$	$F_k(90) = 24.459$	$M_{пер}(90) = -4.158$
$F_n(120) = 12.154$	$F_r(120) = -37.364$	$F_k(120) = 40.409$	$M_{пер}(120) = -6.87$
$F_n(150) = 8.02$	$F_r(150) = -58.038$	$F_k(150) = 24.248$	$M_{пер}(150) = -4.122$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -62.894$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -8.106$	$F_r(210) = -58.663$	$F_k(210) = -24.509$	$M_{пер}(210) = 4.167$
$F_n(240) = -12.882$	$F_r(240) = -39.602$	$F_k(240) = -42.829$	$M_{пер}(240) = 7.281$
$F_n(270) = -9.106$	$F_r(270) = -9.106$	$F_k(270) = -34.528$	$M_{пер}(270) = 5.87$
$F_n(300) = -1.443$	$F_r(300) = 1.937$	$F_k(300) = -6.243$	$M_{пер}(300) = 1.061$
$F_n(330) = -5.486$	$F_r(330) = 34.218$	$F_k(330) = -26.091$	$M_{пер}(330) = 4.435$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 212.372$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 32.236$	$F_r(390) = 201.052$	$F_k(390) = 153.3$	$M_{пер}(390) = -26.061$
$F_n(420) = 19.862$	$F_r(420) = 26.659$	$F_k(420) = 85.898$	$M_{пер}(420) = -14.603$
$F_n(450) = 20.768$	$F_r(450) = -20.768$	$F_k(450) = 78.751$	$M_{пер}(450) = -13.388$
$F_n(480) = 19.88$	$F_r(480) = -61.117$	$F_k(480) = 66.097$	$M_{пер}(480) = -11.236$
$F_n(510) = 11.41$	$F_r(510) = -82.577$	$F_k(510) = 34.5$	$M_{пер}(510) = -5.865$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -87.193$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$

$F_n(570) = -8.157$	$F_r(570) = -59.035$	$F_k(570) = -24.664$	$M_{\text{пер}}(570) = 4.193$
$F_n(600) = -12.397$	$F_r(600) = -38.111$	$F_k(600) = -41.216$	$M_{\text{пер}}(600) = 7.007$
$F_n(630) = -6.733$	$F_r(630) = -6.733$	$F_k(630) = -25.531$	$M_{\text{пер}}(630) = 4.34$
$F_n(660) = 5.364$	$F_r(660) = -7.199$	$F_k(660) = 23.197$	$M_{\text{пер}}(660) = -3.944$
$F_n(690) = 9.307$	$F_r(690) = -58.048$	$F_k(690) = 44.261$	$M_{\text{пер}}(690) = -7.524$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -92.911$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{\text{пер}}(720) = -0.000$





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	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	800	865	8,1
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1350	1278	-5,3
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,44	0,417	-5,2
4	Механічний ККД	η_m	-	0,87	0,872	0,2
5	Питома ефективна витрата теплоти	b_e	кДж	8967,5	8690,52	-3,1
			(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 65 кВт. Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, показав що приріст потужності проектного двигуна склав 8,1%.

Аналіз ефективних параметрів двигуна показав не суттєве зменшення середнього ефективного тиску. Але треба врахувати що крім форсування двигуна, відбувається конвертація (перевід) робочого циклу проектного двигуна з дизельного на газодизельний. Зміна робочого циклу та використання менш енергетичного палива не могло не відобразитися на ефективних показниках проектного двигуна. Відповідно даний параметр зменшився на 5,3%.

Менша теплотвірна здатність застосованого палива вплинула на ефективність робочого циклу та паливну економічність двигуна. Так порівняльний аналіз зазначених параметрів показує, що ефективний ККД робочого циклу газодизеля зменшився на 5,2% проти дизеля, та відповідно зросла питома ефективна витрата теплоти на 3,1%.

Незначне зростання механічного ККД на 0,3% пов'язано головним чином із зменшенням витрат механічної енергії на етртя, через покращення стану масляного прошарку в районі першого компресійного кільця.

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

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						49
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.

3.1 Опис пропонованої системи подачі рідкого палива.

Головним завданням при конвертації (переході) на газодизельний робочий цикл є забезпечення умов подачі мінімальної запальної дози. В даному проекті для реалізації даного завдання пропонується застосувати систему подачі з гідравлічним запиранням голки форсунки. На рис. 3.1 приведена принципова схема паливної апаратури з гідравлічним замиканням голки форсунки.

