

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Покращення масо-габаритних показників дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 415 кВт, за рахунок оптимізації агрегату наддуву. Прототип 6ЧН 25/34

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ **Ігнатенко О.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2023 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)
«___» _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Ігнатенко Олександрову Вадимовичу

1. Тема роботи: «Покращення масо-габаритних показників дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 415 кВт, за рахунок оптимізації агрегату наддуву. Прототип 6ЧН 25/34»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.23 за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 20.11.2023 року.

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. Оптимізація агрегату наддуву.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

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

3. Схема системи наддуву (ПС) 4. Турбокомпресор (СК). 5. Плани швидкостей руху повітряного потоку. 6 Індикаторна діаграма (ІД)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «11» вересня 2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	18.09.2023	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	02.10.2023	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	16.10.2023	
4.	Розробка конструкції поршня	30.10.2023	
5.	Захист навколишнього середовища	6.11.2023	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	9.11.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	10.11.2023	
8.	Робота з кресленням схеми системи наддуву	10.11.2023	
9.	Робота з складальним кресленням турбо-компресору	10.11.23	
10.	Робота з кресленням планів швидкості колеса	10.11.23	
11.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	13.11.23	
12.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.11.23	

Студент

(підпис)

Ігнатенко О.В.

Керівник роботи

(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення масо-габаритних показників стаціонарної електростанції, потужністю 415 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок оптимізації агрегату наддуву.

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

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

Описано систему наповнення штатного двигуна, та розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено низьку ефективність роботи штатного агрегату наддуву на різних режимах роботи двигуна внаслідок не оптимального вибору типорозміру турбокомпресору. Здійснено перерахунок типорозміру у відповідності до вихідних параметрів дизельного двигуна. Виконано розрахунок вхідних та вихідних параметрів робочого тіла на вході та виході з колеса компресора та турбіни.

Описано проблеми шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду основних токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано основні небезпеки які можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: електростанція, дизель, робочий цикл, система наддуву, турбокомпресор, токсичні викиди, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the weight and dimensions of a stationary power plant with a capacity of 415 kW, designed on the basis of the 6CHN 25/34 prototype engine, by optimizing the supercharger.

The object of engine installation, which is a stationary diesel 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 intake system of a standard engine is described, and its advantages and disadvantages are considered. The low efficiency of the standard supercharging unit at different engine operating modes due to the suboptimal choice of the turbocharger size is revealed. The size was recalculated in accordance with the output parameters of the diesel engine. The input and output parameters of the working fluid at the inlet and outlet of the compressor and turbine wheels are calculated.

The problems of the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are described. Quantitative indicators of emissions of the main toxic components of the designed engine are determined. The main hazards that may arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

Keywords: power plant, diesel engine, duty cycle, supercharging system, turbocharger, toxic emissions, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	6
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	6
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	10
1.3 Висновки по розділу	16
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	17
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	17
2.2. Побудова індикаторної діаграми	30
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	37
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	45
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	51
РОЗДІЛ 3. ОПТИМІЗАЦІЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ	53
3.1. Опис будови та роботи штатної системи повітропостачання дизеля	53
3.2. Опис будови та технічні характеристики штатного турбокомпресору	57
3.3. Оптимізація агрегату наддуву	59
3.4. Розрахунок параметрів турбокомпресору	61
3.5. Висновки по розділу	101
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	102
4.1. Захист навколишнього середовища	102
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	106
4.3 Висновок по розділу	109

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Ізнатенко О</i>			<i>Пояснювальна записка</i>	Лист.	Аркуш
Перевірив		<i>Швець І.А.</i>					2
						<i>ПННІ НУК</i>	
Н. Контр.		<i>Швець І.А.</i>					
Затвердив.		<i>Нестеренко</i>					

ВИСНОВКИ	110
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	111
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація дизель-генераторна електростанція	
Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 25/34	
Додаток 3 Специфікація турбокомпресор ТКР-16	

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

На суднах морського і річкового флоту, а також на установках іншого функціонального призначення, таких як стаціонарні дизель-генераторні установки застосовують дизелі з турбонаддувом. Для забезпечення високих техніко-економічних показників спільної роботи дизелів і системи наддуву є необхідність узгодження їх характеристик в процесі експлуатації.

