

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 350 кВт, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури. Прототип 6ЧН 25/34.

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-23

 Лаврук М.С.
(підпис)

Керівник роботи:

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

Первомайськ - 2024 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

«__» _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Лавруку Максиму Сергійовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 350 кВт, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури. Прототип 6ЧН 25/34»

Керівник роботи Каіров О.С.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.24 №53

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.24 р.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 25/34, номінальною потужністю 345 кВт.

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

Вступ.

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Заходи щодо покращення охолодження поршня.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК) 2. Двигун 6ГЖЧН 25/34 (СК)

3. Індикаторна діаграма (ІД) 4. Схема подачі газового палива (ПС).

5. Заслінка (СК). 6. Змішувач (СК)

Консультанти розділів роботи

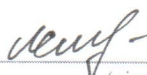
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	16.09.2024	
2.	Загальний розділ	23.09.2024	
3.	Конструкторський розділ	07.10.2024	
4.	Науковий розділ	28.10.2024	
5.	Охорона праці та захист навколишнього середовища	18.11.2024	
6.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	25.11.24	
7.	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.24	

Студент


(підпис)

Лаврук М.С.

Керівник роботи


(підпис)

Каіров О.С.

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 345 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є стаціонарна двигун-генераторна електростанція. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

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

Описано систему подачі палива штатного двигуна, та розглянуто особливості її роботи. Зазначено її переваги та недоліки. Розглянуто способи отримання та подачі газового палива в двигун. Запропоновано конструктивне рішення щодо переведення дизельного двигуна для роботи по газодизельному робочому циклу. Визначено геометричні та витратні параметри запропонованої системи.

Описано проблеми пов'язані зі шкідливим впливом проектного двигуна на навколишнє середовище під час його експлуатації. Визначено кількісні показники токсичних компонентів відпрацьованих газів проектного двигуна. Проаналізовано небезпеки що можуть виникати під час ремонту, обслуговуванні та експлуатації двигуна. Запропоновано заходи щодо їх запобігання. Розраховано рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, газодизельний двигун, робочий цикл, система подачі палива, змішувач, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a 345 kWt stationary power plant designed on the basis of a 6CHN 25/34 prototype engine by improving the fuel equipment elements.

The object of engine installation, which is a stationary engine-generator power plant, is described. The design and operation features of the prototype engine are considered and described.

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

The fuel supply system of a standard engine is described, and the features of its operation are considered. Its advantages and disadvantages are noted. The methods of obtaining and supplying gas fuel to the engine are considered. A constructive solution for converting a diesel engine to operate on a gas-diesel duty cycle is proposed. The geometric and flow parameters of the proposed system are determined.

The problems associated with the harmful effects of the designed engine on the environment during its operation are described. The quantitative indicators of toxic components of the exhaust gases of the designed engine are determined. The hazards that may arise during the repair, maintenance, and operation of the engine are analyzed. Measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: stationary power plant, gas-diesel engine, operating cycle, fuel supply system, mixer, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	20
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	21
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	21
2.2. Побудова індикаторної діаграми	39
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	45
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	54
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	61
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ	63
3.1. Опис та розрахунок системи подачі рідкого палива	63
3.2. Призначення опис та розрахунок системи подачі газового палива	77
3.3. Висновки по розділу	86
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	87
4.1. Загальні положення	87
4.2. Основні проблеми безпечної експлуатації ДВЗ та заходи їх реалізації	87
4.3 Визначення рівня шуму та вібрації проектного двигуна	91
4.4 Висновки по розділу	92

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив	Лаврик М				Пояснювальна записка			Лит.	Аркуш	Аркушів	
Перевірив	Каіров О.С.									6	
								ПННІ НУК			
Н. Контр.	Каіров О.С.										
Затвердив.	Нестеренко										

ВИСНОВКИ	93
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	94
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація двигун 6ГЖЧН 25/34	
Додаток 2 Специфікація змішувач	
Додаток 3 Специфікація заслінка	

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сьогодні сумарне споживання теплової енергії в світі складає на сьогодні 200 млрд. кВт в рік (еквівалентні 36 млрд. т умовного палива). Понад 80% від всіх геологічних запасів органічного палива в світі припадає на частку вугілля, яке стає все менш популярним, у зв'язку з шкідливим впливом його на навколишнє природне середовище. Крім того, по прогнозах деяких експертів запаси вугілля будуть вичерпані до 2100 р. Вже зараз помітно скорочується здобич нафти і газу, але не за рахунок модернізації технологій переробки нафти і газу, а за рахунок виснаження природних ресурсів.

Таким чином, розглянуті способи отримання енергії не можуть вирішити проблеми енергозабезпечення майбутніх поколінь. Залишаються два шляхи: граничне економне витрачання енергоресурсів і використання нетрадиційних поновлюваних джерел енергії. Саме поновлювані джерела енергії представляють сьогодні реальну альтернативу традиційним технологіям і залишаються найбільш перспективними з погляду збереження навколишнього природного середовища і первинних природних ресурсів. До них відносять впровадження технологій по біорозкладанню відходів органічного походження (відходи тваринницьких і птахівничих комплексів і ін.), спалювання твердих побутових відходів (ТБО) з використанням тепла димових газів, а також використання звалищного газу (ЗГ), що утворюється на полігонах ТБО.

Можна з упевненістю стверджувати, що конвертація мобільних електростанцій для роботи на чистіших з екологічного погляду видів палива в двигунах внутрішнього згоряння, в першу чергу звалищного газу, є **актуальним завданням**.

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 350 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури.

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- розглянути та описати будову та призначення стаціонарної електростанції;
- ознайомитись з будовою двигуна-прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;

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

- розглянути, проаналізувати та описати систему живлення штатного двигуна. Визначити шляхи та проблеми пов'язані з процесами конвертації (переводу) дизельного двигуна на газодизельний цикл. Описати технологічні схеми для отримання газового палива. Запропонувати конструкторське рішення щодо доопрацювання системи подачі палива для альтернативного газового палива. Визначити параметри елементів пропонованої системи.

- проаналізувати можливі фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна. Надати практичні рекомендації щодо зменшення їх шкідливого впливу;

- представити технічні рішення в пояснювальній записці та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі подачі палива газодизельного двигуна, та їх вплив на ефективність та надійність роботи двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є розв'язання проблем пов'язаних з покращенням ефективності роботи стаціонарної електростанції за рахунок заміни штатного рідкого палива на газове альтернативне.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження, як енергетична безпека України» що проходила в грудні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Опис двигун-генераторної установки на базі двигуна-прототипу.

Двигун-генератори призначені для вироблення електричної і теплової енергії у складі електричних станцій стаціонарного або контейнерного виконання. Двигун-генератори можуть працювати автономно або в паралель із загальною промисловою мережею, між собою або з іншими однотипними двигун-генераторами. На базі двигун-генераторів, за бажанням замовника, можуть бути поставлені когенераційні установки з утилізацією теплоти випускних газів, що забезпечує скорочення споживання палива в порівнянні з роздільним виробленням теплової та електричної енергії. Можлива поставка двигун-генераторів в збірному звуко- та теплоізовьованому укритті панельного типу, що не вимагає будівництва машинного приміщення.

Двигун-генератор складається з двигуна 6ЧН 25/34 та генератора СБГ, змонтованих на спільній рамі, шаф управління і допоміжного обладнання встановленого в приміщенні електростанції окремо.

З'єднання колінчастого валу дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве. По типу виконання двигун-генератор правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, якщо дивитися із сторони генератора). У варіанті поставки двигун-генератора з радіаторною системою охолодження в систему охолодження входить два блока РСО.

Генератор синхронний типу СБГ, трифазний, із статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, одноопорний, без щіток, с комплектним пристроєм збуджувальним КУВМ-0,4-800 з приладами контролю електричних параметрів, що здійснюють прийом та розподіл електроенергії. Згідно вимог замовника комплектно з двигун-генератором може поставлятися міні-градирня.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У шафі також встановлені прилади контролю електричних параметрів: ватметр, вольтметр, ватметр, амперметр, частотомір, а також пристрій ручної точної синхронізації.

Двигун-генератори, автоматизовані по 1-му ступеню ГОСТ 14228-80, забезпечують виконання наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання;
- автоматичне регулювання температури в системах охолодження і мащення;
- автоматичне регулювання напруги генератора;
- автоматичне аварійне сигналізування і захист по тиску масла і води, температурі масла і води;
- місцеве і дистанційне управління передпусковий прокачуванням масла, пуском, зупинкою і частотою обертання;
- попереджувальне сигналізування про перевантаження двигун-генератора.

На вимогу замовника за узгодженими технічним вимогам двигун-генератори можуть бути виконані по 2-го ступеня автоматизації, згідно ГОСТ 14228-80 (з автоматичним запуском по вимкнені мережі).

Комплект поставки двигун-генератора від заводу виробника до замовника отримувача складається з таких компонентів:

- двигун-генератора в зборі на підмоторній рамі;
- шафи управління;
- баку масла з відцентровим фільтром;
- водяного розширювального бачка;
- глушника-іскрогасника;
- балону пускового;
- компресору з електроприводом для підкачки пускового балона;
- комплекту запасних частин, інструментів і пристосувань;

Представлена вище комплектація не є фіксованою, і в залежності від бажання замовника та конкретного проекту двигун-генераторної електростанції представлена комплектність може бути змінена.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки
Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 350$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 500$ 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 $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 350 \cdot 0.985 = 344.75$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{344.750}{0.850} = 405.588$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{405.588 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 616.228$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.08$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні E_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 405.588 \cdot 1.080 = 438.035$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{438.035 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 665.526$$

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 $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 438.035 \cdot 1.1 = 481.839$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{481.839 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 732.078$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{500} = 6$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 350-500, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 350.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизель 6ЧН 25/34 призначений для установки на судні в якості судового дизель - генератора або на стаціонарних електростанціях в якості джерела струму для забезпечення різних споживачів при одиночній або паралельній роботі декількох генераторів.

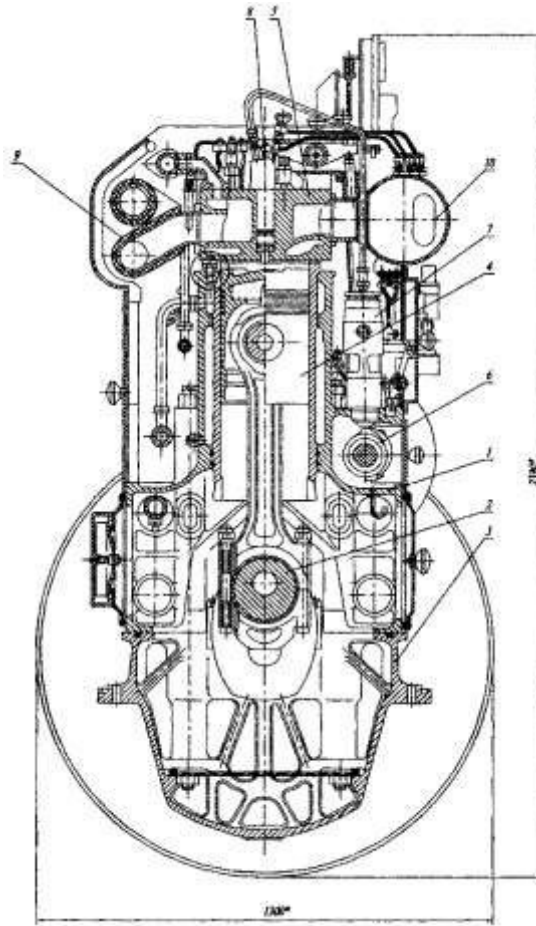


Рис. 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 25/34

Дизель-генератор, змонтований на загальній зварній рамі, обладнаний системою охолодження, в якій охолоджена рідина (прісна вода) і масло охолоджуються в радіаторній установці (блоці охолодження) потоком повітря, створюваного вентилятором. Блок охолодження встановлюється поза дизелем.

Дизель складається з блок-картера і фундаментної рами, створюючи жорстку систему, на котрій змонтована вся решта деталей і вузлів. Блок-картер

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

з фундаментною рамою скріплений анкерними зв'язками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки.

Нижня площина блок-картера скріпляється з верхньою площиною фундаментної рами болтами. Взаємне розташування блок-картера і фундаментної рами фіксується конічними штифтами з нарізною цапфою. З боку вільного кінця колінчастого валу дизеля розміщені: турбокомпресор, фільтр палива, реле частоти обертання з приводом, ежектор і масловіддільник системи вентиляції картера, водяні і масляні насоси.

З боку відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приладів, пусковий клапан, задній кожух, на якому розташовані: розподільник повітря, механізм безпеки, привід тахометра, регулятор швидкості, роз'ємна кришка сальника колінчастого валу.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: впускний колектор з охолоджувачем повітря, випускний колектор і магістраль зливу охолоджуючої води з кришок циліндрів. На лівій стороні дизеля розміщені: розподільний вал, паливні насоси і їх приводи, механізм регулювання подачі палива і тяги з клямками механізму безпеки, аварійний зупиночний пристрій. На правій стороні дизеля розташовані: магістраль подачі охолоджуючої води в зарубашечному просторі втулок робочих циліндрів, запобіжні противибухові клапани. Колінчастий вал - цільнокований, вкладається у фундаментній рамі на підшипниках.

На вільному кінці колінчастого валу розташовуються шестерні приводу водяних і масляного насосів, маховик переднього торця для зсуву резонансних оборотів від робочого діапазону. Шестерні переднього торця закриваються кожухом і кришкою. З боку основного відбору потужності розташовуються шестерні приводу розподільного валу. На вихідному фланці колінчастого валу закріплений маховик, що забезпечує необхідну рівномірність його обертання.

Поршень - чавунний, охолоджуваний маслом. Шатун сталевий, штампований з роз'ємною нижньою головкою. Поршень з'єднується з шатуном пальцем. Простір, обмежений нижньою частиною блока, рамою, передньою і

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

задньою кришками, передніми і задніми кожухами, утворює герметичну порожнину, що забезпечує стік масла до місця його забору.

Паливна система дизеля забезпечена шестеренчастим паливо-підкачувальним насосом, який подає паливо до насосів високого тиску. Паливо-підкачувальний насос приводиться в дію від валу масляного насоса. Мащення дизеля і охолодження поршнів забезпечується шестеренчастим двохсекційним насосом. Одна секція подає масло до поверхонь тертя, друга - відкачує масло з картера в бак масла. Дизель запускається стислим повітрям.

Фундаментна рама виготовлена з чавуну, цільна, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посиленими ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя і після охолодження поршнів. У гніздах, розточених в поперечних перегородках рами і кришках встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні зв'язки.

Передостанній підшипник, вважаючи з боку основного відбору потужності, упорний, він служить додатковою опорою, що сприймає масу маховика. З обох боків по всій довжині рама має приливи з отворами для болтів кріплення дизеля на фундаменті і різьбовими отворами для віджимних болтів. З боку вільного кінця валу дизеля до рами кріпляться кришка, на котру встановлюються два водяних і один масляний насоси.

У днищі рами є два зливні отвори, розташовані по краях фундаментної рами. На бічних стінках рами з внутрішньої сторони є приливи, на які встановлюються маслозаспокійливі сітки.

Блок-картер відлитий з чавуну. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блока служить для циркуляції охолоджуючої води. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, яка встановлюється під верхній бурт втулки, і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього посадочного поясу втулки робочого циліндра. У проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. Нижня частина

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

блоку є частиною картера дизеля. Форма блоку забезпечує як жорсткість конструкції, так і зручність монтажу вузлів і деталей, які на ньому встановлені.

З боку розподілу по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені паливні насоси з приводами і корпуси штовхачів, впускних і випускних клапанів. У порожнині під полицею розташовані підшипники розподільного валу, один з яких (перший від маховика) стійкий. Порожнина закрита кришками. Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох боків передбачені люки, закриті кришками. На кришках з боку випуску встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блоку кріпляться кожух шестерень приводу насосів і щит з привареним до нього кронштейном для установки турбокомпресора. До щита кріпляться вузли системи вентиляції картера. До заднього торця блоку кріпляться: вал з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для установки щита приборів. У верхню полицю блоку вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бічних сторін блоку закрита щитами.

Втулка робочого циліндра відлита з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки жорстко не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи дизеля. У нижній частині втулки на внутрішній поверхні є канали, по яких під тиском поступає масло для мащення втулок циліндрів при обкатці. Під час роботи дизеля втулки змащуються маслом, що закидається на дзеркало втулки циліндра частинами, що обертаються. Для кращого прироблення на початку роботи дизеля внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кожен рамовий підшипник складається з верхнього і нижнього вкладишів і кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші для дизелів 6ЧН 25/34 сталєалюмінієві. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються за рахунок виступів. Кришка підшипника встановлюється в паз фундаментної рами і кріпиться до неї чотирма шпильками, укрупченими в раму. Другий від маховика підшипник – упорний і має упорні півкільця, розташовані

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

у виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть вийматися без виїмки колінчастого валу.

Нижні вкладиші підшипників можуть вийматися і встановлюватися без виїмки колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань. Масло в підшипник поступає з головної магістралі через трубку, фланець і отвір в кришці.

З рамового підшипника масло по каналам в шийках і щоках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Звідси масло по каналам в стрижнях шатунів поступає до головних підшипників і на охолодження верхньої частини поршнів.