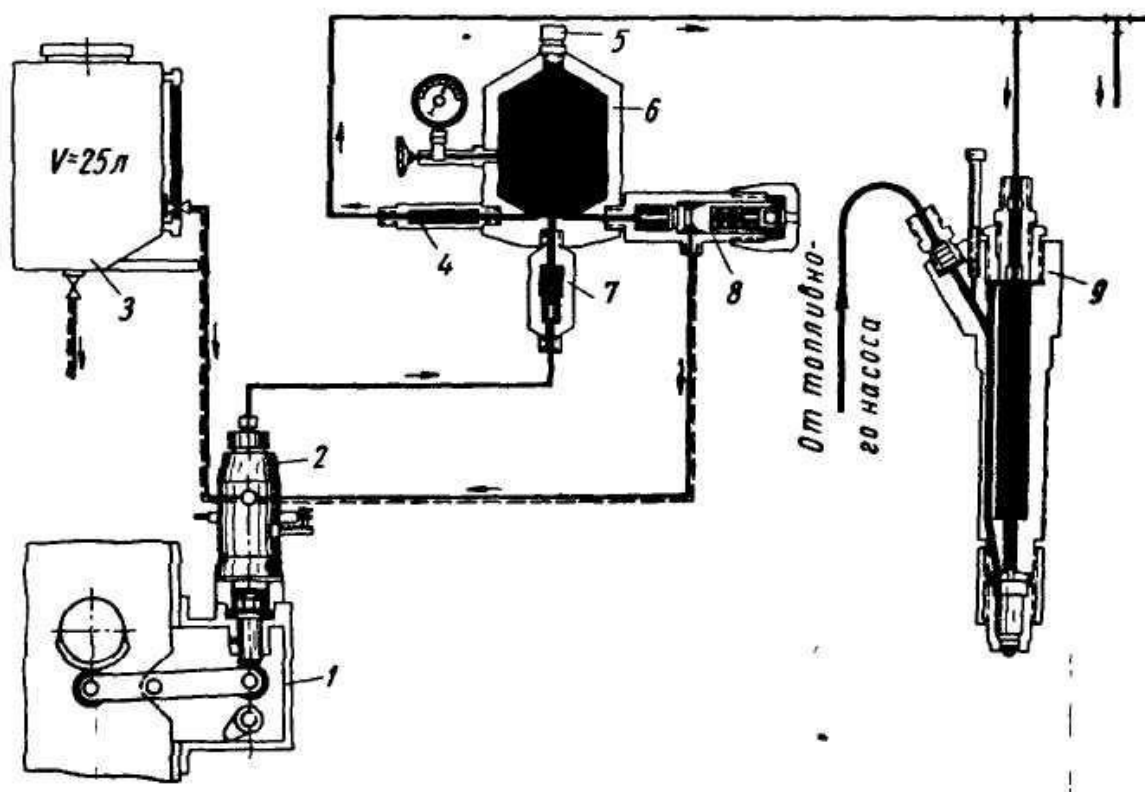


Рис. 3.1 Принципова схема паливної системи з гідравлічним замиканням голки форсунки.

1 – привід насоса; 2 – насос для закачування гідравлічної суміші; 3 – витратний бак; 4 – щільний фільтр; 5 – запобіжний клапан, 6 – гідравлічний акумулятор, 7 – зворотний клапан; 8 – перепускний клапан; 9 – форсунка.

Насос високого тиску 2 нагнітає гідравлічну суміш через клапан 7 в гідравлічний акумулятор 6. До форсунок дизеля, що вприскують паливо в циліндри дизеля

від власного паливного насоса високого тиску, гідравлічна суміш подається через щілинний фільтр і, заповнюючи об'єм форсунки безпосередньо над голкою розпилювача, фактично грає роль гідравлічної пружини. Тиск в акумуляторі регулюється перепускним клапаном 8, а в аварійному випадку зростання тиску в акумуляторі (при несправності регулювального клапана) в дію вступає запобіжний клапан 5. Для контролю фактичного тиску гідравлічної рідини акумулятор забезпечений манометром.

До числа недоліків гідравлічно запірних систем слід віднести:

1. Необхідність додаткового устаткування (насос, перепускний клапан, витратний бак, трубопроводи), що ускладнює конструкцію дизеля.
2. Постійна витрата замикаючої рідини, що згорає разом з паливом, і внаслідок цього необхідність її поповнення.
3. Порушення герметичності системи трубопроводів замикаючої рідини при знятті форсунки з дизеля.
4. Погіршення роботи всіх форсунок у разі розгерметизації трубопроводів замикаючої рідини, що може привести до необхідності зупинки дизеля.

Для забезпечення якнайкращих умов при експлуатації дизелів з форсунками, що гідравлічно замикаються, рекомендується цілий ряд практичних заходів. Ці заходи при переході із звичної системи паливовоподачі на систему гідравлічного замикання, зокрема, полягають в збільшенні фактичних зазорів в робочому сполученні голок з направляючими розпилювачів приблизно до 6 мкм щоб уникнути зависання голок.

Як насоси замикаючої рідини у всіх виконаних гідрозапірних системах застосовуються одноплунжерні насоси, що є найпростішими і надійнішими для підтримки необхідного високого тиску. Продуктивність цих насосів повинна з деяким надлишком компенсувати втрати замикаючої рідини по зазорах між голками форсунок і їх направляючими. Оскільки подача плунжерного насоса є пульсуючою, це може послужити причиною небажаних коливань і появи хвиль тиску в запірній системі. Система забезпечується клапаном для підтримки середнього тиску в запірній системі на заданому рівні. Так як за допомогою перепускного клапана досягти

достатнього заспокоєння коливань тиску не вдається, в систему включається гідравлічний акумулятор.

На виконаних установках як замикаюча рідина застосовується, як правило, дизельне паливо, змішане в різних пропорціях з картерним маслом. Масло виконує роль антикорозійного компоненту. Витрачати масло для цієї мети недоцільно. У зв'язку з цим як замикаюча рідина може застосовуватися зневоднене дизельне паливо або паливо з невеликою добавкою інгібітованих антикорозійних мастил.

Основна відмінність форсунки з гідравлічним замиканням голки від звичних закритих форсунок у тому, що механічна пружина голки замінена в ній гідравлічною. У корпусі форсунки слід передбачати достатню місткість порожнини для замикаючої рідини. Паливо в запираючу порожнину повинне підводитися через фільтр високого тиску, оскільки наявність сторонніх частинок в паливі може привести до зависання голки.