Вихідні показники дизельного двигуна з наддувом, безпосередньо залежать від роботи турбокомпресору. Саме він забезпечує потрібний тиск та густину повітряного потоку перед клапанами, а також витрату повітря необхідну для повного згоряння дизельного палива, що головним шляхом підвищення потужності двигуна.

Тренд на підвищення економічності комбінованих двигунів внутрішнього згоряння збережеться й у найближчому десятиріччі. Підвищення економічності насамперед вимагають комбіновані двигуни різного функціонального призначення, виробництво яких останнім часом розширюється.

Вдосконалення у зв'язку з цим потребують системи газотурбінного наддуву і процеси в їх елементах. Вказані проблеми вирішуються поетапно та поступово опираючись на дані розрахункового дослідження а також експериментального підтвердження отриманих результатів. Якість отриманих результатів при цьому залежить від точності та адекватності застосованих математичних моделей розрахунку.

Вирішення описаних вище проблем дасть можливість не лише знизити масо-габаритні показники установки та зменшити витрати на її виробництво, а також покращить її вихідні техніко-економічні показники, в чому і полягає **актуальність даної роботи.**

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо покращення масо-габаритних показників роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 415 кВт спроектованої на базі 6ЧН 25/34, за рахунок оптимізації агрегату наддуву.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- 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;
- проаналізувати та описати систему наповнення штатного двигуна, виявити її переваги та недоліки. Перевірити вихідні параметри штатного агрегату наддуву щодо їх відповідності критеріям ефективності, та у випадку їх невідповідності надати рекомендації щодо комплексу заходів для їх покращення. Визначити вихідні параметри турбокомпресора та проаналізувати отримані результати;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі наповнення дизельного двигуна, та їх вплив на ефективність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з покращенням масо-габаритних показників роботи дизельного двигуна для стаціонарної електростанції завдяки оптимізації агрегату наддуву.

Апробацію результатів роботи здійснено на І-й студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження як енергетична безпека України» що проходила в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						5
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 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						6
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;
- комплекту документації.

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 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
						7
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:

$P_e = 415 \text{ кВт}$ - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380 \text{ В}$ - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання ротору генератора;

$f = 50 \text{ Гц}$ - 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

$$P'_{\text{ген}} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

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

$$P'_{\text{ген}} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 415 \cdot 0.985 = 408.775$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

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

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

$$P_H = \frac{P'_{\text{ген}}}{\cos \varphi} = \frac{408.775}{0.850} = 480.912$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{480.912 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 730.67$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 480.912 \cdot 1.080 = 519.385$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{519.385 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 789.123$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 519.385 \cdot 1.1 = 571.323$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{571.323 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 868.036$$

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 400-500, на базі якого буде створено дизель-генераторну установку моделі ДвГА - 415.

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.