Кришка робочого циліндра чавунна, окрема для кожного циліндра, кріпиться до блок-картера чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці циліндра. Під борт для ущільнення камери згорання ставиться прокладка з червоної міді. Підбором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери стиску. На ступінчастих шпильках встановлена вісь, на якій на голчастих підшипниках розташовані два коромисла. Мастило до голчастих підшипників поступає від ковпачкової маслянки. На одному кінці коромисла є нажимний болт з кульковою голівкою, що входить в сферичне поглиблення верхнього кінця штанги. Нажимний болт стопориться контргайкою. На іншому кінці коромисла на осі встановлений ролик, який стикається із загартованим сухарем, запресованим в шток клапана. Сухар захищає шток від розклепування.

У центрі кришки розташована форсунка, котра кріпиться двома шпильками і фланцем. Для ущільнення торцевих поверхонь між форсункою і кришкою ставиться мідна прокладка. У кришці є два газові канали, через які за допомогою впускного та випускного клапана циліндр дизеля сполучається з колекторами впускання і випускання. Випускні клапани відрізняються від впускних по конструкції. У клапана впускання перехід від тарілки до штока виконаний плавним, у випускного - ступінчастим. При установці клапанів необхідно звернути увагу і ставити клапани у відповідні гнізда. Направляючі

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

втулки запресовані в кришку. Клапани притерті до сідел і притискаються до них зовнішньою і внутрішньою пружинами. Верхні кінці пружин упираються в тарілку, котра з'єднується з штоком клапана конічним розрізним замком. Сідла клапанів виготовлені з високоміцного спеціального чавуну, запресовані в днищі кришки.

На кришці з боку випуску розміщений пусковий клапан, з боку впускання - запобіжний клапан. На кришці розміщений декомпресійний клапан, на вільному кінці котрого є різьбовий отвір для приєднування клапанного пристрою для визначення максимального тиску в циліндрі (або індикатора). Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Раковина до відповідної труби приєднується фланцем і ущільнюється гумовим кільцем.

Для очищення водяної порожнини кришки передбачені люки, закриті кришками. На верхній площині кришки є канавки, по яких паливо і масло, що потрапили на кришку, відводяться в дренажну систему.

Кривошипно-шатунний механізм, в який входять колінчастий вал, шатуни і поршні, призначений для перетворення поступального ходу поршнів в обертальний рух колінчастого валу. Під час роботи дизеля деталі і вузли кривошипно-шатунного механізму при досить невеликих розмірах сприймають значні навантаження, що обумовлює необхідність особливо ретельного монтажу і догляду за цими вузлами і деталями.

Колінчастий вал сталевий, цільнокований, має шість шатунних шийок. Для дизелів 6ЧН 25/34 кривошпи розташовані по відношенню один до одного під кутом 90°. На передньому кінці колінчастого валу установлені шестерні приводу масляного і водяного насосів. На задньому торці валу є борт, який упирається в торець упорного підшипника і запобігає осьовому зсуву валу. На фланець валу насаджена шестерня колінчастого валу, яка слугує для приводу розподільного валу і утримується від осьового переміщення шістьма прижимами. За останньою рамовою шийкою валу є масловідбивач, який

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

перешкоджає попаданню масла, що виходить з останнього рамового підшипника, на фланець, до якого кріпиться маховик.

Розподільний вал сталевий, цільний, змонтований на дев'яти підшипниках, розташованих в порожнині під горизонтальною полицею блокартера. Крайній від маховика підшипник опорно-упорний. Він складається з опорних вкладишів, таких самих як і на останніх підшипниках, двох бронзових кілець, втулки, двох сталевих напівкілець, що входять в проточку на валу, і набору регулювальних прокладок, розташованих між півкільцями і втулкою. На розподільний вал на шпонках насаджені сталеві із загартованою поверхнею, впускні і випускні кулаки і втулки паливних кулаків. Втулки і кулаки застопорені болтами, які оберігають їх від осьового зсуву. На втулках паливні кулаки кріпляться гайками. Паливні кулаки в заданому положенні утримуються силами тертя, що виникають на конусних поверхнях втулки, кулака і гайки. Всі кулаки на розподільному валу розташовані в певній послідовності в залежності від порядку роботи циліндрів. На конусний кінець валу на шпонці насаджена шестерня розподільного валу, яка складається з маточини і зубчатого вінця, жорстко сполучених між собою прицинзійними болтами. Від осьового зсуву шестерня утримується гайкою.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Описано особливості експлуатації та задачі які вона вирішує під час роботи.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо покращення його вихідних техніко-економічних показників, при збереженні показників надійності та довговічності установки на різних режимах роботи.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Початкові дані:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 350$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 500$
Ступінь стиску, обираємо згідно [1, ст 8]	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 6$
Діаметр циліндру двигуна-прототипу, в м	$d_{\text{пр}} = 0.25$
Хід поршня двигуна-прототипу, в м	$s_{\text{пр}} = 0.34$
Коефіцієнт тактності	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку

Тиск наддуву, згідно [1, ст 8] в кПа	$p_B = 145$
Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст 8]	$\alpha = 1.95$
Тиск навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, згідно [1, ст 9], в К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст 9], в К	$\Delta T = 15$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст 9], в К	$T'_r = 800$
Максимальний тиск згоряння, згідно [1, ст 9], в кПа	$p_{\text{max}} = 8500$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "z", згідно [1, ст 10]	$\xi_z = 0.75$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми, згідно [1, ст 10]	$\xi = 0.94$
Показник політропи стиску агрегату наддуву, згідно [1, ст 10],	$n_K = 1.6$
Середній показник політропи стиску згідно [1, ст 10], для процесів:	
стиску,	$n_1 = 1.361$
розширення	$n_2 = 1.221$

Рідке паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015 наступного складу:

$C_p = 0.87$ - частка вуглецю в рідкому паливі;

$H_p = 0.126$ - частка водню в рідкому паливі;

$O_p = 0.004$ - частка кисню в рідкому паливі;

$S_p = 0$ - частка сірки в рідкому паливі;

$W_p = 0.1$ - частка води в рідкому паливі;

Газове паливо: Природний газ, ДСТУ ISO 13443:2015 наступного складу:

$CH_4 = 98.0$ - об'ємний вміст метану; або $R_{CH_4} = \frac{CH_4}{100} = 0.98$

$C_2H_6 = 0.4$ - об'ємний вміст етану; або $R_{C_2H_6} = \frac{C_2H_6}{100} = 4 \times 10^{-3}$

$C_3H_8 = 0.2$ - об'ємний вміст пропану; або $R_{C_3H_8} = \frac{C_3H_8}{100} = 2 \times 10^{-3}$

$C_4H_{10} = 0.1$ - об'ємний вміст бутану; або $R_{C_4H_{10}} = \frac{C_4H_{10}}{100} = 0.001$

$C_5H_{12} = 0.1$ - об'ємний вміст пентану; або $R_{C_5H_{12}} = \frac{C_5H_{12}}{100} = 0.001$

$CO_2 = 0.2$ - об'ємний вміст двоокису вуглецю; або $R_{CO_2} = \frac{CO_2}{100} = 0.002$

$CO = 0.0$ - об'ємний вміст чадного газу; або $R_{CO} = \frac{CO}{100} = 0$

$N_2 = 1.0$ - об'ємний вміст азоту; або $R_{N_2} = \frac{N_2}{100} = 0.010$

$O_2 = 0$ - об'ємний вміст кисню; або $R_{O_2} = \frac{O_2}{100} = 0$

$H_2 = 0$ - об'ємний вміст етану; або $R_{H_2} = \frac{H_2}{100} = 0$

$\Delta p_r = 50$ кПа - надлишковий тиск в системі подачі газового палива;

$t_r = 37$ °C - температура газового палива в системі подачі газового палива;

2.1.3 Визначення параметрів палива та робочого тіла

Перевірка матеріального балансу рідкого палива, в частках

$$\Sigma_{p.\Pi} = C_p + H_p + O_p = 0.87 + 0.126 + 4 \times 10^{-3} = 1$$

$$\text{та у \%} \quad \Sigma_{p.\Pi} \cdot 100 = 100$$

Перевірка об'ємного балансу складових компонентів газового палива

$$\Sigma_{k.\Gamma\Pi} = \sum \begin{pmatrix} \text{CH}_4 \\ \text{C}_2\text{H}_6 \\ \text{C}_3\text{H}_8 \\ \text{C}_4\text{H}_{10} \\ \text{C}_5\text{H}_{12} \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{N}_2 \\ \text{O}_2 \\ \text{H}_2 \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 98 \\ 0.4 \\ 0.2 \\ 0.1 \\ 0.1 \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} 0.2 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 100$$

або

$$\Sigma_{r.\Gamma\Pi} = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CH}_4} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CO}_2} \\ R_{\text{CO}} \\ R_{\text{N}_2} \\ R_{\text{O}_2} \\ R_{\text{H}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.98 \\ 0.004 \\ 0.002 \\ 0.001 \\ 0.001 \end{pmatrix} + \sum \begin{pmatrix} 0.002 \\ 0 \\ 0.01 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = 1$$

Розрахунок матеріального балансу змішаного палива, у %

Задамо частку рідкого палива що подається в циліндр двигуна

$$\delta_{\text{см}} = \delta_p + \delta_{\Gamma} = 1$$

де $\delta_p = 0.05$ - частка рідкого палива; або у % $\delta_p \cdot 100 = 5$

$\delta_{\Gamma} = (1 - \delta_p) = 1 - 0.05 = 0.95$ - доля газового палива; або у % $\delta_{\Gamma} \cdot 100 = 95$

$$\delta_{\text{см}} = \delta_p + \delta_{\Gamma} = 0.05 + 0.95 = 1$$

$$\text{або у \%} \quad \delta_{\text{см}} \cdot 100 = 100$$

Питомий показник співвідношення палива, в кг / кмоль

$$q = \frac{22.4 \cdot B'_e}{V_e}$$

де $B'_e = b'_e \cdot P_e \cdot \delta_p$ кг / год - годинна витрата рідкого палива;

$b'_e = 0.220$ кг / (кВт год) - прийнята в першому наближенні питома ефективна витрата рідкого палива, обирається згідно [1, ст 10]

$$B'_e = b'_e \cdot P_e \cdot \delta_p = 0.22 \cdot 350 \cdot 0.05 = 3.85$$

$V_e = v'_e \cdot P_e$ нм³ / год - годинна витрата газового палива;

$v'_e = 0.250$ нм³ / (кВт год) - прийнята в першому наближенні питома ефективна витрата газового палива, обирається згідно [1, ст 10]

$$V'_e = v'_e \cdot P_e = 0.25 \cdot 350 = 87.5$$

$$q = \frac{22.4 \cdot B'_e}{V'_e} = \frac{22.4 \cdot 3.85}{87.5} = 0.986$$

Розрахунок нижчої теплоти згоряння палива

Нижча теплота згоряння рідкого палива за формулою Менделєєва, в кДж / кг

$$Q_{н.р} = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot C_p \\ 105.6 \cdot H_p \\ -10.88 \cdot (O_p - S_p) \\ -2.514 \cdot W_p \end{bmatrix} \cdot 10^3 = \sum \begin{bmatrix} 33.91 \cdot 0.87 \\ 105.6 \cdot 0.126 \\ -10.88 \cdot (0.004 - 0) \\ -2.514 \cdot 0.1 \end{bmatrix} \cdot 10^3 = 42512.38$$

Нижча теплота згоряння газового палива, в кДж / м³

$$Q_{н.г} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot H_2 \\ 126.3 \cdot CO \\ 358.2 \cdot CH_4 \\ 637.3 \cdot C_2H_6 \\ 912.3 \cdot C_3H_8 \\ 1186 \cdot C_4H_{10} \\ 1460 \cdot C_5H_{12} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 108 \cdot 0 \\ 126.3 \cdot 0 \\ 358.2 \cdot 0.98 \\ 637.3 \cdot 0.4 \\ 912.3 \cdot 0.2 \\ 1186 \cdot 0.1 \\ 1460 \cdot 0.1 \end{pmatrix} = 35805.58$$

Нижча теплота згоряння суміші рідкого та газового палива в кДж / кмоль:

$$Q_{н.см} = Q_{н.р} \cdot q + Q_{н.г} \cdot 22.4 = 42512.38 \cdot 0.99 + 35805.58 \cdot 22.4 = 843945.19$$

2.1.4 Визчення параметрів робочого тіла

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

$$L_{0p} = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C_p}{12} + \frac{H_p}{4} - \frac{O_p}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{4 \times 10^{-3}}{32} \right) = 0.495$$

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

$$L_{0Г} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (R_{CO} + R_{H2}) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot R_{CH4} \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot R_{C2H6} \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot R_{C3H8} \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot R_{C4H10} \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot R_{C5H12} \\ -R_{O2} \end{bmatrix} = \frac{1}{0.21} \cdot \sum \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot (0 + 0) \\ \left(1 + \frac{1}{4} \cdot 4\right) \cdot 0.98 \\ \left(2 + \frac{1}{4} \cdot 6\right) \cdot 0.004 \\ \left(3 + \frac{1}{4} \cdot 8\right) \cdot 0.002 \\ \left(4 + \frac{1}{4} \cdot 10\right) \cdot 0.001 \\ \left(5 + \frac{1}{4} \cdot 12\right) \cdot 0.001 \\ -0 \end{bmatrix} = 9.517$$

Кількість свіжого заряду, при згорянні газового палива в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_{1Г} = 1 + \alpha \cdot L_{0Г} = 1 + 1.95 \cdot 9.517 = 19.557$$

Кількість свіжого заряду, при згорянні рідкого палива в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_{1p} = \alpha \cdot L_{0p} = 1.95 \cdot 0.495 = 0.965$$

2.1.4 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{145}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 335.179$$

де $n_k = 1.6$ - показник політропи в компресорі;

Температура повітря після охолоджувача, в К

$\Delta T_{int} = 30$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 335.179 - 30 = 305.179$$

Температура газоповітряної суміші, в К

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0r} \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_{0r}}$$

де $T_r = 273 + t_r = 273 + 37 = 310$ К - температура поступаючого газу.

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_{0r} \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_{0r}} = \frac{305.179 + 1.95 \cdot 9.517 \cdot 310}{1 + 1.95 \cdot 9.517} = 309.754$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа.

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі (вибирається з діапазону $\Delta p_{охл} = 3 - 5$ кПа)

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 145 - 3 = 142$$

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

$$p_{cm} = \frac{p_{int} + \alpha \cdot L_{0r} \cdot p_r}{1 + \alpha \cdot L_{0r}} = \frac{142 + 1.95 \cdot 9.517 \cdot 151.3}{1 + 1.95 \cdot 9.517} = 150.824$$

де $p_r = p_a + \Delta p_r = 101.3 + 50 = 151.3$ кПа - тиск газу в системі подачі;

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 145 = 137.75$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = 1.07 \cdot p_{int} = 1.07 \cdot 142 = 151.94$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T'_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{309.754 + 15}{800} \cdot \frac{151.94}{12.5 \cdot 137.75 - 151.94} = 0.039$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_V = \frac{T_{cm} \cdot (\varepsilon \cdot p_d - p_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_{cm}} = \frac{309.754 \cdot (12.5 \cdot 137.75 - 151.94)}{(309.754 + 15) \cdot (12.5 - 1) \cdot 150.824} = 0.863$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт наповнення циліндру, знаходиться в діапазоні $\Phi_c = (0,80...0,90)$. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \cdot T'_r}{1 + \gamma_r} = \frac{309.754 + 15 + 0.039 \cdot 800}{1 + 0.039} = 342.719$$

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]

$$n_1 = 1.361$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 137.75 \cdot 12.5^{1.361} = 4285.348$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця стиснення знаходиться в діапазоні $p_c = (3000 \dots 5000)$ кПа. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 342.719 \cdot 12.5^{1.361 - 1} = 852.948$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця стиснення знаходиться в діапазоні $T_c = (800 \dots 950)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в кмоль

Двоокису вуглецю CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = q \cdot \frac{C_p}{12} + \sum \left[\begin{array}{c} (R_{\text{CO}}) \\ 1 \cdot R_{\text{CH}_4} \\ 2 \cdot R_{\text{C}_2\text{H}_6} \\ 3 \cdot R_{\text{C}_3\text{H}_8} \\ 4 \cdot R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \\ 5 \cdot R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \\ 5 \cdot R_{\text{CO}_2} \end{array} \right] = 0.986 \cdot \frac{0.87}{12} + \sum \left(\begin{array}{c} 0 \\ 0.98 \\ 2 \cdot 0.004 \\ 3 \cdot 0.002 \\ 4 \cdot 0.001 \\ 5 \cdot 0.001 \\ 5 \cdot 0.002 \end{array} \right) = 1.084$$

Водяної пари H_2O

$$M_{H_2O} = R_{H_2} + \sum \left[\begin{pmatrix} \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot R_{CH_4} \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot R_{C_2H_6} \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot R_{C_3H_8} \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot R_{C_4H_{10}} \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot R_{C_5H_{12}} \\ \frac{1}{2} \cdot q \cdot H_p \end{pmatrix} \right] = 0 + \sum \begin{pmatrix} \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 0.98 \\ \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot 0.004 \\ \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot 0.002 \\ \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 0.001 \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 0.001 \\ \frac{1}{2} \cdot 0.986 \cdot 0.126 \end{pmatrix} = 2.053$$

Кисню O_2

$$M_{O_2} = 0.21 \cdot \left[(\alpha - 1) \cdot L_{0Г} \dots \right] = 0.21 \cdot [(1.95 - 1) \cdot 9.517 + -0.986 \cdot 0.495] = 1.796$$

$$\left[+ -q \cdot L_{0p} \right]$$

Азоту N_2

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_{0Г} + R_{N_2} = 0.79 \cdot 1.95 \cdot 9.517 + 0.01 = 14.67$$

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

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} \dots = 1.084 + 2.053 + 1.796 + 14.67 = 19.604$$

$$+ M_{O_2} + M_{N_2}$$

Зміна об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_{1Г} = 19.604 - 19.557 = 0.047$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_{1Г}} = \frac{19.604}{19.557} = 1.002$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні, $\beta_0 = (1,0..1,016)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.002 + 0.039}{1 + 0.039} = 1.002$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, коефіцієнт молекулярної зміни знаходиться в діапазоні $\beta = (1,0...1,015)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_c} = \frac{8500}{4285.348} = 1.984$$

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

$$C'_V = \sum \begin{pmatrix} R_{\text{CH}_4} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}_2} \cdot C_{V3} \\ R_{\text{CO}} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{N}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{O}_2} \cdot C_{V2} \\ R_{\text{H}_2} \cdot C_{V2} \\ C_p \cdot C_{V1} \\ H_p \cdot C_{V1} \\ O_p \cdot C_{V1} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.98 \cdot 29.31 \\ 0.004 \cdot 29.31 \\ 0.002 \cdot 29.31 \\ 0.001 \cdot 29.31 \\ 0.001 \cdot 29.31 \\ 0.002 \cdot 29.31 \\ 0 \cdot 20.93 \\ 0.01 \cdot 20.93 \\ 0 \cdot 20.93 \\ 0 \cdot 20.93 \\ 0.87 \cdot 12.56 \\ 0.126 \cdot 12.56 \\ 0.004 \cdot 12.56 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 174.666$$

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.

Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

двоокису вуглецю:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{1.084}{19.604} = 0.055 \quad \text{або у \%} \quad R_{CO_2} \cdot 100 = 5.473$$

водяної пари:

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2.053}{19.604} = 0.105 \quad \text{або у \%} \quad R_{H_2O} \cdot 100 = 10.473$$

кисню:

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1.796}{19.604} = 0.092 \quad \text{або у \%} \quad R_{O_2} \cdot 100 = 9.162$$

азоту:

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{14.67}{19.604} = 0.748 \quad \text{або у \%} \quad R_{N_2} \cdot 100 = 74.833$$

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

$$C''_V = \sum \begin{pmatrix} R_{CO_2} \cdot C_{V3} \\ R_{N_2} \cdot C_{V2} \\ R_{O_2} \cdot C_{V2} \\ R_{H_2O} \cdot C_{V3} \end{pmatrix} \cdot 4.18 = \sum \begin{pmatrix} 0.055 \cdot 29.31 \\ 0.748 \cdot 20.93 \\ 0.092 \cdot 20.93 \\ 0.105 \cdot 29.31 \end{pmatrix} \cdot 4.18 = 93.094$$

Максимальна температура циклу, в К

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

$$A = \left[\frac{\xi_z \cdot Q_{H.cm}}{\beta \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (1 + \alpha \cdot L_{0r})} \right] = \frac{0.75 \cdot 843945.194}{1.002 \cdot (1 + 0.039) \cdot (1 + 1.95 \cdot 9.517)} = 31069.226$$

$$B = \frac{C'_V \cdot T_c}{\beta} = \frac{174.666 \cdot 852.948}{1.002} = 148640.017$$

$$T_z = \frac{(A + B)}{C''_V} = \frac{31069.226 + 148640.017}{93.094} = 1930.416$$

Для газодизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800...2300)K$, згідно [1, ст. 16].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.002 \cdot 1.93 \times 10^3}{1.984 \cdot 852.948} = 1.144$$

Для газодизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,10...1,35)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення

$$\alpha_{роз} = \frac{\alpha}{1 + q \cdot \frac{L_{0p}}{L_{0r}}} = \frac{1.95}{1 + 0.986 \cdot \frac{0.495}{9.517}} = 1.855$$

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.144} = 10.93$$

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

$$n_2 = 1.221$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8500}{10.93^{1.221}} = 458.422$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, тиск кінця розширення знаходиться в діапазоні $p_b = (300 \dots 900)$ кПа. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1930.416}{10.93^{1.221-1}} = 1137.932$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, температура кінця розширення знаходиться в діапазоні $T_b = (900 \dots 1250)$ К. Отримане в результаті розрахунків значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1137.932}{\sqrt[3]{\frac{458.422}{151.94}}} = 787.502$$

Похибка по температурі залишкових газів

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T'_r|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|787.502 - 800|}{787.502} \cdot 100 = 1.587$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta T_r < 5\%$. Це свідчить про правильність виконаних розрахунків.

2.1.8 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} = \frac{4285.348}{12.5 - 1} = 372.639$$

$$B = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.984 \cdot (1.144 - 1) = 0.285$$

$$C = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.984 \cdot 1.144}{1.221 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.93^{1.221 - 1}} \right) = 4.214$$

$$D = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.361 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.361 - 1}} \right) = 1.657$$

$$p_{mi}' = A \cdot (B + C - D) = 372.639 \cdot (0.285 + 4.214 - 1.657) = 1058.91$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.94 \cdot 1058.91 = 995.376$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній теоретичний індикаторний тиск $p_{mi} = (750 \dots 2100)$ кПа. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 8.314 \cdot \frac{M_{1\Gamma} \cdot p_{mi} \cdot T_{cm}}{\eta_V \cdot Q_{H,cm} \cdot p_{cm}} = 8.314 \cdot \frac{19.557 \cdot 995.376 \cdot 309.754}{0.863 \cdot 843945.194 \cdot 150.824} = 0.456$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, індикаторний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_i = (0,45 \dots 0,50)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} \cdot \delta_p = \frac{3600}{0.456 \cdot 42512.38} \cdot 0.05 = 0.009$$

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

$$v_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,\Gamma}} \cdot \delta_\Gamma = \frac{3600}{0.456 \cdot 35805.58} \cdot 0.95 = 0.209$$

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в м/с

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

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

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 500}{30} = 5.667$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 5.667 = 154.867$$

де $a_m = 88$ - емпіричні коефіцієнти в формулі механічних втрат, що

$b_m = 11.8$ залежать від конструктивних особливостей двигунів;

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 995.376 - 154.867 = 840.509$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $p_{me} = (750...2100)$ кПа. Отримане значення входить даний діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{840.509}{995.376} = 0.844$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, середній ефективний тиск знаходиться в діапазоні $\eta_M = (0,79...0,88)$. Отримане значення входить в даний діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.456 \cdot 0.844 = 0.385$$

Для газодизельних двигунів з наддувом, ефективний ККД знаходиться в діапазоні $\eta_e = (0,33...0,42)$. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$v_e = \frac{v_i}{\eta_M} = \frac{0.209}{0.844} = 0.248$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_M} = \frac{0.009}{0.844} = 0.011$$

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

$$V_e = v_e \cdot P_e = 0.248 \cdot 350 = 86.78$$

Похибка по годинній витраті газового палива, у %

$$\Delta V_e = \frac{|V_e - V'_e|}{V_e} \cdot 100 = \frac{|86.78 - 87.5|}{86.78} \cdot 100 = 0.829$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta v_e < 5\%$. Це свідчить про правильність виконаних розрахунків.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.011 \cdot 350 = 3.847$$

Похибка ефективна витрата рідкого палива, у %

$$\Delta B_e = \frac{|B_e - B'_e|}{B_e} \cdot 100 = \frac{|3.847 - 3.85|}{3.847} \cdot 100 = 0.082$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta v_e < 5\%$. Це свідчить про правильність виконаних розрахунків.

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{p_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{350 \cdot 10^3}{840.509 \cdot 500} = 99.939$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{99.939}{6} = 16.657$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.25$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.34}{0.25} = 1.36 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.657}{\pi \cdot 1.36}} = 249.834$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.834 = 339.775$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 250 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 250 \cdot 10^{-3} = 0.25$$

Хід поршня

$$s' = 340 \text{ мм}$$

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

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.25^2 \cdot 0.34 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 100.138$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 1000} = \frac{840.509 \cdot 100.138 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 1000} = 350.696$$

Величина похибки між заданою та розрахованою величиною, у %

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{350.696 + 350}{2} = 350.348$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|350.696 - 350|}{350.348} \cdot 100 = 0.199$$

Отримана величина не виходить за допустиму межу у 5%.

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.34 = 0.017$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.017}{12.5 - 1} = 1.451 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.017 + 1.451 \times 10^{-3} = 0.018$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.451 \times 10^{-3} \cdot 1.144 = 1.66 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

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

на ділянці подальшого розширення:

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

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

на ділянці випуску:

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

$$p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00145$	$p(0) = 137.75$	$V(180) = 0.01814$	$p(180) = 137.75$
$V(10) = 0.00161$	$p(10) = 137.75$	$V(190) = 0.01805$	$p(190) = 138.733$
$V(20) = 0.00208$	$p(20) = 137.75$	$V(200) = 0.01776$	$p(200) = 141.758$
$V(30) = 0.00284$	$p(30) = 137.75$	$V(210) = 0.01729$	$p(210) = 147.058$
$V(40) = 0.00384$	$p(40) = 137.75$	$V(220) = 0.01663$	$p(220) = 155.058$
$V(50) = 0.00506$	$p(50) = 137.75$	$V(230) = 0.01579$	$p(230) = 166.436$
$V(60) = 0.00642$	$p(60) = 137.75$	$V(240) = 0.01477$	$p(240) = 182.228$
$V(70) = 0.00789$	$p(70) = 137.75$	$V(250) = 0.01359$	$p(250) = 204.018$
$V(80) = 0.00938$	$p(80) = 137.75$	$V(260) = 0.01228$	$p(260) = 234.248$
$V(90) = 0.01086$	$p(90) = 137.75$	$V(270) = 0.01086$	$p(270) = 276.778$
$V(100) = 0.01228$	$p(100) = 137.75$	$V(280) = 0.00938$	$p(280) = 337.888$
$V(110) = 0.01359$	$p(110) = 137.75$	$V(290) = 0.00789$	$p(290) = 428.12$
$V(120) = 0.01477$	$p(120) = 137.75$	$V(300) = 0.00642$	$p(300) = 565.758$
$V(130) = 0.01579$	$p(130) = 137.75$	$V(310) = 0.00506$	$p(310) = 783.249$
$V(140) = 0.01663$	$p(140) = 137.75$	$V(320) = 0.00384$	$p(320) = 1137.877$
$V(150) = 0.01729$	$p(150) = 137.75$	$V(330) = 0.00284$	$p(330) = 1721.594$
$V(160) = 0.01776$	$p(160) = 137.75$	$V(340) = 0.00208$	$p(340) = 2626.586$
$V(170) = 0.01805$	$p(170) = 137.75$	$V(350) = 0.00161$	$p(350) = 3719.992$

V(360) = 0.00145	p(360) = 4285.348	V(540) = 0.01814	p(540) = 458.422
V(370) = 0.00161	p(370) = 8500	V(550) = 0.01805	p(550) = 151.94
V(380) = 0.00208	p(380) = 6454.566	V(560) = 0.01776	p(560) = 151.94
V(390) = 0.00284	p(390) = 4418.532	V(570) = 0.01729	p(570) = 151.94
V(400) = 0.00384	p(400) = 3047.484	V(580) = 0.01663	p(580) = 151.94
V(410) = 0.00506	p(410) = 2179.869	V(590) = 0.01579	p(590) = 151.94
V(420) = 0.00642	p(420) = 1628.146	V(600) = 0.01477	p(600) = 151.94
V(430) = 0.00789	p(430) = 1267.889	V(610) = 0.01359	p(610) = 151.94
V(440) = 0.00938	p(440) = 1025.325	V(620) = 0.01228	p(620) = 151.94
V(450) = 0.01086	p(450) = 857.302	V(630) = 0.01086	p(630) = 151.94
V(460) = 0.01228	p(460) = 738.126	V(640) = 0.00938	p(640) = 151.94
V(470) = 0.01359	p(470) = 652.073	V(650) = 0.00789	p(650) = 151.94
V(480) = 0.01477	p(480) = 589.236	V(660) = 0.00642	p(660) = 151.94
V(490) = 0.01579	p(490) = 543.213	V(670) = 0.00506	p(670) = 151.94
V(500) = 0.01663	p(500) = 509.779	V(680) = 0.00384	p(680) = 151.94
V(510) = 0.01729	p(510) = 486.119	V(690) = 0.00284	p(690) = 151.94
V(520) = 0.01776	p(520) = 470.371	V(700) = 0.00208	p(700) = 151.94
V(530) = 0.01805	p(530) = 461.357	V(710) = 0.00161	p(710) = 151.94

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 17434.083$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.743 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.045 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.045 \times 10^3 \cdot 0.94 = 981.925$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{995.376 + 981.925}{2} = 988.65$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi.cp}} \cdot 100 = \frac{|995.376 - 981.925|}{988.65} \cdot 100 = 1.361$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

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

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

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4285.348 = 5142.418$$

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

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 8500 = 8500$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми
Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 137.75$	$V(\varphi_r) = 1.451 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 137.75$	$V(\varphi_d) = 0.018$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4285.348$	$V(\varphi_c) = 1.451 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 8500$	$V(\varphi_z) = 1.453 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 458.422$	$V(\varphi_b) = 0.018$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.132 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.424 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.179 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.807 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 371$	$p(\varphi_{z'}) = 8.5 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 1.643 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 543.213$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 151.94$	$V(\varphi_{r'}) = 7.885 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 137.75$	$V(\varphi_{r''}) = 5.059 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 147.058$	$V(\varphi_{d'}) = 0.017$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.142 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.451 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zd} = 366$	$p_{zd} = 8.5 \times 10^3$	$V(\varphi_{zd}) = 1.509 \times 10^{-3}$