Конструкція розпилювача у принципі не відрізняється від конструкції розпилювачів звичних закритих форсунок. На більшості діючих установок використовуються звичні розпилювачі серійного виробництва. Р. Н. Шишловим була запропонована конструкція розпилювачів з так званою двохдиференційною голкою. Основна їх особливість у тому, що верхній торець голки має кільцеву поверхню, притерту до обмежувача підйому. Такий розпилювач, володіє наступними перевагами:

1. Різкіша посадка голки у зв'язку з тим, що зусилля замикання, діюче на голку, притиснуту до обмежувача підйому, визначається тиском замикаючої рідини на площу, обмежену внутрішнім діаметром притертої кільцевої поверхні, а після відриву голки від упору тиск розповсюджується на всю площу голки.

2. Герметизація голки при упорі її в обмежувач підйому, що виключає рух палива по зазору в порожнину замикання в період уприскування, усуваючи тим самим вплив вприснутого палива на притерті направляючі поверхні.

Розпилювач, голка якого достатньо припрацювалася до обмежувача підйому, володіє властивостями такого двохдиференціального розпилювача. Додаткове притирання голки до обмежувача підйому не виправдане економічними перевагами і навряд чи доцільне.

3.2 Обґрунтування заміни форсунки.

Збільшення агрегатної потужності суднових енергетичних установок призводить до істотного зростання теплових і механічних навантажень окремих вузлів і деталей. Зростання цих навантажень, зокрема, робить помітний вплив на надійність і термін служби розпилювачів, зобов'язуючи знаходити нові шляхи підтримки експлуатаційних показників розпилювачів на достатньому рівні. Це посилюється необхідністю загального збільшення терміну служби розпилювачів, що є найслабкішим конструктивним елементом дизеля.

Існують різні шляхи збільшення терміну служби і надійності розпилювачів, пов'язані з підвищенням до них технічних вимог і застосуванням нових технологічних способів їх виготовлення, пошуком раціональних геометричних форм розпилювачів, випробуванням нових матеріалів і т.д. Останнім часом особливо актуальні роботи у напрямі застосування в суднових дизелях паливних систем з гідравлічним замиканням голки форсунки. Особливість форсунки, що гідравлічно замикається, – відсутність у неї пружини і штовхача і здійснення запорних функцій розпилювача за допомогою гідравлічної рідини – дизельного палива, масла або їх суміші, діючих під певним тиском на верхній торець голки. У зв'язку з цим форсунки з гідравлічним запиранням голок володіють рядом переваг:

1. Надійніша робота і більший термін служби розпилювачів форсунок.
2. Відсутність бічних зусиль на направляючій поверхні голки або штовхача унаслідок неточностей виготовлення, складання і перекосу пружини при її стисненні, що забезпечує повну свободу переміщення голки.
3. Стабільна підтримка встановленого тиску початку підйому голки.
4. Зменшення маси рухомих деталей, внаслідок чого ослабляється удар при закритті голки і значно підвищується стійкість ущільнюючого конуса розпилювача.
5. Відсутність витоків палива з форсунки через неповну герметичність пари голка – направляюча голки, унаслідок чого можна допустити значно більше збільшення зазора при експлуатації.

6. Можливість захисту від корозії направляючих поверхонь розпилювача, а також поліпшене змащення голки у разі застосування спеціально підготовленої замикаючої рідини (наприклад, зневодненого палива з домішкою масла). Це пояснюється тим, що в зазорі між голкою і її корпусом встановлюється напрям потоку переважно у бік сопла форсунки, тобто має місце постійна витрата замикаючої рідини.

Причина такого напрямку потоку в зазорі полягає у тому, що тиск в порожнині замикання перевищує тиск в порожнині під диференціальним майданчиком голки на протязі приблизно $340 - 350^\circ$ кута повороту розподільного валу і лише в період уприскування палива має місце протилежний напрям перепаду тиску.

7. Ідентичність тиску відкриття голок всіх форсунок, що в свою чергу забезпечує точніше регулювання циліндрів дизеля по дійсному куту випередження і тривалості подачі палива і сприяє зменшенню ступеня нерівномірності подачі по циліндрах.

8. Можливість встановлювати оптимальний тиск відкриття голки форсунки залежно від режиму роботи дизеля.

9. Зниження питомої витрати палива на часткових режимах гвинтової характеристики.

10. Отримання нижчих мінімально стійких чисел оборотів.

За даними деяких організацій такі форсунки помітно збільшують фактичний термін служби розпилювачів, особливо при невисокій якості виготовлення останніх. Моторесурс форсунок з розпилювачами, виготовленими на судоремонтних підприємствах, при гідравлічному замиканні голок зростає приблизно в 2 – 3 рази.

3.3 Обґрунтування заміни ПНВТ

На двигуні застосовується паливний насос високого тиску з заводським маркуванням 962Г. Проектований двигун 6ГЖЧН 26/34 що працює з запальною дозою в 3% та використовую даний насос буде мати дуже малий активний хід.

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		54

Подача такої мізерної циклової порції палива насосом 962Г з його діаметром плунжера не доцільна, так як об'єм стискаємого палива є дуже близьким до об'єму над плунжерного простору при його верхньому положенні. Як наслідок виникнуть проблеми з організацією робочого процесу а саме: між циклова нестабільність подачі палива та пропуски спалахів, що є небажаним явищем особливо для двигуна в якому в якості палива використовується газ. Виходячи з вище зазначених причин пропонується модернізація ПНВТ та паливної системи в цілому.

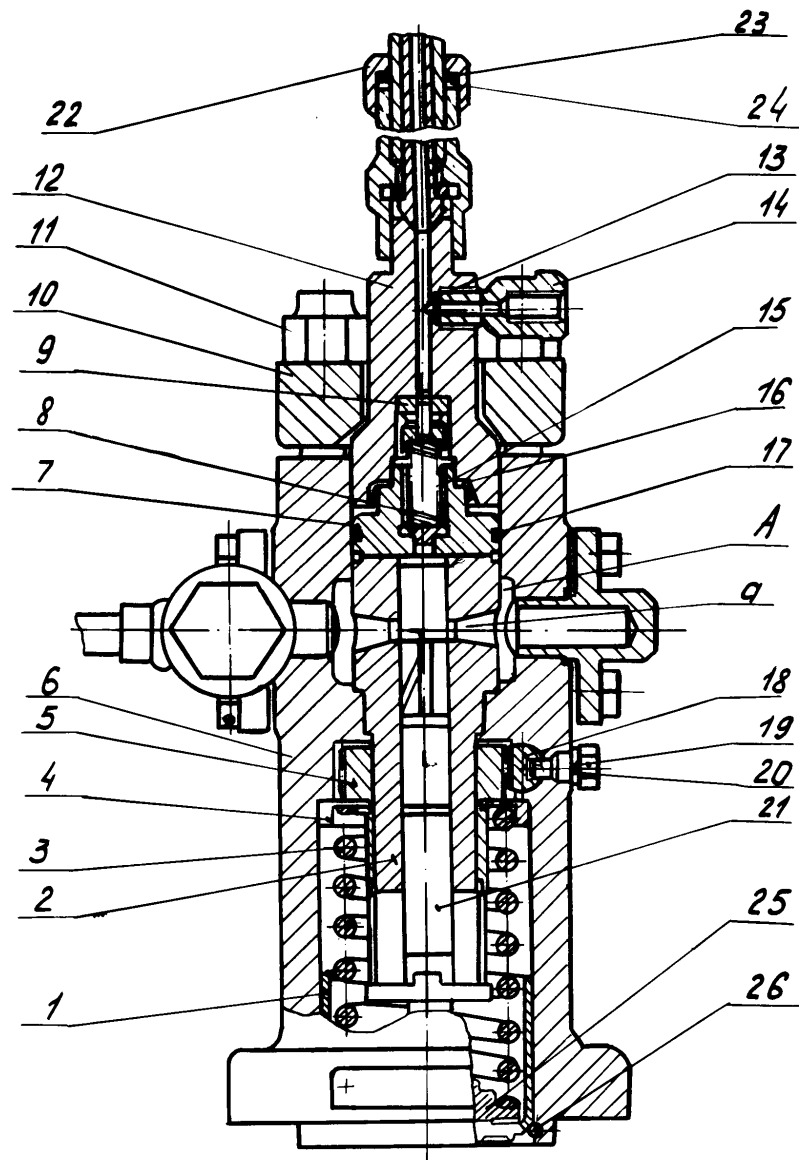


Рис. 3.2 – Паливний насос високого тиску.

1-направляюча склянка; 2-втулка плунжера; 3,8-пружина; 4-шайба; 5-шестерня; 6-корпус; 7-седло; 9-ограничитель; 10-фланец накладний; 11-гайка(4шт.); 12-штуцер; 13-прокладка запобіжна; 14-болт нажимной; 15-клапан нагнітальний; 16-прокладка; 17-кольцо ущільнювач; 18-рейка; 19-болт; 20-шайба; 21-плунжер; 22-гайка накладна; 23-кольцо; 24-кольцо ущільнювач; 25-шайба пружини нижня; 26-кольцо настановне.

3.4 Розрахунок параметрів паливного насосу високого тиску

3.4.1 Початкові дані для розрахунку секції паливного насоса

$P_e = 865$ кВт - ефективна потужність;

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

$i = 6$ число циліндрів;

$g_e = 211$ г/(кВт*год) - питома ефективна витрата палива на номіналі;

$\tau = 4$ тактність двигуна;

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

3.4.2 Розрахунок параметрів ПНВТ

Циклова подача

$$V_{\text{ц}} = \frac{g_e \cdot P_e \cdot \tau \cdot 10^3}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T \cdot 10^{-3}} = \frac{211 \cdot 865 \cdot 4 \cdot 10^3}{120 \cdot 750 \cdot 6 \cdot 842 \cdot 10^{-3}} = 1.606 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Теоретична подача секції паливного насоса

$$V_T = \frac{V_{\text{ц}}}{\eta_H}$$

де $\eta_H = 0.75$ - ККД насоса

$$V_T = \frac{V_{\text{ц}}}{\eta_H} = \frac{1.606 \times 10^3}{0.75} = 2.141 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Повна продуктивність секції паливного насоса

$$V_H = 3.1 \cdot V_T = 3.1 \cdot 2.141 \times 10^3 = 6.637 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Відношення ходу плунжера до діаметру плунжера приймаємо рівним

$$S_{\text{дпл}} = 1.2$$

Діаметр плунжера розрахунковий, в мм

$$d'_{\text{ПЛ}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\text{Н}}}{\pi \cdot S_{\text{дПЛ}}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 6.637 \times 10^3}{\pi \cdot 1.2}} = 19.167$$