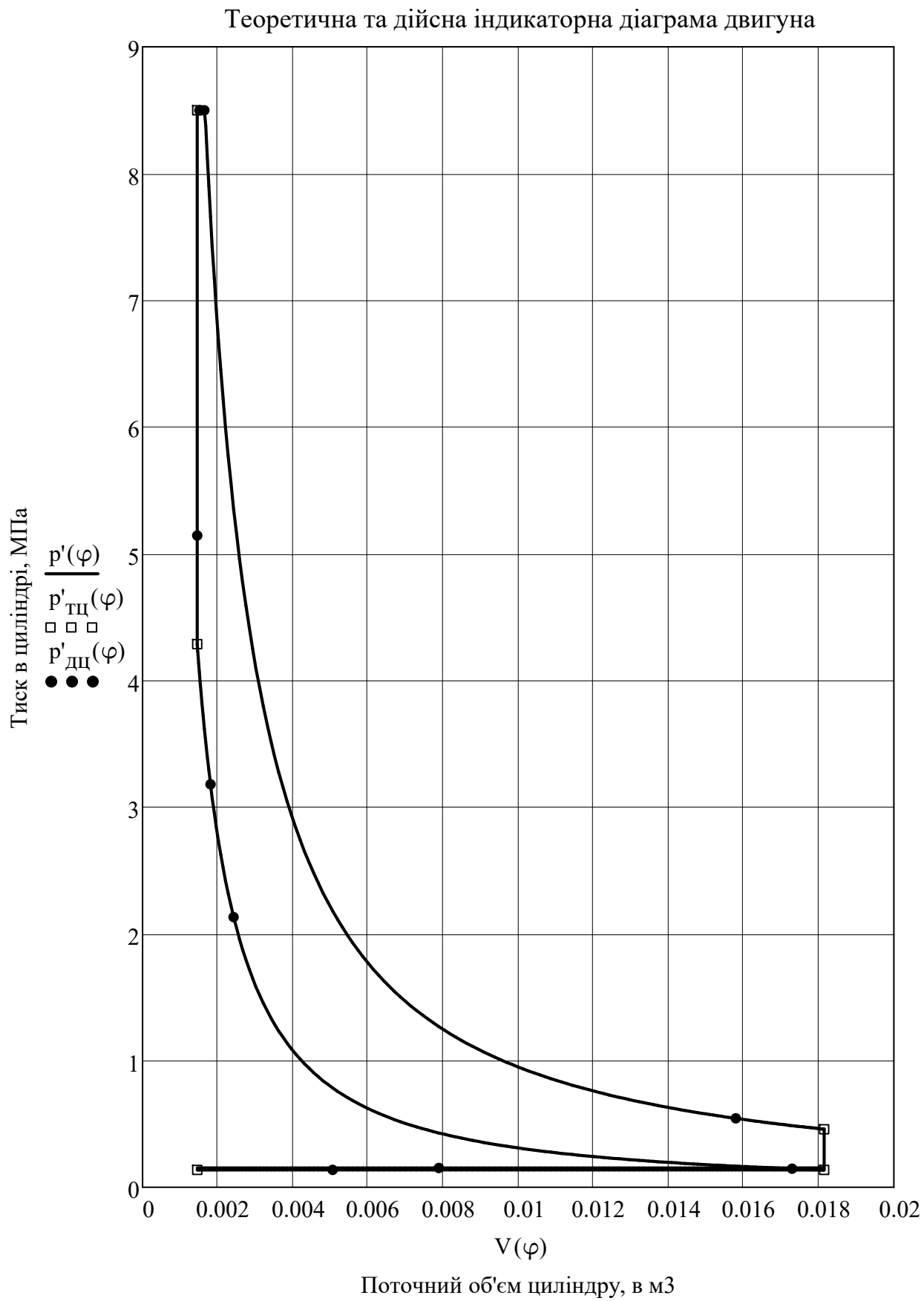


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

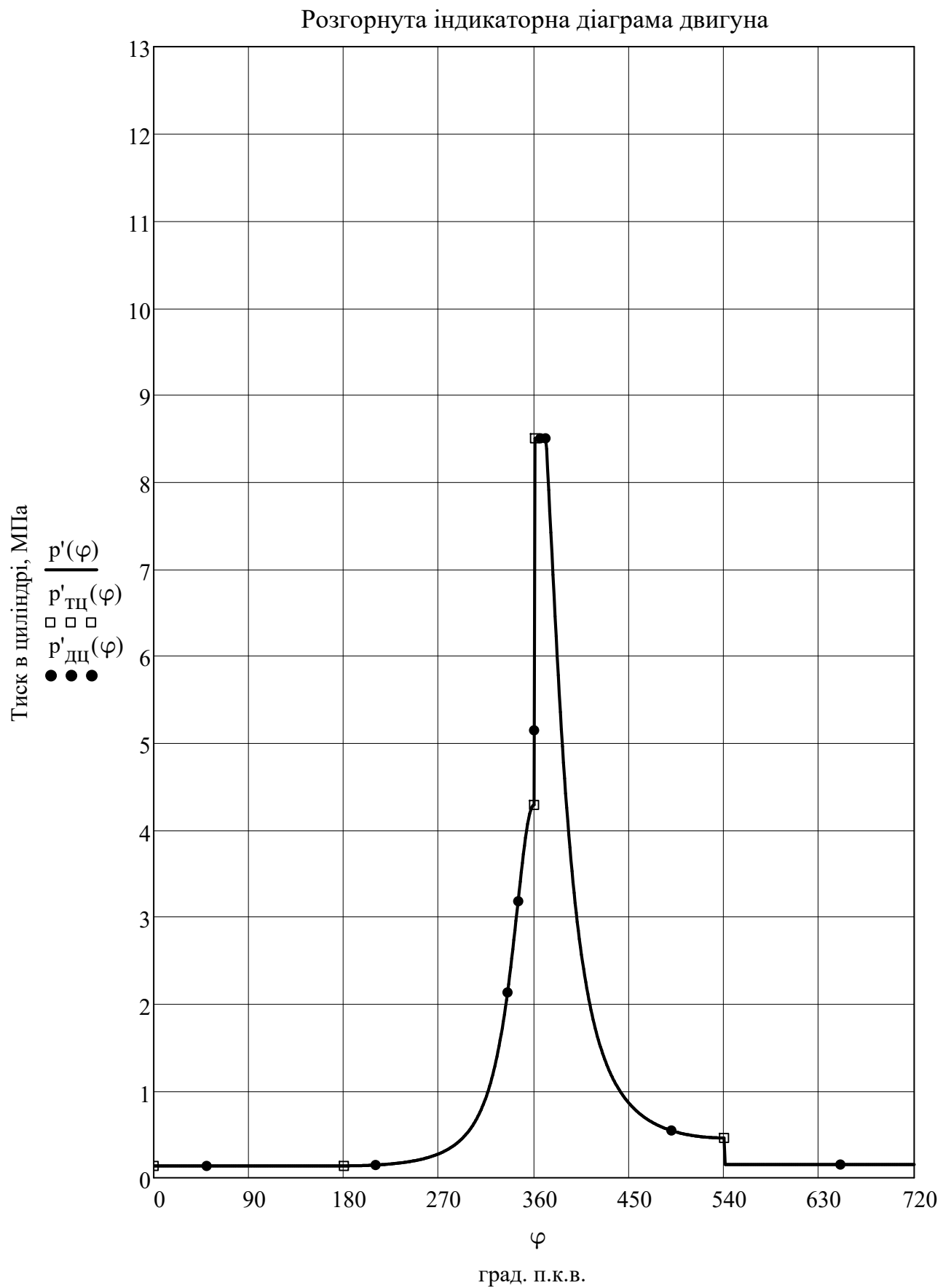


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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

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

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

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

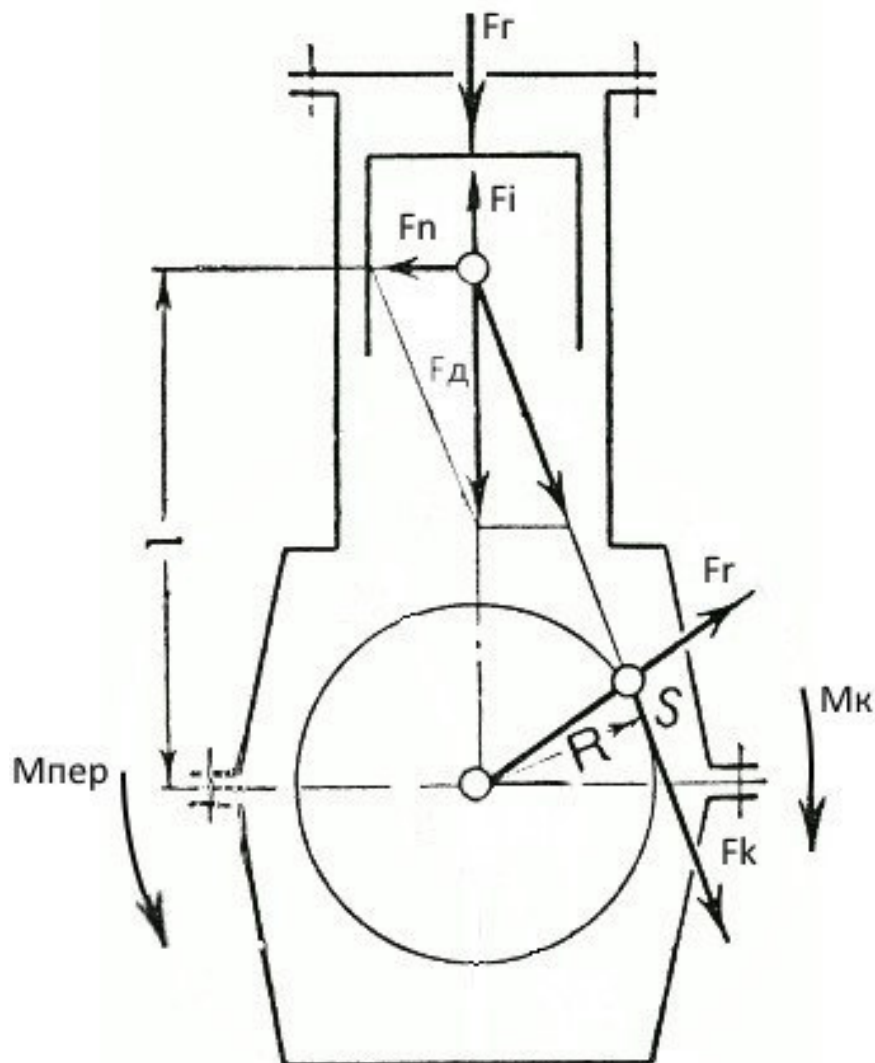


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 48.55$ кг - маса комплексу поршня

$m_{\text{Ш}} = 63.15$ кг - маса комплексу шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 48.55 + \frac{1}{3} \cdot 63.15 = 69.6$$

Радіус кривошипу, в м

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

Довжина шатуна, в м

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

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} = 0.049$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 500}{30} = 52.36$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутний момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

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

$F_r(0) = 1.789$	$F_i(0) = -40.742$	$F_d(0) = -38.953$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 1.789$	$F_i(30) = -32.244$	$F_d(30) = -30.455$	$M_k(30) = -3.167$
$F_r(60) = 1.789$	$F_i(60) = -12.067$	$F_d(60) = -10.278$	$M_k(60) = -1.712$
$F_r(90) = 1.789$	$F_i(90) = 8.304$	$F_d(90) = 10.093$	$M_k(90) = 1.716$
$F_r(120) = 1.789$	$F_i(120) = 20.371$	$F_d(120) = 22.16$	$M_k(120) = 2.834$
$F_r(150) = 1.789$	$F_i(150) = 23.94$	$F_d(150) = 25.729$	$M_k(150) = 1.698$
$F_r(180) = 1.789$	$F_i(180) = 24.134$	$F_d(180) = 25.923$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.246$	$F_i(210) = 23.94$	$F_d(210) = 26.186$	$M_k(210) = -1.728$
$F_r(240) = 3.973$	$F_i(240) = 20.371$	$F_d(240) = 24.344$	$M_k(240) = -3.114$
$F_r(270) = 8.614$	$F_i(270) = 8.304$	$F_d(270) = 16.918$	$M_k(270) = -2.876$
$F_r(300) = 22.799$	$F_i(300) = -12.067$	$F_d(300) = 10.732$	$M_k(300) = -1.787$
$F_r(330) = 79.536$	$F_i(330) = -32.244$	$F_d(330) = 47.292$	$M_k(330) = -4.918$
$F_r(360) = 205.384$	$F_i(360) = -40.742$	$F_d(360) = 164.642$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 211.922$	$F_i(390) = -32.244$	$F_d(390) = 179.677$	$M_k(390) = 18.687$
$F_r(420) = 74.949$	$F_i(420) = -12.067$	$F_d(420) = 62.882$	$M_k(420) = 10.473$
$F_r(450) = 37.11$	$F_i(450) = 8.304$	$F_d(450) = 45.414$	$M_k(450) = 7.72$
$F_r(480) = 23.951$	$F_i(480) = 20.371$	$F_d(480) = 44.323$	$M_k(480) = 5.669$
$F_r(510) = 18.89$	$F_i(510) = 23.94$	$F_d(510) = 42.83$	$M_k(510) = 2.827$
$F_r(540) = 17.53$	$F_i(540) = 24.134$	$F_d(540) = 41.664$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.486$	$F_i(570) = 23.94$	$F_d(570) = 26.426$	$M_k(570) = -1.744$
$F_r(600) = 2.486$	$F_i(600) = 20.371$	$F_d(600) = 22.857$	$M_k(600) = -2.923$
$F_r(630) = 2.486$	$F_i(630) = 8.304$	$F_d(630) = 10.79$	$M_k(630) = -1.834$
$F_r(660) = 2.486$	$F_i(660) = -12.067$	$F_d(660) = -9.581$	$M_k(660) = 1.596$
$F_r(690) = 2.486$	$F_i(690) = -32.244$	$F_d(690) = -29.759$	$M_k(690) = 3.095$
$F_r(720) = 2.486$	$F_i(720) = -40.742$	$F_d(720) = -38.256$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -38.953$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -3.931$	$F_r(30) = -24.41$	$F_k(30) = -18.632$	$M_{пер}(30) = 3.167$
$F_n(60) = -2.337$	$F_r(60) = -3.115$	$F_k(60) = -10.069$	$M_{пер}(60) = 1.712$
$F_n(90) = 2.673$	$F_r(90) = -2.673$	$F_k(90) = 10.093$	$M_{пер}(90) = -1.716$
$F_n(120) = 5.038$	$F_r(120) = -15.444$	$F_k(120) = 16.672$	$M_{пер}(120) = -2.834$
$F_n(150) = 3.321$	$F_r(150) = -23.943$	$F_k(150) = 9.989$	$M_{пер}(150) = -1.698$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -25.923$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.38$	$F_r(210) = -24.368$	$F_k(210) = -10.166$	$M_{пер}(210) = 1.728$
$F_n(240) = -5.535$	$F_r(240) = -16.965$	$F_k(240) = -18.315$	$M_{пер}(240) = 3.114$
$F_n(270) = -4.48$	$F_r(270) = -4.48$	$F_k(270) = -16.918$	$M_{пер}(270) = 2.876$
$F_n(300) = -2.44$	$F_r(300) = 3.253$	$F_k(300) = -10.514$	$M_{пер}(300) = 1.787$
$F_n(330) = -6.104$	$F_r(330) = 37.904$	$F_k(330) = -28.932$	$M_{пер}(330) = 4.918$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 164.642$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 23.189$	$F_r(390) = 144.01$	$F_k(390) = 109.921$	$M_{пер}(390) = -18.687$
$F_n(420) = 14.297$	$F_r(420) = 19.059$	$F_k(420) = 61.606$	$M_{пер}(420) = -10.473$
$F_n(450) = 12.027$	$F_r(450) = -12.027$	$F_k(450) = 45.414$	$M_{пер}(450) = -7.72$
$F_n(480) = 10.077$	$F_r(480) = -30.888$	$F_k(480) = 33.346$	$M_{пер}(480) = -5.669$
$F_n(510) = 5.528$	$F_r(510) = -39.856$	$F_k(510) = 16.628$	$M_{пер}(510) = -2.827$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -41.664$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.411$	$F_r(570) = -24.591$	$F_k(570) = -10.259$	$M_{пер}(570) = 1.744$
$F_n(600) = -5.197$	$F_r(600) = -15.929$	$F_k(600) = -17.196$	$M_{пер}(600) = 2.923$
$F_n(630) = -2.857$	$F_r(630) = -2.857$	$F_k(630) = -10.79$	$M_{пер}(630) = 1.834$
$F_n(660) = 2.178$	$F_r(660) = -2.904$	$F_k(660) = 9.387$	$M_{пер}(660) = -1.596$
$F_n(690) = 3.841$	$F_r(690) = -23.851$	$F_k(690) = 18.205$	$M_{пер}(690) = -3.095$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -38.256$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