Діаметр плунжера розрахунковий, в мм

$$d_{\text{ПЛ}} = 12$$

Повний хід плунжера розрахунковий, в мм

$$s'_{\text{ПЛ}} = d_{\text{ПЛ}} \cdot S_{\text{дПЛ}} = 12 \cdot 1.2 = 14.4$$

Повний хід плунжера прийнятий, в мм

$$s_{\text{ПЛ}} = 12$$

Активний хід плунжера

$$s_{\text{акт}} = \frac{4 \cdot V_{\text{Т}}}{\left(\pi \cdot d_{\text{ПЛ}}^2\right)} = \frac{4 \cdot 2140.876}{\pi \cdot 12^2} = 18.929$$

Повна продуктивність секції спроектованого паливного насоса дизеля

$$V_{\text{н.пр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ПЛ}}^2}{4} \cdot s_{\text{акт}} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} \cdot 18.929 = 2.141 \times 10^3 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

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

$$V_{\text{н.пр.гд}} = \delta_{\text{ц}} \cdot V_{\text{н.пр}} = 0.03 \cdot 2.141 \times 10^3 = 64.226 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

Активний хід плунжера з урахуванням запальної дози в мм

$$s'_{\text{акт}} = \delta_{\text{ц}} \cdot s_{\text{акт}} = 0.03 \cdot 18.929 = 0.568$$

3.5 Розрахунок параметрів форсунки

3.5.1 Початкові дані

$p''_c = 5.955$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 11.0$ МПа - тиск в кінці згоряння;

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

$V_{ц} = 1605.657$ мм³/цикл - циклова подача палива;

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

$\Delta\varphi = 28^\circ$ - кут подачі палива;

$\mu_{\phi} = 0.75$ - 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:

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

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{ц} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{5.955 + 11.0}{2} = 8.477$$

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

$$p_{\phi} = 60$$

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

$$w_{\phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{842} \cdot (60 - 8.477) \cdot 10^6} = 349.83$$

Сумарна площа соплових отворів, мм²:

$$f_c = \frac{V_{\Pi}}{\mu_{\phi} \cdot w_{\phi} \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot 10^3} = \frac{1.606 \times 10^3}{0.75 \cdot 349.83 \cdot 6.222 \times 10^{-3} \cdot 10^3} = 0.984$$

Діаметр соплового отвору, мм:

$$d_c = \sqrt{4 \cdot \frac{f_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{4 \cdot \frac{0.984}{\pi \cdot 12}} = 0.323$$

3.6 Оптимізація та обґрунтування геометричних параметрів плунжера

Виходячи з отриманих вище результатів розрахунку параметрів паливної системи видно, що необхідний і достатній діаметр плунжера для подачі циклової порції палива дорівнює 6 мм. Але беручи до уваги тиск необхідний для впорскування палива в робочий циліндр двигуна і враховуючи сили протидії, які будуть діяти на плунжер при стисканні палива, а також виходячи з причини зазначених в пункті «Оптимізація вибору типу об'єкта», а саме необхідність екстреного виходу на номінальний режим у випадку аварії чи відсутності газового палива, врахувавши всі ці фактори та виконавши необхідні розрахунки приймаємо діаметр плунжера рівним 12 мм.

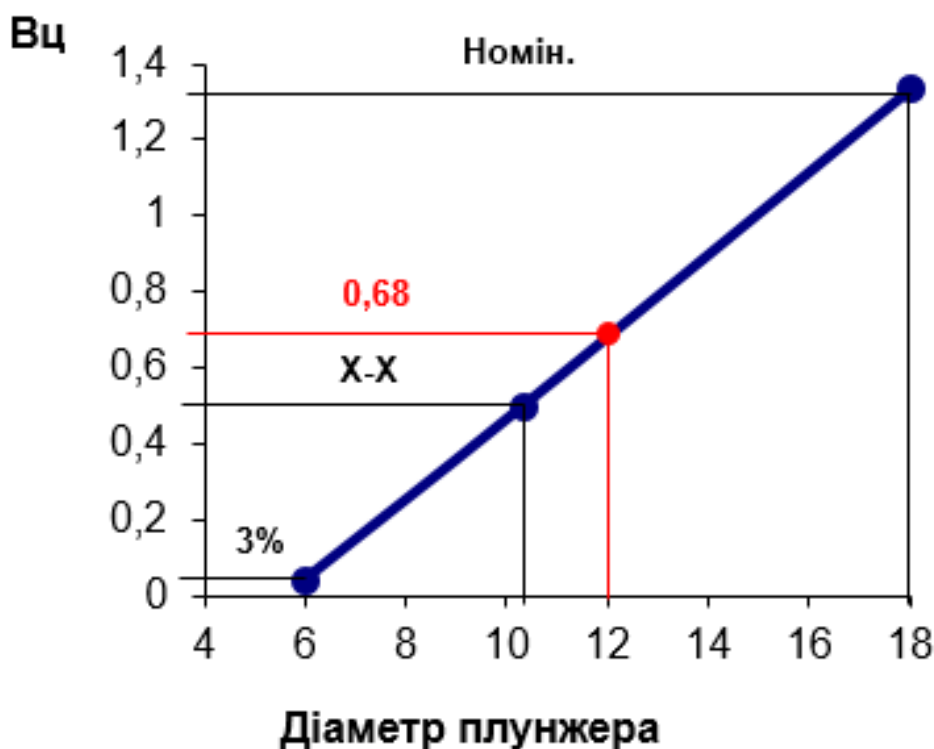


Рис. 3.3 – Оптимізація параметрів плунжера

Як видно з розрахунку ПНВТ і графіку саме цей розмір плунжера є оптимальний так як він здатен забезпечити роботу газодизельного двигуна на всіх режимах та роботу дизельного двигуна на холостому ході, а номінальний режим за умов відключення певних енергоспоживачів

3.7 Висновок по розділу

В ході проектування було обрано систему подачі рідкого палива з гідравлічним запиранням голки як таку, що дає можливість корегування циклової порції палива в малих діапазонах подачі. В нашому випадку цей вибір пов'язаний з конвертацією (переходом) з дизельного робочого циклу на газодизельний, причому останній вимагає забезпечення запальної дози палива на рівні 3-5% від номінальної. Саме система з гідравлічним запиранням за умов найменших конструктивних змін та технологічних змін в паливній апаратурі, що надає можливість реалізувати поставлене в ході проектування задачі.

Розрахунок параметрів вприскування показав, що завдяки заміні форсунки та насосу, та оптимізації їх геометричних параметрів, вдалося довести циклову порцію палива до рівня 3 – 5% від номінальної, що цілком достатньо для здійснення газодизельного робочого циклу на проектуваному двигуні.

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						61
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 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						62
Зм.	Лист	№ докцм.	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 окисли 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 окисли 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 відчуває 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, окисли 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 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						63
Зм.	Лист	№ док-м.	Підпис	Дата		

поразкою внутрішніх органів. У газах, що відробили, 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.

До складу газів дизелів, що відробили, при використанні сірчистих палив входять також неорганічні гази, що представляють собою з'єднання сірки. Вони мають різкий запах, викликають роздратування верхніх дихальних шляхів, порушення білкового обміну в організмі. В основному це сірчистий ангідрид SO_2 і сірководень H_2S . Сірчистий ангідрид – безбарвний газ з гострим запахом, важче повітря (питома вага по повітрю 2,264), добре розчиняється у воді, утворює сірчисту кислоту. Вплив SO_2 на організм людини в залежності від об'ємного змісту його в повітрі, %, викликає такі наслідки: 0,0007 – 0,001 – роздратування в горлі; 0,0017 – роздратування очей, кашель; 0,04 – отруєння через 3 хв; 0,01 – отруєння через 1 хв.

Склад ВГ двигунів, на 99,0 – 99,9 % складається з продуктів повного згоряння (углерода вуглецю і пари води), залишкового кисню й азоту повітря. Але саме частина ВГ, що залишилася (не більш 1% від загальної витрати ВГ, практично рівного витраті повітря) визначає екологічний рівень двигунів, тобто ступінь шкідливого впливу на навколишнє середовище: рослинний і тваринний світ, людину, архітектурні будівлі.

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						64
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

Основними шкідливими компонентами вихлопних газів дизельних двигунів є окисли азоту, сажа, а також сірчисті з'єднання.

Крім шкідливих речовин до складу ВГ входить азот як баласт, що міститься у вихідних і відповідно в кінцевих продуктах згоряння, і вуглекислий газ CO_2 . Щодо азоту можна відзначити, що при власній нешкідливості для людини, він є джерелом утворення шкідливих окислів у циліндрі двигуна.

Діоксид вуглецю не створює відчутної шкоди людині в умовах відкритих провітрюваних приміщень. Він до останнього часу не вважався шкідливим компонентом ВГ двигунів. У той же час утворення вуглекислого газу з викопних вуглецевих палив веде до збільшення кількості цього газу в атмосфері. Вуглекислий газ входить у число так званих парникових газів атмосфери. Парникові гази здатні уловлювати довгохвильове теплове випромінювання Землі, що не затримується іншими компонентами атмосфери. До парникових газів відносяться водяна пара, метан, фреони і деякі інші з'єднання. Молекули парникових газів сприймають кванти енергії довгохвильового випромінювання, збуджуються, і самі випромінюють. Це випромінювання спрямоване в усі сторони, у результаті половина енергії направляється в космос, а половина повертається на Землю.

Дія парникових газів забезпечує підтримку в атмосфері Землі і на її поверхні визначених рівноважних температур (для атмосфери середня річна температура приземного шару $+14\text{ }^{\circ}\text{C}$), що є результуючими теплового балансу в системі Сонце – Земля – Космос. Збільшення кількості вуглекислого газу веде до збільшення так названого парникового ефекту, що може вплинути на зміну клімату планети. При існуючому темпі зростання кількості цього газу в атмосфері (а його масова частка зросла від 0,00012 у 1912р. до 0,00038 до початку нового століття) можливе підвищення середньої річної температури приземних шарів атмосфери на 2 – 4 К в найближчі 100 – 200 років. Це грозить інтенсивним таненням льодовиків планети, підвищенням рівня світового океану на 6 – 16 м і поруч супутніх катаклізмів кліматичного характеру.

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						65
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

Ще одним із проявів негативного впливу транспорту на навколишнє середовище є смог. Цей термін широко використовується для позначення видимого забруднення повітря будь-якого характеру (не тільки від транспорту).