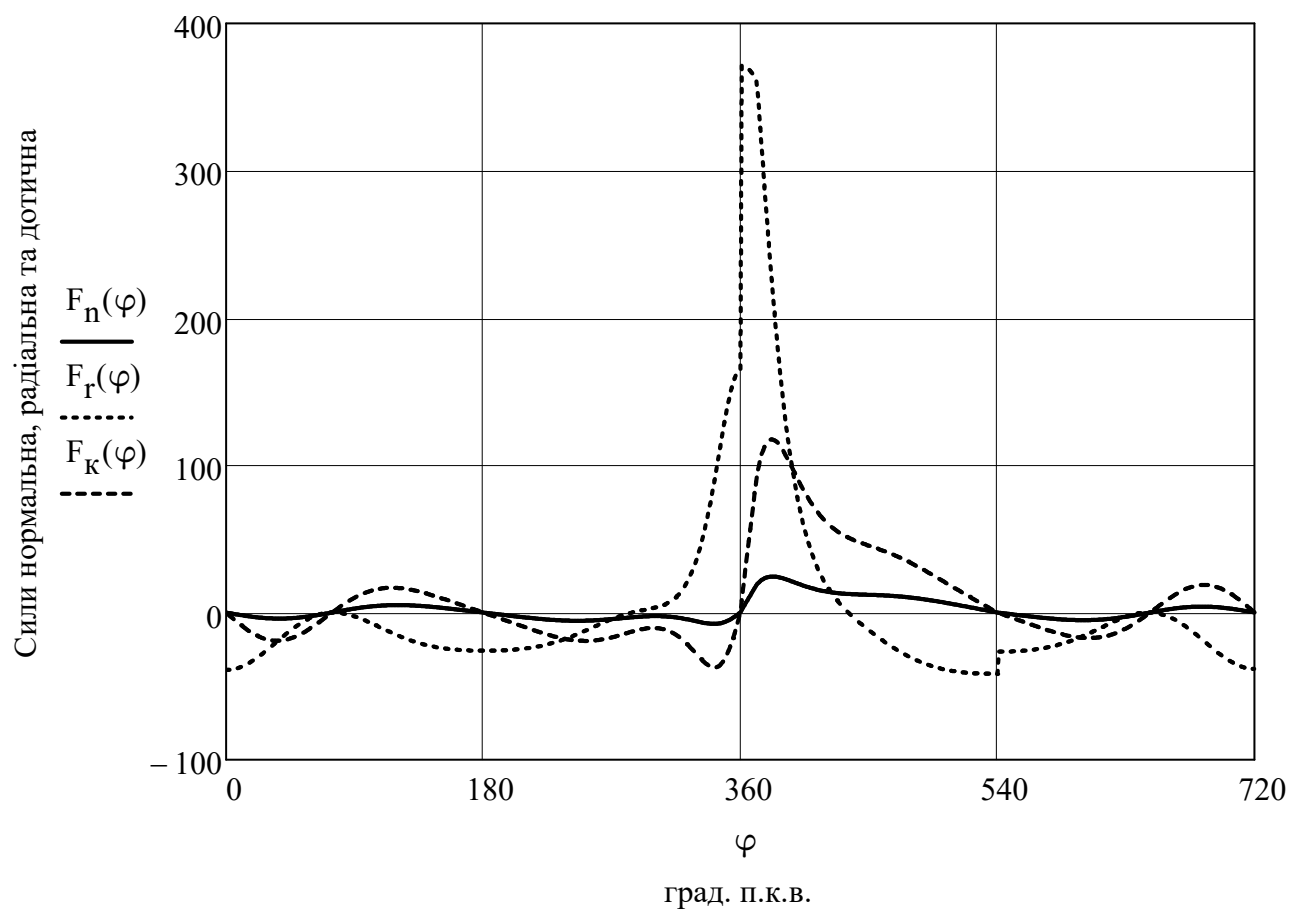
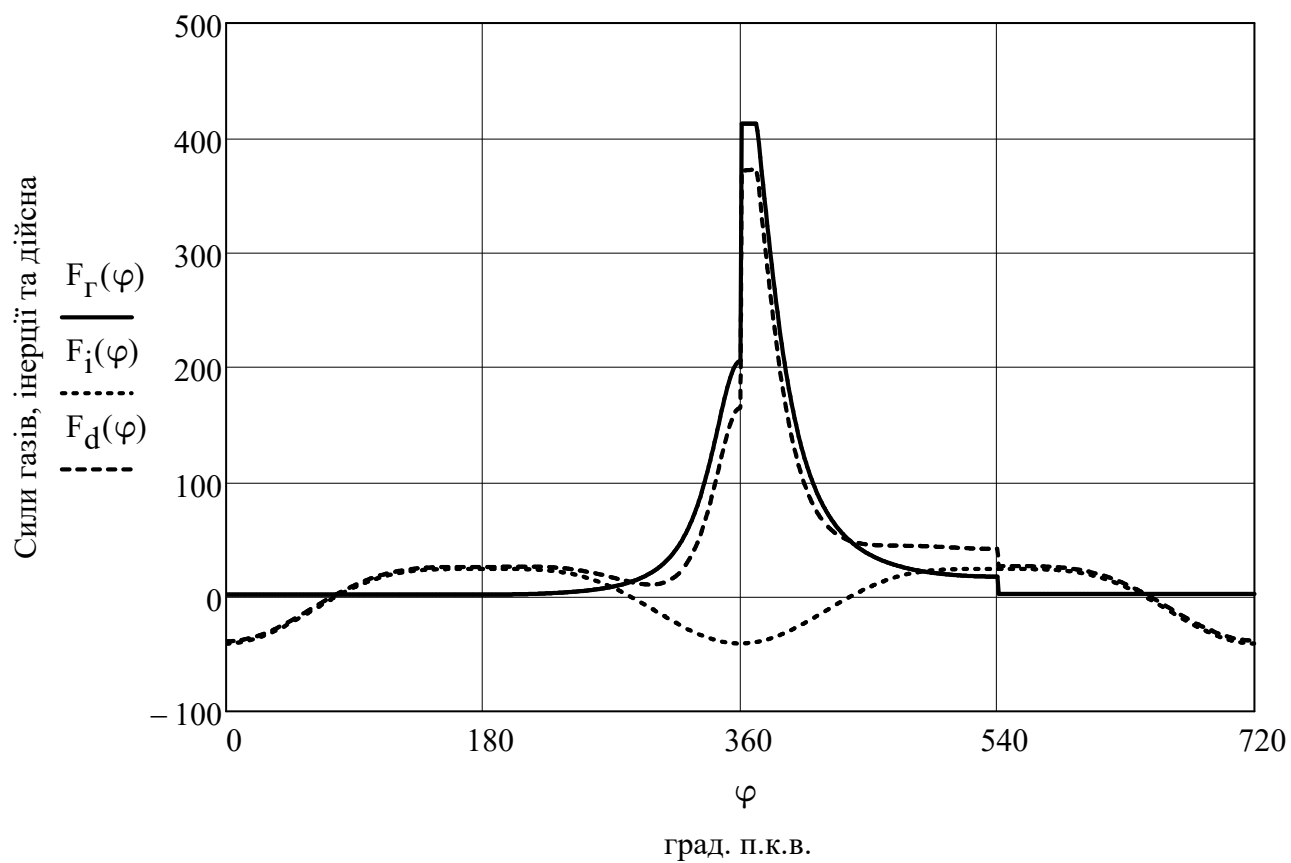


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

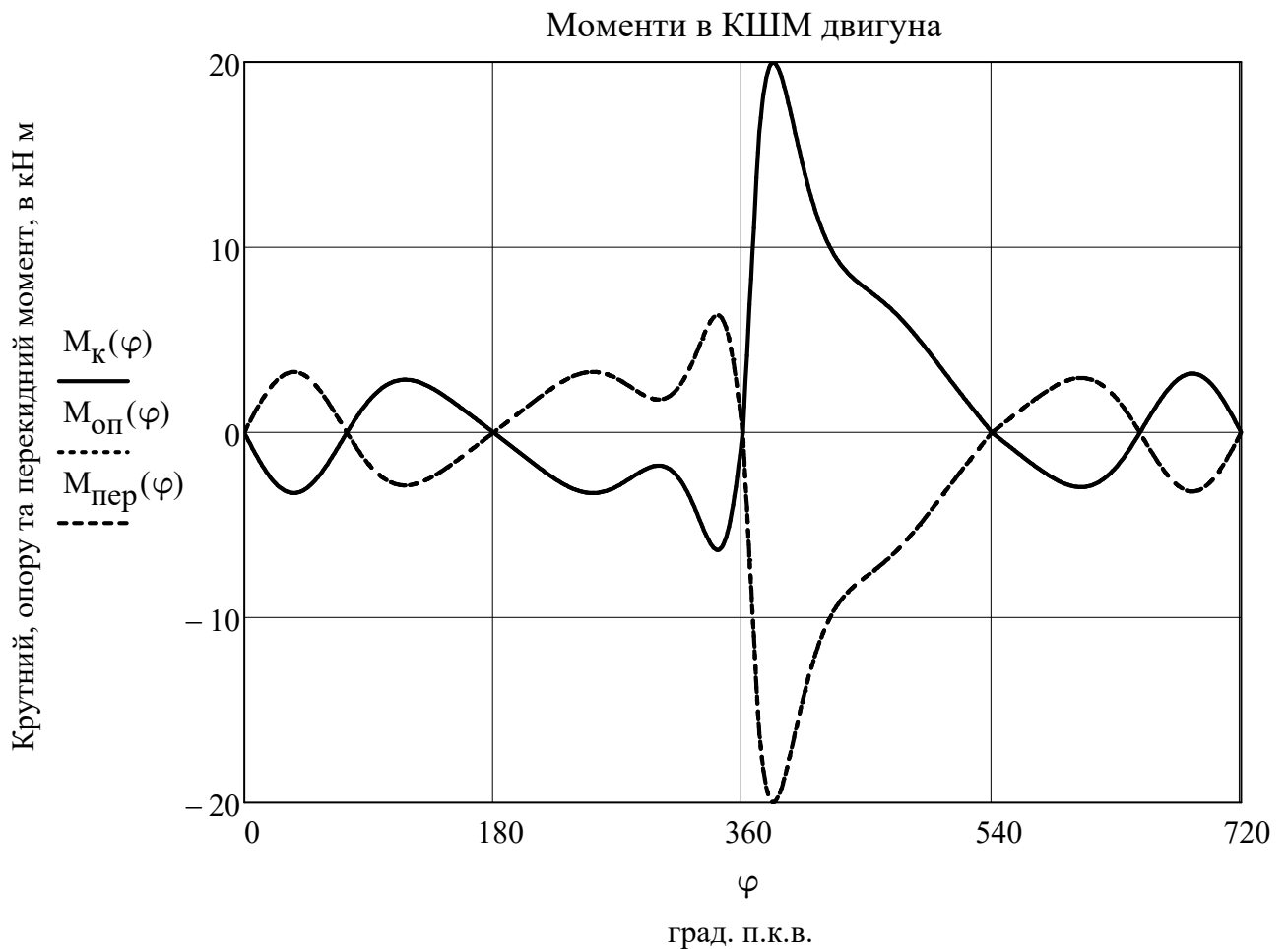


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

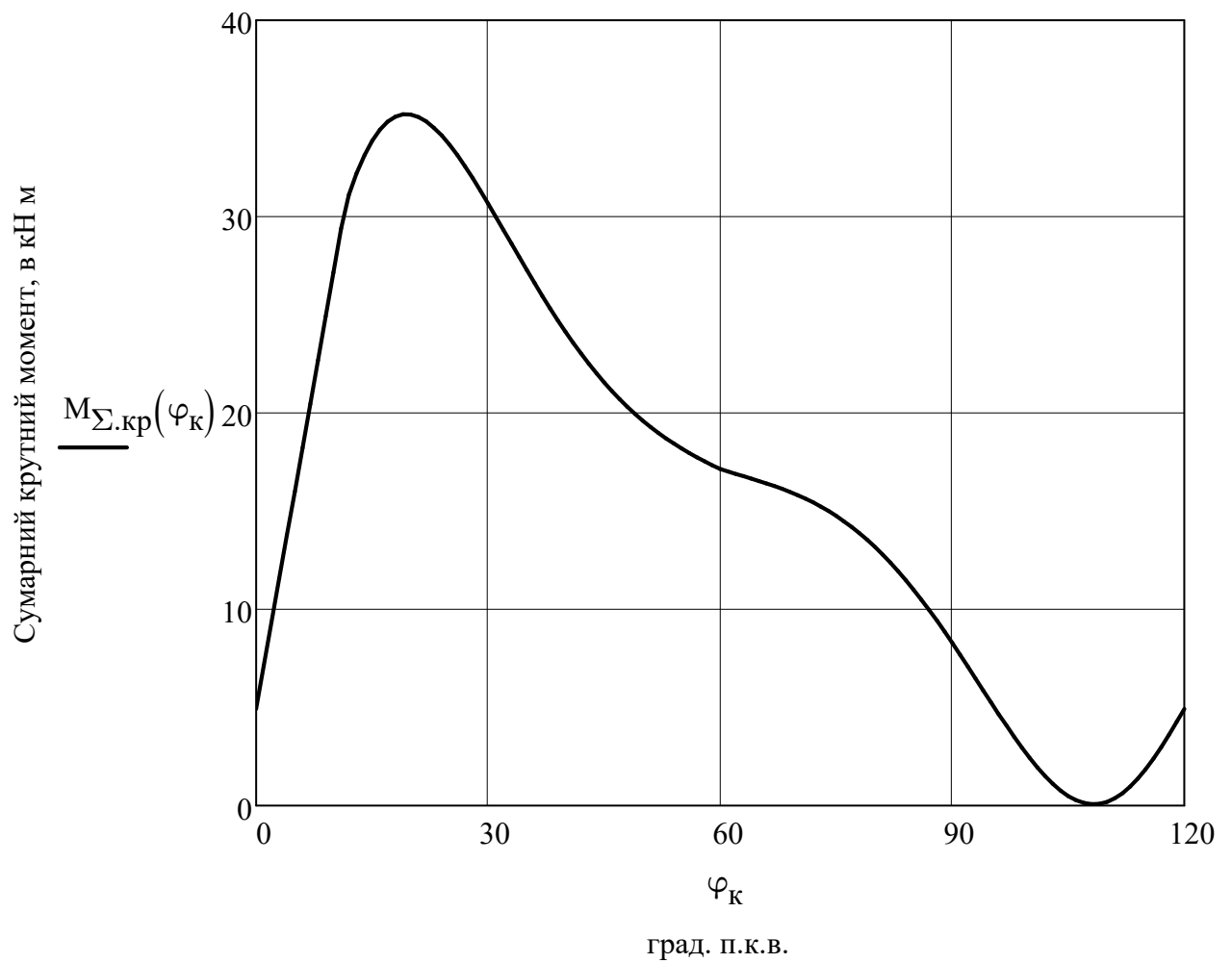


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 4.932$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 31.1$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 34.13$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 26.613$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 20.313$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 17.139$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 15.446$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 11.483$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 4.662$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.079$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 4.932$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{Q_{н.р} \cdot B_e + Q_{н.г} \cdot V_e}{3.6} = \frac{42512.38 \cdot 3.847 + 35805.58 \cdot 86.78}{3.6} = 908545.112$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 1000 \cdot P_e = 1000 \cdot 350 = 350000$$

у відсотковому відношенні, %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{350000}{908545.112} \cdot 100 = 38.523$$

перевірка:

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 908545.112 \cdot 0.385 = 350000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100 = \frac{350000 - 350000}{350000} \cdot 100 = 0$$

2.4.4 Тепло, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

Q_W - тепло, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

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

$Q_{B.H}$ - тепло, 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

$$Q_W = \sum \begin{pmatrix} -W_{\text{нап}} \\ W_{\text{ст}} \\ W_{\text{г.р}} \\ W_{\text{вип}} \end{pmatrix} \cdot Q_{\text{П}} = \sum \begin{pmatrix} -0 \\ 0 \\ 0.12 \\ 0.05 \end{pmatrix} \cdot 908545.112 = 154452.669$$

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

$$Q_{T.П} = 1000 \cdot P_{\text{П}}$$

де $P_{\text{П}}$ - потужність тертя поршня; кВт

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

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

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.6 \cdot 154.867 = 92.92$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.34 = 0.017$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{92.92 \cdot 0.017 \cdot 500 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 38.77$$

$$\text{Тоді } Q_{\text{т.п}} = 1000 \cdot P_{\Pi} = 1000 \cdot 38.77 = 38770.199$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот, в Дж / с

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 154452.669 + 38770.199 = 193222.868$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

де $K = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000$ кг / м³ - середня густина води

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{193222.868 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.006$$

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 $\Delta p_B = 98$ кПа - гідравлічний опір системи;

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{5.534 \times 10^{-3} \cdot 98}{0.9} = 0.603$$

Тоді теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

$$Q_{B.H} = 1000 \cdot P_{B.H} = 1000 \cdot 0.603 = 602.573$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 154452.67 + 38770.2 + 602.57 = 193825.44$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{193825.44}{908545.112} \cdot 100 = 21.334$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 787.502 - 273 = 514.502$$

Температура на початку стиску, в °С

$$t_d = T_d - 273 = 342.719 - 273 = 69.719$$

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

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 514.502 = 33.556$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду в кДж/ (кг К)

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 8 \times 10^{-4} \cdot 69.719 = 29.13$$

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

Теплота відведена з газами що отримані при згорянні газу, в Дж / с

$$Q_{Г.Г} = \frac{V_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B)$$

$$\text{де } A = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r \cdot (1 - \delta_p) = 19.604 \cdot 33.556 \cdot 514.502 \cdot (1 - 0.05) = 3.215 \times 10^5$$

$$B = M_{1Г} \cdot mCp \cdot t_d \cdot (1 - \delta_p) = 19.557 \cdot 29.13 \cdot 69.719 \cdot (1 - 0.05) = 3.773 \times 10^4$$

$$Q_{Г.Г} = \frac{V_e}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (A - B) = \frac{86.78}{3.6 \cdot 22.4} \cdot (321539.808 - 37733.302) = 305417.359$$

Теплота відведена з газами отриманими при згорянні рідкого палива, в Дж / с

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

$$\text{де } A = M_2 \cdot m_{Cp''} \cdot t_r \cdot \delta_p = 19.604 \cdot 33.556 \cdot 514.502 \cdot 0.05 = 1.692 \times 10^4$$

$$B = M_{1p} \cdot m_{Cp} \cdot t_d \cdot \delta_p = 0.965 \cdot 29.13 \cdot 69.719 \cdot 0.05 = 97.945$$

$$Q_{Г.р} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (A - B) = \frac{3.847}{3.6} \cdot (16923.148 - 97.945) = 17978.828$$

Тоді, теплота що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{Г} = Q_{Г.Г} + Q_{Г.р} = 305417.359 + 17978.828 = 323396.187$$

у відсотковому відношенні

$$q_{Г} = \frac{Q_{Г}}{Q_{П}} \cdot 100 = \frac{323396.187}{908545.112} \cdot 100 = 35.595$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж / 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 $\Delta_{МД}$ - доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{МД} = \frac{P_{М}}{P_{mi}} \cdot \eta_i = \frac{154.867}{995.376} \cdot 0.456 = 0.071$$

$$Q_{МД} = \Delta_{МД} \cdot Q_{П} = 0.071 \cdot 908545.112 = 64488.694$$

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

$$Q_{М1} = Q_{W} + Q_{МД} - Q_{В} = 154452.669 + 64488.694 - 193825.44 = 25115.923$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

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

де $K = 1.5$ - коеф. запасу

$\rho_M = 900$ кг / м³ - густина мастила

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

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

$$V_M = \frac{K \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 2.512 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 3.332 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{3.332 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.666$$

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

$$Q_{M2} = 1000 \cdot P_{M.H} = 1000 \cdot 1.666 = 1665.866$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 25115.923 + 1665.866 = 26781.788$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{26781.788}{908545.112} \cdot 100 = 2.948$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 908545.112 - \sum \begin{pmatrix} 350000 \\ 193825.44 \\ 323396.187 \\ 26781.788 \end{pmatrix} = 14541.696$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{14541.696}{908545.112} \cdot 100 = 1.601$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва параметру	в $\text{Дж} / \text{с}$	у %	Діапазон для газодизеля
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 908545.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 350000.0$	$q_{\text{е}} = 38.523$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 323396.2$	$q_{\Gamma} = 35.595$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 193825.4$	$q_{\text{в}} = 21.334$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 26781.8$	$q_{\text{м}} = 2.948$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 14541.7$	$q_{\text{нв}} = 1.601$	до 3%

Перевірка рівняння зовнішнього теплового балансу

$$q_{\Sigma} = q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 38.5 + 35.6 + 21.3 + 2.9 + 1.6 = 100$$

Сумарний баланс рівняння зовнішнього теплового балансу витримано, що свідчить про правильність виконаних обчислень щодо його окремих компонентів.