Розрізняють три основних типи смогу:

- смог крижаний (аляскинського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів, пилових часток і кристалів льоду, що виникають при замерзанні крапель туману і пари опалювальних систем;
- просто смог (лондонського типу) – сполучення газоподібних забруднювачів (в основному сірчистого ангідриду), пилових часток і крапель туману;
- смог фотохімічний (лос – анжельського типу, сухий) – вторинне забруднення повітря, що виникає в результаті розкладання забруднюючих речовин під впливом сонячних променів, особливо ультрафіолетових.

Головний отрутний компонент смогу – озон (O_3). Додатковими складовими смогу служать чадний газ (оксид вуглецю), оксиди азоту, перекис ацетілнітрату, азотна кислота і деякі інші. Основним джерелом смогу цього типу є транспорт.

Усі зазначені речовини (крім сажі) при досягненні визначеної концентрації в повітрі можуть привести до смертельного результату. Хоча, звичайно, ступінь шкідливості цих речовин різна і відповідно різна припустима концентрація їх у повітрі. Їхній постійний вплив на людину, тварин і рослини може привести до мутацій на генетичному рівні і до різкої спадкоємної зміни організмів, що змінює їхні морфологічні (зовнішня і внутрішня будівля) і (чи) фізіологічні – поведінкові ознаки.

Вплив газів ДВЗ, що відробили, на рослинність обумовлено влученням ВГ як на поверхню рослин, так і в клітки (із ґрунтовими водами). Особливо рослини чутливі до оксидів сірки, оксидів азоту, а також до з'єднань оксидів азоту з вуглеводнями.

Вплив газів двигунів, що відробили, на будинки, пам'ятники та інші будівлі також визначається осадженням на поверхнях будівельних елементів з'єднань оксидів азоту і сірки з парами води, а також осадженням маслянистих часток сажі.

4.2 Техніка безпеки та заходи щодо забезпечення умов праці.

Техніка безпеки - вид діяльності (система організаційних і технічних заходів, захисних засобів і методів) щодо забезпечення безпеки будь-якої діяльності людини, в тому числі і трудової діяльності

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Запобігання впливу таких шкідливих виробничих факторів як газ, пара, пил, надлишкова температура і вологість і створення здорового повітряного простору є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Протипожежні заходи.

Двигун-генератор буде розташовано в будівлі що відноситься до 1-ої ступені вогнестійкості. Категорія виробництва "Г". Підвал у будівлі відсутній. В проекті передбачається безпечна евакуація людей у випадку пожежі. В будівлі є два рознесених евакуаційних виходи. Всі конструктивні елементи будівлі виконані із негорючих матеріалів. Передбачені також легко скидальні конструкції (віконні прийоми).

Опалення.

Опалення приміщення передбачається із розрахунку компенсації тепловтрат через зовнішні огорожуючі конструкції і нагрівання вентиляційного повітря що забезпечує в приміщенні нормовану температуру повітря. В робочий час підтримка нормованої температури в приміщенні забезпечується за рахунок тепловідведень від працюючого дизель-генератора. На період монтажу та ремонтних робіт підтримка нормованої температури забезпечується за рахунок роботи тепло вентилятора із електропідігрівом.

Вентиляція.

В приміщенні передбачається приливна витяжна вентиляція із механічним та природним примусом. Загальнообмінна витяжна вентиляція із природним примусом із трьохкратним обміном повітря за годину передбачається із верхньої

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		67

зони. На додаток до природної витяжки передбачена механічна. Для компенсації витяжки передбачена приточна вентиляція, як природна так і механічна. Приток повітря в приміщення виконується від вентилятора, на додаток до механічного притоку в теплу пору року передбачений природний через відкриті фрамуги вікон та ворота.

В холодну і перехідну пору року для запобігання подачі холодного повітря передбачено змішування зовнішнього і внутрішнього повітря, для чого передбачена перемичка.

З метою зменшення шуму і вібрації від працюючих систем вентиляції проектом передбачається:

- підключення вентиляторів до повітряних трубопроводів з допомогою гнучких вставок;
- вибір вентиляційного устаткування із оптимальним числом обертів і максимальним ККД;
- обмеження швидкості руху повітря в повітряних трубопроводах, а також швидкості виходу повітря із розподілювачів повітря. Встановлена потужність системи вентиляції – 3,5 кВт. Витрата тепла на вентиляцію на період монтажу і ремонтних робіт – 4,5 кВт.

Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення приміщення енергетичної установки.

Освітлювальне електроустаткування складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

4.3 Заходи щодо зниження шуму та вібрації проектного 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:

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

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, $P_e = 865 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \lg(750 + 865^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{750}{750}\right) \right] = 86,039 \text{Дб}$$

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;

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{750 \cdot 865^{0.55} \cdot \left(\frac{1+1360}{21950} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{21950}{865}} + 30 \lg \left(\frac{750}{750} \right) \right) = 88,6 \text{ Дб}$$

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

4.4 Висновок по розділу.

Для проектованого 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.

Робота з паливом сама по собі є небезпечною. А робота з газовим паливом ставить підвищені вимоги безпеки при експлуатації двигуна і в першу чергу пожежної безпеки. Тому серед запропонованих заходів необхідно передбачити встановлення в приміщенні автоматичної системи пожежогасіння та систем сигналізації про перевищення концентрації в приміщенні речовин небезпечних для здоров'я.

Наявність ефективної системи вентиляції дозволить значно знизити ризик виникнення захворювань в обслуговуючого персоналу. А ефективна система опалення дозволить забезпечити комфортні умови праці в зимовий період. В свою чергу використання правильне та раціональне розташування приладів освітлення забезпечить умови безпечної експлуатації силової установки. Поєднання комплексу всіх вище перелічених заходів дозволить створити безпечні та комфортні умови для робочого персоналу.

5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ РІШЕНЬ.

5.1 Економічні аспекти переводу дизеля на газове паливо

Постійне коливання вартості бензинового та дизельного палива на ринку нафтопродуктів вимагає від споживачів шукати шляхи для використання палив альтернативного походження. Газове паливо, з урахуванням сучасних можливостей його видобутку, переробки та зберігання займає в переліку альтернативних палив перше місце. Тому тенденція щодо більшого впровадження газового палива в якості моторного, буде мати стійкий характер зростання.

Уже починаючи з 2007 року потреба в моторних паливах зросла майже в 2-3 рази, проти 1998 року. Нафтова галузь враховуючи різку зміну попиту на ринку палив, намагається швидко і адекватно реагувати на понаставлені перед нею виклики.

Нажаль в Україні за останні роки неухильно падав видобуток нафти та газу. Так для збереження та росту сьогоdnішнього рівня видобутку потрібно суттєву капіталовкладення, що майже не можливо без приходу закордонних інвестицій та новітніх технологій видобутку. Якщо цього не зробити, то може скластися ситуація, що через декілька років виникне гострий дефіцит моторних палив, а вартість його катастрофічно зросте.

На сьогоднішній день одним з ефективним способів вирішення проблеми заміни рідких моторних палив є конвертація, тобто переведення споживання ДВЗ на зріджений нафтовий і стиснутий природний газ. Адже використання газу в двигунах внутрішнього згоряння є економічно доцільним, та екологічно привабливим. Так наприклад встановлення газобалонного устаткування на легкове авто, окуплюється вже через 2000-2500 годин роботи двигуна.

Нижче приведений розрахунок, доводить доцільність конвертації дизель-генератора 6ЧН 26/34 в газодизель-генератор 6ГЖЧН 26/34 з використанням в якості палива стисненого природного газу та запальної дози 3% дизельного палива.

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						72
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

5.3 Висновок по розділу.

Проведенні в ході розрахунку економічної ефективності обчислення показали від впровадження системи подачі палива з гідравлічним запиранням голки та модулятора імпульсів в дизельній паливній апаратурі, для перевodu дизеля на газодизельний цикл, було отримано значний економічний ефект (понад 12 млн.грн/рік) та термін окупності ($\approx 1,2$ роки). Пояснюється це в першу чергу тим, суттєва різниця в ціні між дизельним та газовим паливом що надає споживачі можливість економити. А як результат такої ситуації, витрати на експлуатацію, встановлення паливної апаратури нового типу, витрата на зарплату робітників та інші витрати споживача доволі швидко окупаються.

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						76
Зм.	Лист	№ докцм.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Поставлене в ході даного дипломного проекту завдання: підвищення ефективності стаціонарної електростанції потужністю 865 кВт спроектованій на базі двигуна прототипу 6ЧН 26/34, за рахунок вдосконалення системи подачі палива можна вважати повністю виконаним.

Розрахована в конструкторському розділі ефективна потужність проектного двигуна склала $P_e = 865,13$ кВт, відрізняється від заданої на 0,015 %. При цьому дане отримане значення номінальної потужності не виходить за межі допустимої похибки розрахунку у 5%.

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

Спеціальна частина дипломного проекту стосувалася конвертації двигуна працюючого по дизельному робочому циклу на газодизельний. Для цього було запропоновано дообладнати дизельний двигун системою подачі газового палива та модифікувати систему подачі рідкого палива, за рахунок переробки її на систему з гідравлічним запиранням голки. Саме така система дає можливість зменшити номінальну циклову порцію (100%) до мінімальної (2-5%), що необхідно для забезпечення запальної дози. Виконано оптимізацію геометрії плунжера.

Для спроектованого двигуна в даному проекті розглянуто питання щодо захисту навколишнього середовища, та мінімізацію шкідливого впливу на нього від спроектованого двигуна. Запропоновано комплекс заходів з охорони праці, та заходів направлених на безпечну експлуатацію двигуна.

Розрахунок економічного ефекту від впровадження пропонованої новації, показав річний ефект на рівні 12, 719 млн. грн з терміном окупності в 1,2 роки, що відбулося головним чином за рахунок переводу двигуна з рідкого палива на газове.

					ПФ НУК 131.61.20.08.ПЗ	Лист
						77
Зм.	Лист	№ док-м.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Дизели 6ЧН 26/34 и дизель-генераторы. Руководство по эксплуатации. Энергомашэкспорт. СССР. Москва. Внешторгиздат Изд. № 683У/88. - 80 стр.
2. Корчагін С.О., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання практичних робіт, курсових робіт та конструкторського розділу дипломного проекту «Розрахунок робочого процесу газодизельного двигуна» для студентів спеціальності «Двигуни внутрішнього згоряння» - Первомайськ, ППІ – 40с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
4. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с., ил.
5. Система стандартів безпеки праці.
6. Сологуб Н.В. Методичні вказівки до виконання економічного розділу дипломної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «спеціаліст» / – Первомайськ: ППІ НУК, 2007. – 16 с.
7. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
8. Клевцов Б.А., Коровяк В.Е., Кулик І.В., «Використання палив альтернативного походження в ДВЗ»/ Матеріали міжвузівської студентської науково-практичної конференції «Молодь, Освіта, Наука 2020», - ПФ НУК 21 травня 2020 року, - 84 с.