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	345	350,7	1,65
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	815	840	3,07
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,42	0,385	- 8,33
4	Механічний ККД	η_m	-	0,825	0,844	2,30
5	Питома ефективна витрата палива (теплоти)	b_e	кДж 1 (кВт год)	8967	9347	4,24
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному розділі вирішено завдання щодо збільшення потужності проектного двигуна до рівня 350, що на 5 кВт більше ніж у двигуна-прототипу, при цьому треба зауважити що збільшення потужності відбувається за умови переходу з дизельного циклу на газодизельний. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу можна констатувати що поставлене завдання було виконано. Згідно отриманих результатів приріст потужності склав 5,7 кВт, що більше ніж у прототипу на 1,65%.

Форсування проектного двигуна як правило супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Так отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 3,07%. Процес форсування двигуна передбачає збільшення циклової роботи в циліндрі, відповідно для досягнення цього може бути реалізовано за рахунок підвищення введеної в циліндр циклової порції палива.

Раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Але для питомої ефективної витрати палива (в тепловому еквіваленті) спостерігається зростання на 4,24 % у порівнянні з прототипом.

Це є наслідком запропонованих заходів щодо переведення двигуна з дизельного робочого циклу на газодизельний. Запропоноване газове паливо що пропонується в якості основного палива має менше значення нижчої теплоти згоряння, що вимагає в свою чергу збільшення витрати палива для досягнення заданої потужності.

Заміна штатного дизельного на газове палива, та перехід з дизельного на газодизельний робочий прямо вплинуло на ефективність його протікання. Так значення ефективного ККД знизилось на 8,3%. Тим не менш застосування альтернативного газового палива в якості штатного, залишається перспективним напрямком. Запропоноване рішення щодо паливної апаратури забезпечує високі вихідні показники двигуна працюючого по газодизельному робочому циклу.

Запропоновані заходи що переведення двигуна на газ впливають на величину механічних втрат двигуна. Так в результаті розрахунків отримано зростання для механічного ККД проектного двигуна на рівні 2,3% у порівнянні з прототипом.

Раціональний та обґрунтований вибір вхідних параметрів робочого циклу для проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні двигуну-прототипу. Це дало можливість отримати силову установку підвищеної потужності без зміни її масо-габаритних параметрів.

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

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити шляхи щодо застосування інших видів альтернативних палив. Дана робота буде присвячена пошуку заходів конвертації дизеля в газодизель.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ.

3.1 Опис та розрахунок системи подачі рідкого палива.

3.1.1 Опис системи подачі рідкого палива для газодизеля.

Паливо з живильного бака подається під тиском паливопідкачувальним насосом 2 по трубці 3 через двосекційний уніфікований фільтр 4 до редукційного клапана 1 і до головної магістралі 10. З основної магістралі паливо подається по трубах 9 до паливних насосів високого тиску 5. Паливні насоси високого тиску подають паливо по трубках 7 через форсунки 6 в певні моменти часу в камери згоряння дизеля. Коли система заповнюється паливом, повітря видаляється через отвори, наявні на паливних насосах, і через ніпель 8 для підключення манометра «тиск палива».

Паливна система дизельних двигунів і дизельних генераторів, крім стаціонарних, оснащена системою сигналізації, яка сповіщає про розрив паливних труб високого тиску. Паливні труби високого тиску 7 укладені в захисну 16. Внутрішня порожнина захисних кожухів з'єднана трубками 15 з трубою 14, яка з'єднана з датчиком тиску.

При розриві однієї з паливних трубок високого тиску у внутрішніх порожнинах захисних кожухів 16 створюється тиск палива, а потім і в трубках 15 і 14, що впливає на датчик тиску. Коли тиск палива в системі сигналізації становить 0,06 МПа, датчик тиску подає сигнал на спрацьовування світлового або звукового сигналу. З'єднання адаптера з корпусом гідронасоса різьбове конічне.

Привід насоса складається з корпусу 8, муфти 10, втулки 9. Чотирма болтами 7 з гайками 6 і шайбами 5 гідронасос з'єднаний з корпусом приводу насоса, який кріпиться до передньої кришки масляного насоса. Всмоктуючий і нагнітальний трубопроводи з'єднуються з перехідником за допомогою ніпеля 1. Герметизація досягається за рахунок прокладки 2.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

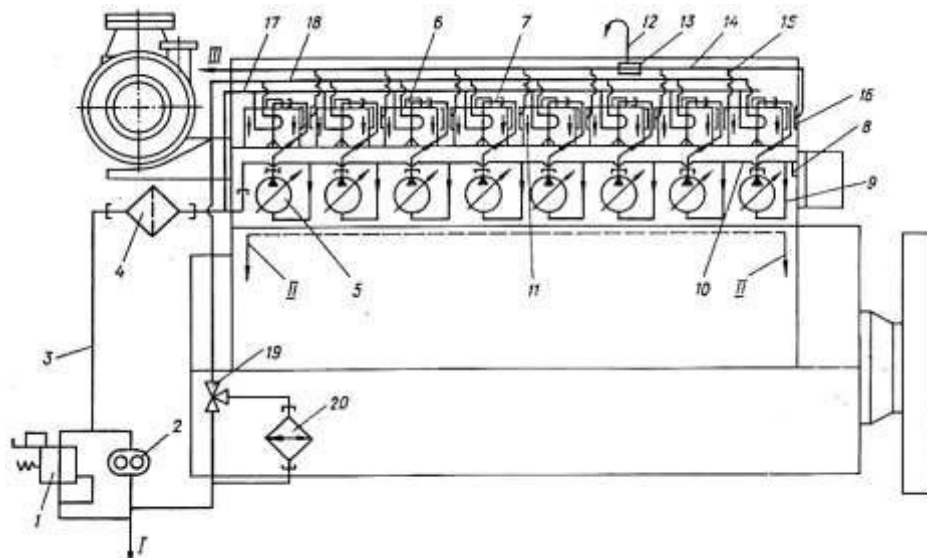


Рис. 3.1 - Схема паливної системи:

1 – редукційний клапан; 2 – насос підкачки палива; 3, 7, 9, 11, 12, 14,15, 17, – трубка; 4 – паливний фільтр; 5 – паливний насос; 6 – інжектор; 8 – ніпель; 10 – основна магістраль; 13 – розвантажувальний клапан; 16 – захисний кожух; 19 – регулятор температури палива; 20 – паливний охолоджувач;

I - з паливного бака; II - коліно збору протікання; III - до датчика тиску

При тиску палива 0,15 МПа спрацьовує розвантажувальний клапан 13 і надлишок палива по трубці 12 надходить на полицю збору витоків. Розрив трубки високого тиску визначається температурою газів, що виходять з циліндра.

Насос складається з гідравлічного насоса 4 , приводу насоса і перехідників 3 для підключення всмоктуючого і нагнітального трубопроводів. При установці нового насоса необхідно звернути увагу на напрямок обертання його валу (вказується в паспорті і на кришці гідронасоса).

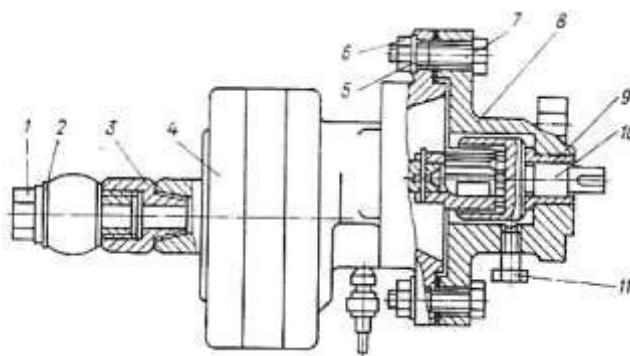


Рис. 3.2 - Насос підкачки палива:

1 – ніпель; 2 – прокладка; 3 – перехідник; 4 – гідравлічний насос; 5 – шайба; 6 - гайка; 7-болт; 8 - корпус приводу насоса; 9 - втулка; 10 - зчеплення; 11-перехідний штуцер

Фільтр тонкого очищення палива призначений для захисту деталей паливної системи від попадання механічних домішок. Фільтр має два фільтруючі елементи 9, розташовані в окремих корпусах 8 і з'єднані загальною кришкою 11. Для поділу порожнин брудного і чистого палива фільтруючий елемент зверху і знизу ущільнюється кільцями ущільнювачів 6 і 10, які затягуються пружиною 5.

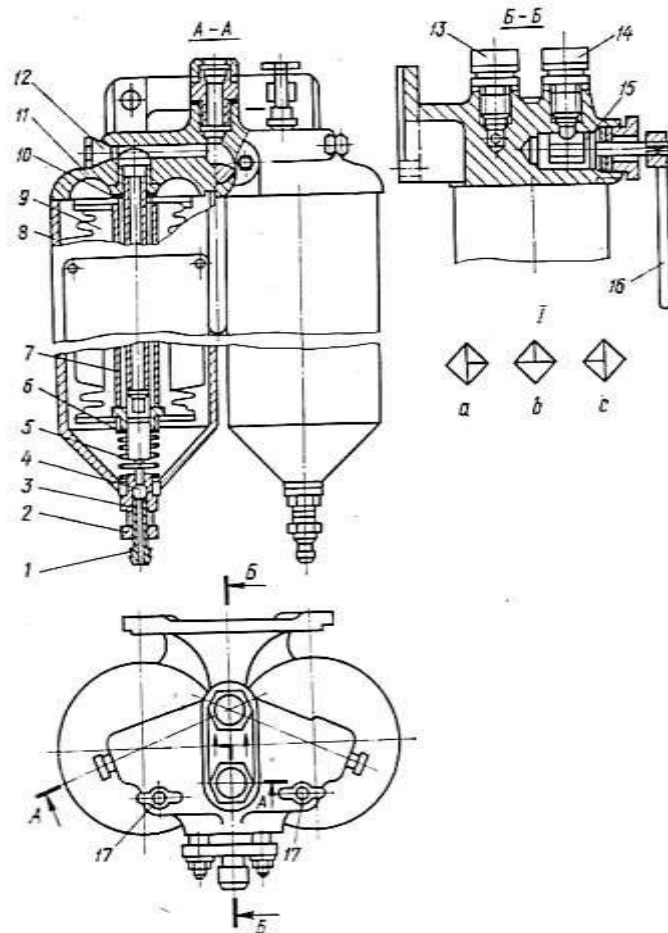


Рис. 3.3 - Фільтр тонкого очищення палива:

1 – зливний ніпель; 2 – накидна гайка; 3 – стяжний болт; 4 – кулька; 5 – пружина; 6, 10 – кільце ущільнювача; 7 – труба; 8 - стакан; 9 - фільтруючий елемент; 11 – кришка; 12 – втулка; 13 – штуцер випуску палива; 14 – штуцер подачі палива; 15 – вилки кранів; 16 - ручка змішувача; 17 – клапан продувки;

Положення крана: а - при промиванні лівої секції; б - при працюючому фільтрі; с - при промиванні правої ділянки

У кришці є гільза 12, в яку болтом 3 вкручується труба 7. Ущільнення кульки 4 здійснюється ніпелем 1 з накидною гайкою 2. Для зливу мулу під час промивання до нижнього кінця ніпеля можна приєднати зливну трубу у вигляді

гнучкого шлангу. Рукоятка 16 призначена для перемикання однієї з секцій на промивку.

Для скидання повітря випускаються клапани 17, конструкцією яких передбачена можливість підключення трубопроводу для видалення піни. У робочому положенні фільтра паливо надходить в порожнини корпусів фільтра через патрубок подачі палива 14 і свердління в кришці. Зверху - проходячи через фільтруючі елементи 9, він проходить через центральні бурові канали в кришці до патрубку випуску палива 13. Для забезпечення нормальної роботи фільтра і збільшення терміну служби необхідно своєчасно зливати мул, періодично промивати фільтруючі елементи зворотним потоком палива. Якщо фільтруючі елементи погано промиваються або швидко втрачають пропускну здатність після промивання, їх необхідно замінити. Під час промивання паливо тече у зворотному напрямку і змиває бруд, що осів на зовнішніх поверхнях фільтруючих елементів.

При досягненні перепаду тиску 294 кПа для фільтруючих елементів і 245 кПа для паперових фільтруючих елементів, незалежно від терміну служби, їх необхідно замінити. Паливний насос з приводом – одноплунжерний золотниковий насос призначений для подачі палива під високим тиском до форсунок циліндрів. Насоси встановлюються на корпусах штовхачів, встановлених на полиці картера.

Кожен насос має наступний пристрій: в отворі чавунного корпусу 11 встановлена плунжерна втулка 22, замкнена болтом 20. У втулці 22 переміщається плунжер 23. Для регулювання кількості палива, що подається в циліндри дизеля відповідно до навантаження, на плунжері є спіральна запірніа кромка. Пружина 15 притискає хвостовик плунжера до чашки 13 через диск 14, який утримується в корпусі насоса за рахунок настановного кільця 12.

Плунжер входить в зачеплення з кільцем шестерні 19, яке входить в зачеплення зі стійкою 18, хід якої обмежений болтом 16. На верхньому кінці втулки плунжера встановлений напірний клапан 25. Шляхом затягування штуцера 26 кільце ущільнювача 24 щільно притискається до корпусу насоса і нагнітального клапана, а також нагнітальний клапан до втулки плунжера. Є вилка 29 для випуску повітря з насоса.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

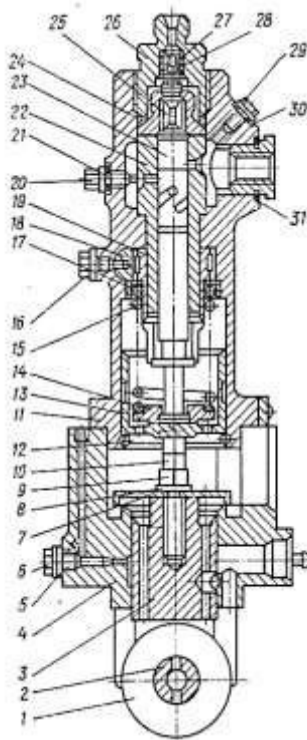


Рис. 3.4 - Паливний насос з приводом:

1-роликовий; 2-осьові; 3 - повзунок; 4, 11-корпус; 5, 21, 30, 31-прокладка; 6, 29-пробка, 7-паливний дефлектор; 8 - шайба; 9 - контргайка; 10 – штовхач; 12 – установочне кільце; 13-скло; 14 – нижня пластина; 15 – плунжерна пружина; 16, 20-болт; 17 – верхня плита; 18-рейковий; 19 – шестерня; 22 - втулка плунжера; 23-плунжер; 24 – кільце ущільнювача; 25 – нагнітальний клапан; 26 – напірний штуцер; 27 – пружина; 28 – обмежувач

Привід паливного насоса складається з корпусу 4, в якому переміщається повзунок 3 з вкрученим в нього штовхачем 10, закріпленим контргайкою 9. Між повзунком і контргайкою знаходиться паливна форсунка 7. У пазу повзуна на осі 2 є ролик 1, який під час роботи дизеля перекочується уздовж паливного кулака.

Зазор між роликом 1 і паливним кулаком регулюється за допомогою штовхача 10, який фіксується контргайкою 9, при установці ролика на задню частину паливного кулака.

Форсунка закритого типу з гідравлічним управлінням голчастим підйомом призначений для розпилення палива, що подається в камери згоряння дизеля. Основною частиною сопла є розпилювач 1, який за допомогою гайки 3 кріпиться до корпусу форсунки 4. Паливо, що впорскується насосом, проходить через щілинний фільтр 9 і через канал А направляється в кільцеву канавку В форсунки, потім надходить в голку.

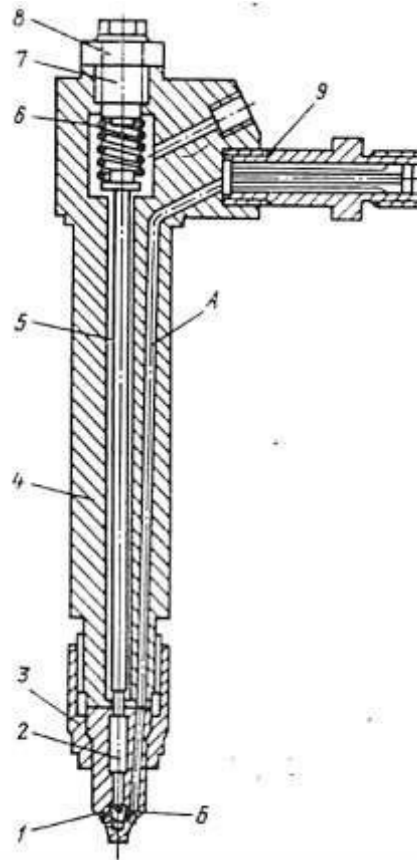


Рис. 3.5 – Форсунка

1 – розпилювач; 2 – голка; 3 – накидна гайка; 4 – корпус; 5 – штовхач; 6 – пружина; 7 – болт регулювальний; 8 – контргайка; 9 – цільовий фільтр.

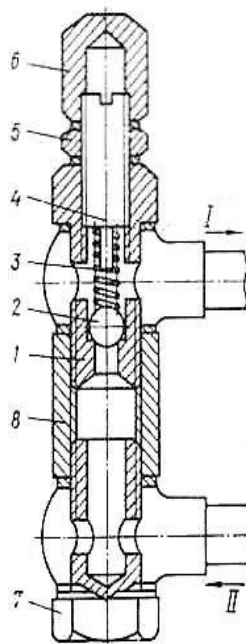


Рис. 3.6 - Редукційний клапан:

1, 7 - ніпель; 2 - м'яч; 3 - пружина; 4 - гвинт; 5 - контргайка; 6 - глуха гайка; 8-будівельний; I – злив палива; II – подача палива

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		68

При натисканні палива на диференціальний конус голки остання піднімається і паливо розпилюється через отвори форсунок.

Редукційний клапан встановлюється на трубопроводі і призначений для регулювання тиску палива в системі між паливним насосом - паливним насосом високого тиску.

У ніпелі 1 кулька 2 притискається пружиною 3. Пружина затягується гвинтом 4, який фіксується контргайкою 5 від самовідгвинчування.

При підвищенні тиску кулька видавлюється і паливо відводиться у всмоктуючий трубопровід.

Система автоматичного контролю швидкості автоматично підтримує задану частоту обертання колінчастого валу із заданим ступенем точності при змінних навантаженнях на дизель. Він складається з: дизельного двигуна (як регульованого об'єкта), регулятора швидкості типу РН-30, механізму управління подачею палива (як сполучної ланки між регулятором швидкості і паливними насосами).

При будь-якому навантаженні, від холостого ходу до максимальної, в циліндри дизельного двигуна повинна подаватися певна кількість палива, щоб підтримувати задану частоту обертання колінчастого валу. Кількість палива, що подається в циліндри дизеля, змінюється поворотом плунжерів паливних насосів.

Відповідно до зміни навантаження обертання плунжерів здійснюється за допомогою регуляторів швидкості типу РН-30, який з'єднаний зі стійками паливних насосів через механізм управління подачею палива. Детальний опис регулятора та інструкції по його обслуговуванню викладені в супровідній документації, що додається до нього.

Механізм управління призначений для з'єднання регулятора швидкості з паливними насосами. Основні вузли складання: шток, підшипники, система важелів.

Взаємодія деталей механізму полягає в наступному: ролик регулювання навантаження регулятора швидкості, повертаючи важіль 12, через регульовальну ланку 11, важелі 8, 6, ланка 5 штока, переміщує шток 4 в підшипниках 1. Шток

з'єднується зі стійками паливних насосів через сполучні ланки 3 і повідці 2, які одним кінцем кріпляться до стійок паливних насосів, а іншим обволікають шпильку і притискаються до ланки пружиною. Таке з'єднання, в разі заклинювання стійки одного з насосів, дозволяє важелю рухатися в бік зменшення подачі палива.

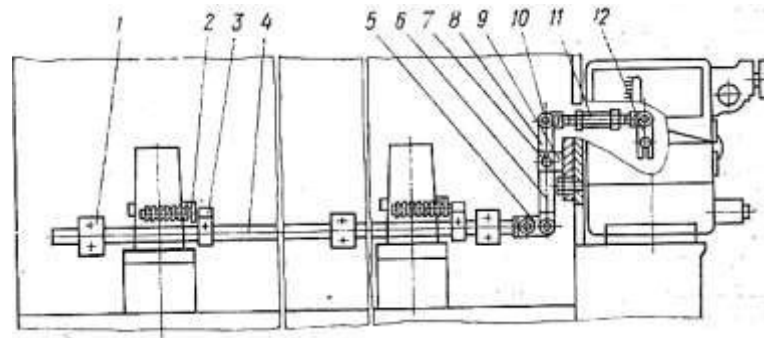


Рис. 3.7 - Механізм управління подачею палива:

1 – підшипник; 2 – повідець; 3 – ланковий конектор; 4 – ланка; 5 – ланка; 6, 8, 12 – важіль; 7 – вісь; 10 – вісний; 11 – ланка регульовальна

3.1.2 Заходи щодо перевodu паливної апаратури на газодизельний робочий цикл.

Так як паливна апаратура забезпечує циклову запальну дозу рідкого палива то необхідно здійснити наступні заходи:

- реалізувати настроювання циклової подачі переміщенням рейки в положення мінімальної подачі, при якому активний рух плунжера найменший;
- демонтувати форсунки та зняти з них штатні розпилювачі;
- здійснити розрахунок та визначити витрати рідкого палива на рівні 3-5% від номінальної циклової порції, що відповідає запальній порції палива;
- виготовити розпилювачі з геометричними параметрами згідно отриманих в ході розрахунку параметрів та перевірити їх на стенді;
- встановити розпилювачі запальної дози на форсунки, та повернути форсунки на місце з підключенням їх до паливних насосів високого тиску;
- перевірити ефективність з'єднання та відрегулювати тиск підйому голки.

3.1.3 Розрахунок параметрів паливної апаратури.

Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна

6ГЖЧН 25/34

Ефективна потужність, кВт

$P_e = 350$

Частота обертання двигуна, хв^{-1}

$n = 500$

Число циліндрів

$i = 6$

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

$g_e = 0.011$

Тип та марка палива,

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

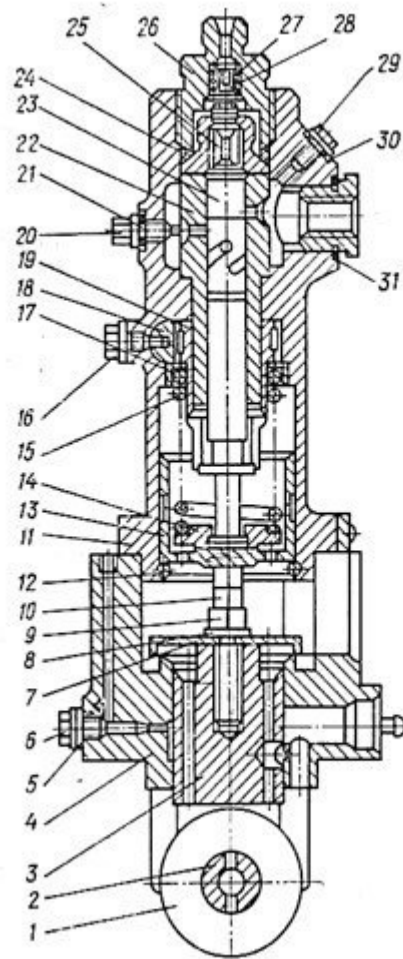


Рис 3.8 - Розрахункова схема ПНВТ

Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{350}{6} = 58.333$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв⁻¹

$$n_K = \frac{n}{2} = \frac{500}{2} = 250$$

Номінальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T}$$

де $\rho_T = 850 \text{ кг/м}^3$ - густина палива,

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T} = \frac{58.333 \cdot 0.011}{60 \cdot 250 \cdot 850} = 5.033 \times 10^{-8}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал}} \cdot 10^6 = 0.05$$

Максимальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}}$$

де $k_1 = 1.3$ - коефіцієнт що враховує перевантаження дизеля та витікання палива з надплунжерного простору внаслідок зношення;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_1 = 1.25 \dots 1.35$

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.3 \cdot 5.033 \times 10^{-8} = 6.542 \times 10^{-8}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 0.065$$

Розрахунок надплунжерного простору, розташованого між НМТ та ВМТ, в м³

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2$$

де $k_2 = 4$ - коефіцієнт перевищення об'єму, що описує плунжер, над максимальною цикловою подачею палива, з урахуванням суми об'ємів на:

- стиснення палива в надплунжерному просторі та в лінії високого тиску;
- деформацію паливопроводів високого тиску;
- перекриття об'ємів пов'язаних з закриттям наповнювальних отворів;
- розгін та гальмування швидкості плунжера.

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_2 = (4...8)$

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 6.542 \times 10^{-8} \cdot 4 = 2.617 \times 10^{-7}$$

$$\text{або в мм}^3 \Rightarrow V_{\Pi} \cdot 10^6 = 0.262$$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}}$$

де $k_{sd} = 1.25$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_{sd} = 1,0...1.5$

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 2.617 \times 10^{-7}}{1.25 \cdot \pi}} = 6.436 \times 10^{-3}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 6.436$$

Приймаємо значення діаметру плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в м

$$d_{\Pi} = 0.018$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_{\Pi} \cdot 10^3 = 18$$

Тоді хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 0.018 \cdot 1.25 = 0.023$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 22.5$$

Приймаємо значення ходу плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в мм

$$s_{\Pi} = 0.022$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s_{\Pi} \cdot 10^3 = 22$$

3.1.4 Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$p_c = 5.142$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 8.500$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 500$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$Q_{\text{пал.мах}} = 6.542 \times 10^{-8}$ м³/цикл - максимальна циклова подача палива;

$\rho_T = 850$ кг/м³ - щільність палива;

$\Delta\varphi = 10^\circ$ - поворот колінчастого валу;

$\mu_\phi = 0.7$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$m = 8$ - кількість соплових отворів;

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

В дизельних двигунах:

- з плівковим сумішоутворенням застосовують одно- та двохдиркові розпилювачі з діаметром отвору 0,4...0,6 мм

- з об'ємним сумішоутворенням - багатодиркові розпилювачі з діаметром отворів 0,2 мм та більше.

Визначаємо параметри 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 $\Delta\varphi = 10^\circ$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\Pi} = \frac{\Delta \varphi}{(6 \cdot n)} = \frac{10}{6 \cdot 500} = 3.333 \times 10^{-3}$$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{5.142 + 8.5}{2} = 6.821$$

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

$$p_{\Phi} = 40$$

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

$$w_{\Phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\Phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{850} \cdot (40 - 6.821) \cdot 10^6} = 279.407$$

Коефіцієнт витрати палива приймаємо рівним. $\mu_{\Phi} = 0.7$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = \frac{Q_{\text{пал. max}}}{\mu_{\Phi} \cdot w_{\Phi} \cdot \Delta t_{\Pi}} = \frac{6.542 \times 10^{-8}}{0.7 \cdot 279.407 \cdot 3.333 \times 10^{-3}} = 1.004 \times 10^{-7}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.004 \times 10^{-7}}{\pi \cdot 8}} = 1.264 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_c \cdot 10^3 = 0.126$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_c = 0.150$

3.2 Призначення опис та розрахунок системи подачі газового палива.

3.2.1 Призначення та опис системи подачі газового палива.

Для більшості схем газових двигунів, що різняться по основному признаку – способу запалювання, найбільшого поширення отримала система так званого зовнішнього сумішоутворення, при якій газоповітряна суміш готується поза циліндрами двигуна.

Для багатоциліндрових поршневих газових двигунів великої потужності із зовнішнім сумішоутворенням, розповсюдження набула схема, що передбачає встановлення одного центрального змішувального пристрою, але достатнього для повноцінного забезпечення всіх паливо-повітряною сумішшю всіх циліндрів двигуна. Альтернативою зазначеної схеми паливоподачі є схема яка передбачає встановлення змішувача на кожен циліндр з і регулюванням кількості не заслінкою, а клапаном або золотником.

Також для потужних газових двигунів великого об'єму, знаходить широке застосування система внутрішнього сумішоутворення, при якій газ і повітря подають в циліндри двигуна окремо. Змішення ж проходить всередині кожного циліндру або безпосередньо перед циліндром.

Враховуючи особливості вищезгаданих систем подачі палива для застосування за прототип взята система керуванням співвідношенням повітря паливо (СПП) подібна до апаратури фірми «HEINZMANN», перевагами якої є:

- покращений запуск двигуна і стабільність частоти обертання;
- програмована крива СПП;
- збагачення СПП при холодному старті;
- застосовна з невеликою зміною параметрів для багатьох типів двигунів;
- застосування трьох датчиків;
- система настроювання подачі палива на основі принципу Бернуллі без елементів, що тривало рухаються
- система подачі палива працює при пропаданні напруги живлення

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		77

Компоненти системи подачі газу, такі як клапан газу, фільтр газу і, особливо, редуктор нульового тиску формують невід'ємну частину для отримання оптимально працюючої паливної системи. Можна застосовувати стандартний редуктор тиску. Такий редуктор повинен мати засоби настройки для збільшення вихідного тиску від 0" до +1" водяного стовпа. Оптимальний вихідний тиск необхідно визначити на попередніх випробуваннях. Основні компоненти системи:

- Змішувач
- Клапан газу
- Редуктор нульового тиску СПП, в основному, визначається змішувачем.

Доти поки вихідне значення редуктора нульового тиску залишається таким же, як і вхідний тиск змішувача, СПП буде постійним. Потік газу визначається розмірами отворів дозування газу. На практиці розміри отворів дозування газу визначаються так, щоб вони були злегка більше, ніж що вимагаються теоретично, що дозволяє за допомогою ГНВ налаштувати потік газу в обмеженому діапазоні. Теоретично можливо забезпечити розміри отворів дозування газу такими, щоб покрити весь діапазон теплотворної здатності (наприклад, від пропану до відхідного газу) до тих пір, поки є обмеження потоку газу, яке корегує різницю теплотворної здатності, СПП і густина газу.

Це означає, що основним гвинтом налаштування можна керувати таким чином, що СПП буде регульованим. Керований ГНВ, який програмується картами СПП залежно від навантаження і частоти обертання двигуна і реагує на зміни тиску газу і температури суміші, дає ідеальне СПП на всіх режимах роботи двигуна. На основі вимірювань частоти обертання двигуна, абсолютного тиску у вхідному колекторі, температури суміші і на основі прогнаних параметрів, таких як робочий об'єм циліндрів і коефіцієнт заповнення циліндра, можна розрахувати потік суміші. На основі збережених характеристик палива можна також розрахувати потік газу. Після того, як визначені розміри отворів дозування газу, змішувач ідентифікується блоком управління і, виходячи з потоку суміші, може бути обчислено всмоктування вставки Вентурі. Падіння тиску на клапані газу обчислюється залежно від всмоктування вставки Вентурі, падіння тиску на

отворах дозування газу, падіння і зміщення тиску на регуляторі нульового тиску. Таким чином, можна обчислити необхідну робочу ділянку клапана газу. Блок управління перетворить цю ділянку в позицію крокового двигуна. Відомо, що двигуни одного сімейства працюють з приблизно однаковими емісією і характеристикою. Таким чином, ніякі додаткові параметри, окрім ділянки отворів дозування газу, не вимагають наладки в блоці управління.

Компоненти системи подачі газу, такі як клапан газу, фільтр газу і, особливо, редуктор нульового тиску формують невід'ємну частину для отримання оптимально працюючої паливної системи. Необхідно, щоб частота обертання вимірювалася магнітним датчиком безпосередньо. Тому, для отримання якнайкращих результатів датчик частоти обертання повинен виміряти частоту обертання двигуна з колінчастого валу, з зубчатого вінця маховика. Колесо, на якому встановлюється датчик, повинне бути виготовлене з магнітного матеріалу.

Двигун можна налагоджувати і дистанційно, так як інформація про робочу область клапана зберігається в блоці управління, і засоби настройки відключаються. У разі відключення живлення, високий утримуючий момент крокового двигуна оберігає клапан від небажаного переміщення. Вхідний сигнал, що приходить із зовнішньої системи управління, встановлює клапан в положення, відповідне величині вихідного електричного сигналу з системи управління користувача. Як автономна система управління співвідношенням повітря/паливо (СПП). Разом із змішувачем клапан забезпечує ідеальне співвідношення повітря/паливо без додаткової системи управління двигуном і без необхідності присутності фахівців по технічному обслуговуванню.

Кроковий двигун обертає вал із зовнішнім різьбленням. Покритий тефлоном алюмінієвий поршень, з внутрішнім різьбленням перетворить обертання валу в лінійне переміщення. Спеціальна конструкція тефлонового шпинделя усуває люфт. Поршень переміщується в жорстко анодованій втулці, яка має три експоненціально сформованих паза дозування газу. Така конфігурація забезпечує зміну потоку на крок крокового двигуна, який є постійною (у відсотках) величиною від фактичного відкриття. Поршень збалансований по

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		79

вхідному тиску так, що окрім тертя самого поршня немає ніяких інших сил. Ущільнення навкруги валу крокового двигуна запобігає витоку газу.

Вихід клапана, із зовнішнім різьбленням, може бути сполучений безпосередньо із змішувачем. Використання стандартного різьблення забезпечує легку установку в газових трубах. Осьовий отвір клапана необхідно використовувати для входу газу, а радіальний отвір – для виходу газу. Вхід клапана повинен бути підключений до редуктора тиску за допомогою гнучкого з'єднання.

3.2.2 Опис та розрахунок запропонованої конструкції змішувача.

Змішувач – елемент газового обладнання, призначений для приготування газоповітряної суміші певних пропорцій для живлення двигуна на різних режимах його роботи. На входи змішувача надходить, з одного боку, атмосферне повітря і, з іншого боку, газ. Змішувач встановлюється при монтажі газового обладнання на двигун в його повітряну магістраль. Повітряна магістраль після змішувача є вже паливо-повітряною магістраллю.

Надходження повітря в газоповітряну магістраль крім змішувача не допускається, якщо це спеціально не передбачається його конструкцією, і тому слід ретельно підбирати типорозмір змішувача за розмірами повітряної магістралі (труби). Конструкцій змішувачів існує досить багато, і їх слід підбирати конкретно для кожного двигуна.

В даній роботі пропонується конструкція змішувач газоповітряної суміші з центральною вставкою типу «Цепелін». Такий варіант вирішення завдання щодо досягнення необхідного рівня ежекції (втягування газу в камеру) застосовується для високо форсованих двигунів що мають впускний колектор значного діаметру. В таких випадках плавне звужування вхідного каналу змішувальної камери суттєво збільшує гідравлічний опір системи впуску. Відповідно застосування таких вставок оптимізують рішення щодо геометричних та витратних параметрів а також не підвищує гідравлічний опір системи впуску.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						80
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.3 Розрахунок змішувача

Початкові дані для розрахунку

$P_e = 350$ кВт - ефективна потужність двигуна;

$g_e = 0.248$ м³/(кВт год) питома ефективна витрата газового палива;

$\alpha = 1.95$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 9.5$ кмоль/кмоль - теоретично необхідна кількість повітря, для згоряння газового палива

$p_0 = 101300$ Па - тиск навколишнього середовища;

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

$T_0 = 293$ К - температура навколишнього середовища;

$d_{3M} = 0.096$ м - діаметр критичного отвору змішувача;

$\Delta_{\text{щ}} = 0.002$ м - розмір газової щілини змішувача;

$p_B = 145000$ Па - тиск наддуву;

$T_B = 335$ К - температура на виході з компресора;

$\Delta p_{\text{int}} = 3000$ Па - втрати тиску в охолоджувачі наддувочного повітря;

$\Delta T_{\text{int}} = 30$ К - зниження температури повітря в охолоджувачі наддувочного повітря;

$R_T = 519$ кДж/(кг К) - універсальна газова стала для метану;

$p_T = 151300$ Па - тиск газового палива;

$T_T = 310$ К - температура газового палива;

Розрахунок витратних параметрів змішувача
Об'ємна годинна витрата повітря через двигун

$$Q_{\text{Г.пов}} = \alpha \cdot \varphi_{\text{П}} \cdot P_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}}$$

де $\varphi_{\text{П}} = 1.1$ - коефіцієнт продувки

$$Q_{\text{Г.пов}} = \alpha \cdot \varphi_{\text{П}} \cdot P_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}} = 186.186 \text{ м}^3/\text{год}$$

Об'ємна секундна витрата повітря через двигун

$$Q_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{Г.пов}}}{3600}$$

$$Q_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{Г.пов}}}{3600} = 0.052 \text{ м}^3/\text{с}$$

Густина повітря на вході в компресор

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R_{\text{пов}} \cdot T_0}$$

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R_{\text{пов}} \cdot T_0} = 1.205 \text{ кг/м}^3$$

Кількість газоповітряної суміші на виході із змішувача

$$Q_{\text{ГПС}} = Q_{\text{пов}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot \varphi_{\text{П}} \cdot l_0} \right)$$

$$Q_{\text{ГПС}} = Q_{\text{пов}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot \varphi_{\text{П}} \cdot l_0} \right) = 0.054 \text{ м}^3/\text{с}$$

Кількість газоповітряної суміші на виході із змішувача

$$Q_{\text{Г.П}} = Q_{\text{ГПС}} - Q_{\text{пов}}$$

$$Q_{\text{Г.П}} = Q_{\text{ГПС}} - Q_{\text{пов}} = 0.003 \text{ м}^3/\text{с}$$

Об'ємні доли повітря та газу в газоповітряній суміші
повітря:

$$r_{\text{пов}} = \frac{\alpha \cdot l_0}{\alpha \cdot l_0 + 1} = 0.949 \quad \text{або у \%} \quad r_{\text{пов}} \cdot 100 = 94.878$$

газового палива:

$$r_{\text{г.п}} = \frac{1}{\alpha \cdot l_0 + 1} = 0.051 \quad \text{або у \%} \quad r_{\text{г.п}} \cdot 100 = 5.122$$

Геометричні параметри змішувальної камери:

прохідна площа змішувального отвору в критичному перерізі, в м²

$$f_{\text{зм}} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{зм}} - d_{\text{ц.в}})^2}{4}$$

де $d_{\text{ц.в}} = 0.022$ м - діаметр цепелінової встави в змішувальній камері;

$$f_{\text{зм}} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{зм}} - d_{\text{ц.в}})^2}{4} = 4.301 \times 10^{-3}$$

прохідна площа щілини дозування газу, в м²

$$f_{\text{д}} = \pi \cdot d_{\text{зм}} \cdot \Delta_{\text{щ}}$$

$$f_{\text{д}} = \pi \cdot d_{\text{зм}} \cdot \Delta_{\text{щ}} = 6.032 \times 10^{-4}$$

Температура повітря після нагнітача

$$T_{\text{в}} = T_0 \cdot \left(\frac{p_{\text{в}}}{p_0} \right)^{\frac{n_{\text{к}} - 1}{n_{\text{к}}}}$$

де $n_K = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітанні;

$$T_B = T_0 \cdot \left(\frac{p_B}{p_0} \right)^{\frac{n_K-1}{n_K}} = 335.2 \text{ K}$$

Температура повітря після охолоджувача

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

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

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 285.2 \text{ K}$$

Тиск повітря після охолоджувача

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{int} = 142000 \text{ Па}$$

Густина повітря після охолоджувача

$$\rho_{int} = \frac{p_{int}}{R_{пов} \cdot T_{int}}$$

$$\rho_{int} = \frac{p_{int}}{R_{пов} \cdot T_{int}} = 1.735 \text{ кг/м}^3$$

Загальна зміна густини повітря під час стиснення з урахуванням охолодження повітря

$$\Delta \rho = \frac{\rho_{int}}{\rho_0}$$

$$\Delta \rho = \frac{\rho_{int}}{\rho_0} = 1.44$$

Швидкість руху повітря через вузький отвір змішувача

$$w_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{пов}}}{\mu_{\text{зм}} \cdot f_{\text{зм}}}$$

де $\mu_{\text{зм}} = 0.75$ - коефіцієнт витрати центрального отвору змішувача;

$$w_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{пов}}}{\mu_{\text{зм}} \cdot f_{\text{зм}}} = 16.034 \quad \text{м/с}$$

Густина газового палива

$$\rho_{\text{г.п}} = \frac{p_{\text{г}}}{R_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}}}$$

$$\rho_{\text{г.п}} = \frac{p_{\text{г}}}{R_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}}} = 0.94$$

Швидкість руху газового палива через дозуючу щілину

$$w_{\text{г.п}} = \frac{Q_{\text{г.п}}}{\mu_{\text{д}} \cdot f_{\text{д}}}$$

де $\mu_{\text{д}} = 0.70$ - коефіцієнт витрати газової щілини;

$$w_{\text{г.п}} = \frac{Q_{\text{г.п}}}{\mu_{\text{д}} \cdot f_{\text{д}}} = 6.011$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі рідкого палива дизельного двигуна 6ЧН 26/34 та запропоновано заходи щодо її переведення на газодизельний робочий цикл. Окремо описано систему подачі газового палива. Виявлено проблеми щодо переходу з одного виду палива на інший що передбачає як заміну розпилювача з необхідними витратними характеристиками і встановлення газоповітряного змішувача. Розраховано витратні та геометричні параметри системи подачі палива, за умови переходу з дизельного на газодизельний робочий цикл. Для запропонованої системи газового палива запропоновано вдосконалене конструктивне рішення газоповітряного змішувача.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		86

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

4.1. Загальні положення.

Зі збільшенням виробництва двигунів збільшується викид у навколишнє середовище різних, шкідливих речовин, таких як: чадний газ, окиси азоту, сажа та інші, що згубно впливає на здоров'я людини, стан живих організмів і рослин. Крім того, двигун є об'єктом підвищеної небезпеки, що пов'язане з ризиком для здоров'я, і життя. Тому при проектуванні двигуна необхідно враховувати вимоги закону «Про охорону праці», щоб забезпечити безпечну експлуатацію двигуна.

До основних небезпечних і шкідливих факторів при роботі двигуна внутрішнього згоряння відповідно до ДСТУ 12.0.003-74 відносяться:

- наявність частин, що рухаються, (шестерні, штовхачі, вали і т.д.);
- наявність трубопроводів по яких протікають гарячі рідини і відпрацьовані гази;
- шумність та наявність вібрації деталей двигуна
- викиди продуктів згоряння;
- наявність електроустаткування, що працює при напрузі 12-24 в.

4.2 Основні проблеми безпечної експлуатації ДВЗ та заходи їх реалізації.

Для забезпечення безпечної та надійної експлуатації двигуна необхідно задіяти комплекс наступних заходів:

- деталі двигуна, що мають підвищену температуру, необхідно надійно ізолювати та екранувати;
- місця з'єднань трубопроводів, для підводу повітря, газів, мастила, та палива під високим тиском необхідно забезпечити надійне їх з'єднання при різних температурних режимах, для чого пропонується застосовувати прокладки, що витримують високі тиски і температуру;
- усі відкриті обертові деталі необхідно захистити щитками;

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		87

- для зниження вібрації та шуму двигуна і його агрегатів під час роботи, рекомендовано встановлювати між двигуном і рамою пружних елементів (подушок двигуна);
- за рахунок встановлення аварійно-світлової та аварійно-шумової сигналізація, забезпечити безпеку обслуговуючого персоналу;
- для зниження шумовипромінювання двигуна і його агрегатів, рекомендується встановлення глушника комбінованого типу;
- створити умови щодо забезпечення умов протипожежної безпеки;
- встановити дистанційне керування, та прилади контролю основних параметрів роботи двигуна;
- забезпечити встановлення системи очищення та нейтралізації токсичних речовин у відповідності з нормами EURO 2.

4.2.1 Безпека праці

Найбільш тепло напружені деталі охолоджуються рідиною з системи охолодження, випускні колектори теплоізолюються. На застосовані з'єднання, що забезпечують надійне ущільнення стику і безпечне обслуговування в умовах експлуатації. Пасова передача привода водяного насоса і генератора не має захисних кожухів, що може привести до травм при експлуатації двигуна.

Двигун обладнаний датчиками, які дозволяють попередити водія при підвищенні температури води й мастила вище припустимої 95°C і 85°C, а також при падінні тиску мастила нижче припустимої величини 0.2 МПа.

Для захисту двигуна від «розносу» на паливному насосі високого тиску встановлений всережимний регулятор частоти обертання колінчатого валу двигуна.

З метою забезпечення безпеки при транспортуванні і ремонті двигуна на ньому є рим-болти, що використовуються для його підйому і закріплення при транспортуванні. Складальні одиниці, що підлягають частому розбиранню і зборці, забезпечують легкість і швидкість виконуваних операцій.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		88

4.2.2 Пожежна безпека.

Забезпечення пожежної безпеки при експлуатації двигуна передбачає ряд наступних заходів:

- встановлення іскрогасника і глушника;
- раціональне розташування випускних колекторів, що дозволяє запобігти випадковому попаданню на них пальних речовин (палива й мастила);
- забезпечення герметичності паливо і мастилопроводів, за рахунок встановлення мідно-азбестових прокладок;
- при експлуатації двигуна необхідно передбачити місце для встановлення вогнегасника вуглекислотного ОУ-2 або порошкового типу ОП-5 відповідно до ДСТУ 12.1.004-91.

4.2.3 Виробнича санітарія

Великий вплив на самопочуття і працездатність людини робить мікроклімат. Оптимальні і припустимі значення температури, відносної вологості і швидкості прямуювання повітря в робочій зоні виробничих помешкань з урахуванням теплових надлишків, ваги виконуваних робіт і періоду року встановлені Санітарними нормами мікроклімату виробничих помешкань (СН 4088-86) і ДСТУ 12.1.005 - 76 .

Одним з основних питань охорони праці є організація раціонального освітлення робочих місць. Сприятливі умови зорової роботи роблять позитивний психологічний вплив на людину, сприяє зберіганню його здоров'я і працездатності в процесі праці.

У залежності від джерела світла виробниче освітлення підрозділяється на природне, сполучене і штучне.

Природне світло має значною біологічною і гігієнічну цінність для людини, тому в денний час для освітлення виробничих помешкань необхідно використовувати природне світло.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						89
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для захисту від шкідливих речовин, що утримуються в повітрі робочої зони на підприємстві застосовують комплекс організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і медико-біологічних заходів. Основними з них є:

- своєчасний контроль за утриманням шкідливих речовин у повітрі робочої зони;
- спеціальне підготування й інструктаж обслуговуючого персоналу;
- удосконалювання технологічних процесів і їхньої раціоналізації, у тому числі заміна шкідливих речовин нешкідливими;
- встановлення місцевої витяжної вентиляції для видалення шкідливих речовин безпосередньо від місць їхньої утворення (від вихлопних труб ДВЗ, посад зварювання і пайки, місць готування фарб і ін.);
- регулярне прибирання помешкань, що характеризуються значним виділенням пилуки;
- застосування засобів індивідуального захисту працюючих (спецодяг, захисні окуляри, дерматологічні засоби, респіратори і ін.);
- попередні і періодичні медичні огляди, профілактичне живлення і дотримання правил особистої гігієни.

4.2.4 Інженерна екологія.

З розвитком транспорту та сільськогосподарської техніки, збільшилось в значній мірі забруднення повітря відпрацьованими газами, у містах, населених пунктах і промислових районах.

Гази двигунів, що відпрацьовали, внутрішнього згоряння містять цілий ряд токсичних речовин, що неблаготворно діють на живі організми. Серед них: окис вуглецю, окисли азоту, вуглеводневі сполуки, тощо.

Крім того, двигун, є джерелом підвищеного шуму. З підвищенням рівня шуму можлива довго тривалість перебування людини в цих умовах різко скорочується.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						90
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Також двигуни забруднюють навколишнє середовище під час виготовлення, експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні, що насамперед пов'язано з необхідністю зливу відпрацьованих паливо-мастильних матеріалів, та прямого контакту з двигуном під час обкатки та випробувань.

Тому основними задачами конструкторів є зниження витрати палива і зниження токсичності відпрацьованих газів, зниження рівня шуму і вібрації двигунів.

Для реалізації вищеописаних завдань, безупинно йде удосконалювання робочого процесу, конструкції органів паливopодачі та інших механізмів і деталей двигуна, пошук нових нетрадиційних схем двигунів, здійснюється конвертація двигунів для роботи на альтернативних, менш токсичних паливах, збільшується надійність деталей і механізмів, знижується трудомісткість технічної експлуатації і ремонту.

4.3 Визначення рівня шуму та вібрації проектного двигуна.

Проведемо наближену оцінку рівня звуку, спроектованого двигуна по емпіричній формулі:

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

де $n_n = 500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу;

$n = 500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу;

$Pe = 350 \text{ кВт}$ номінальна потужність.

$$L = [54 + 10 \cdot \lg(500 \cdot 350 \cdot 0.55) + 30 \cdot \lg(500/500)] = 85.275 \text{ дБа},$$

Зниження рівню шуму досягається шляхом встановлення гумових подушок між двигуном і рамою, а також шумоізоляцією капота і усього відсіку, де знаходиться двигун.

Трьохоктавний рівень вібрації на лапі двигуна над амортизатором визначається по формулі:

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						91
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{n_H \cdot Pe^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{Pe}{M}\right)}{1 + \left(\frac{f}{M}\right)^3 \cdot \frac{M}{Pe}} \right) + 30 \cdot \lg \left(\frac{n}{n_H} \right)$$

де $M = 10500$ кг – маса двигуна;

$f = 8.3$ с⁻¹ – частота обертання;

$Pe = 350$ кВт – потужність двигуна;

$n_H = 500$ хв⁻¹ – номінальна частота обертання;

$n = 500$ хв⁻¹ – робоча частота обертання.

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{500 \cdot 350^{0.55} \cdot \left(1 + \frac{350}{10500}\right)}{1 + \left(\frac{8.3}{10500}\right)^3 \cdot \frac{10500}{350}} \right) + 30 \cdot \lg \left(\frac{500}{500} \right) = 86,741 \text{ дБа}$$

Для зниження рівня вібрації двигуна встановимо на двигун динамічно збалансований колінчатий вал. Плавність роботи двигуна на всіх режимах досягається правильним підбором противаг на колінчатий вал двигуна.

Для боротьби з вібраціями, переданими на раму, у місцях кріплення двигуна встановимо пружні елементи (подушки двигуна).

Рівень вібрації не перевищує допустимого відповідно до ДСТУ 2.1.012-90.

Таблиця 4.1 - Допустимі рівні вібрації

Середні частоти октавних полос, Гц	2	4	8	16	32	63
Рівень вібрації по прискоренню, дБ	112	109	110	115	121	127

4.4 Висновки по розділу.

В розділі розглянуто та описано основні небезпечні фактори, які негативно впливають на навколишнє середовище. Розглянуто та описано шкідливі фактори що з'являються під час експлуатації двигуна. Розраховано параметри шумності та вібрації для проектного двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 350 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення елементів паливної апаратури.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція на базі прототипу 6ЧН 25/34. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі рідкого палива. Окремо описано систему подачі газового палива. Виявлено проблеми щодо переходу з одного виду палива на інший що передбачає як заміну розпилювача з необхідними витратними характеристиками та і встановлення газоповітряного змішувача. Розраховано витратні та геометричні параметри системи подачі палива, за умови переходу з дизельного на газодизельний робочий цикл. Для запропонованої системи газового палива запропоновано вдосконалене конструктивне рішення газоповітряного змішувача.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.24.25.ПЗ	Арку
						93
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil 1 I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko 11 Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.
3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.
4. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» 1 С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей 1 Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
6. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» 1 За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
8. Система стандартів безпеки праці