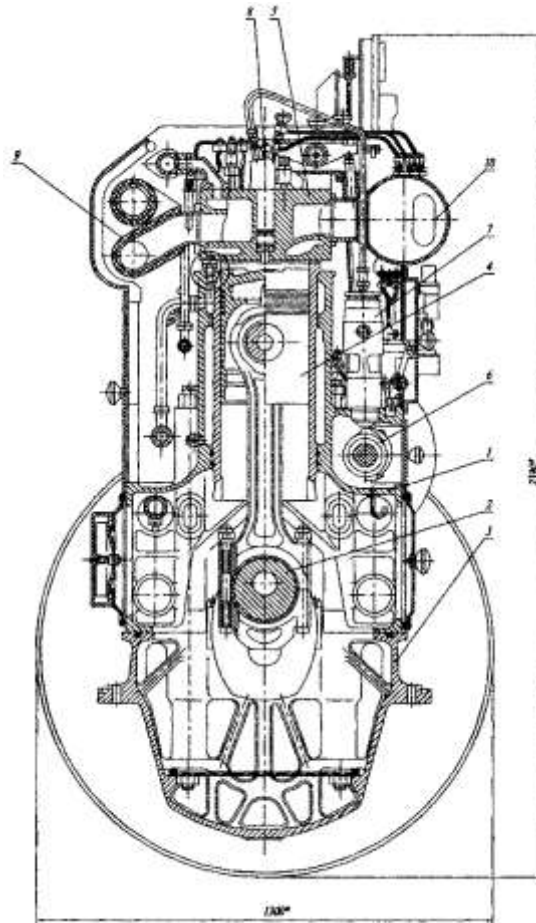


Рис. 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 25/34

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

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

Нижня площина блок-картера скріплюється 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 задньою кришками, передніми і задніми кожухами, утворює герметичну порожнину, що забезпечує стік масла до місця його забору.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

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 маслзаспокійливі сітки.

Блок-картер відлитий з чавуну. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку 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 блоку є частиною картера дизеля. Форма блоку забезпечує як жорсткість конструкції, так і зручність монтажу вузлів і деталей, які на ньому встановлені.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

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 сталевалюмінієві. 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 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. Мاستило 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 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

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

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 різбовий 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 кривошипи 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 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 блок-картера. Крайній

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

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. З шестернею розподільного валу, за допомогою болтів, жорстко з'єднується шестерня привода регулятора. До заднього торця валу болтом кріпиться пусковий кулак.

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 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 415$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 500$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 2.0$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 155$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 160$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 770$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.55$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.86$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.96$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{155}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 343.7$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

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

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 343.7 - 50 = 293.7$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 155 - 3 = 152$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 155 = 147.25$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{770} \cdot \frac{160}{12.5 \cdot 147.25 - 160} = 0.037$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.04 \cdot 770}{1 + 0.04} = 319.86$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{147.25}{155} \cdot \frac{293.668}{319.863 \cdot (1 + 0.037)} = 0.914$$

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

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

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

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{152 \cdot 10^3}{287 \cdot 293.668} = 1.803$$

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

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.803 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.599$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.377$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 147.25 \cdot 12.5^{1.377} = 4769.802$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 319.86 \cdot 12.5^{1.38-1} = 828.9$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 828.895 = 22.067$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірки;

$W = 0$ - вміст води;

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

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

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

Параметри робочого тіла

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

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

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

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

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2 \cdot 0.495 = 0.989$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2 - 1) \cdot 0.495 = 0.104$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2 \cdot 0.495 = 0.781$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.104 \\ 0.781 \end{pmatrix} = 1.022$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.022}{0.989} = 1.033$$

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

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.033 + 0.037}{1.000 + 0.037} = 1.032$$

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

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.022} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.104 \cdot 23.3 \\ 0.781 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.176$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.0219} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.1039 \cdot 0.0015 \\ 0.7814 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.176 + 8.314 = 31.49$$

$$b' = b = 0.00178$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 4769.802 = 7393.194$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00178 \cdot 1.03198 = 0.00184$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.49 \cdot 1.032 = 32.497$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.86 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.989 \cdot (1 + 0.037)} = 3.558 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.067 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 828.895 = 2.897 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 35575.131 + 28972.645 = 64547.776$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.497^2 + 4 \cdot 1.841 \times 10^{-3} \cdot 6.455 \times 10^4 = 1.531 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.497 + \sqrt{1531.299}}{2 \cdot 0.002} = 1802.289$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.032 \cdot 1.802 \times 10^3}{1.55 \cdot 828.895} = 1.448$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.448}{12.5} = 0.116 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 11.581$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.448} = 8.635$$

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

$$n_2 = 1.227$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7393.194}{8.635^{1.227}} = 524.876$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1802.289}{8.635^{1.227-1}} = 1104.832$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1104.832}{\sqrt[3]{\frac{524.876}{160}}} = 743.562$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 743.562|}{770} \cdot 100 = 3.433 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме

значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.448 - 1) = 0.694$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.448}{1.227 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.635^{1.227 - 1}} \right) = 3.825$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.377 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.377 - 1}} \right) = 1.629$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4769.802}{12.5 - 1} \cdot [0.694 + (3.825 - 1.629)] = 1198.748$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.96 \cdot 1198.748 = 1150.799$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{2 \cdot 14.317 \cdot 1150.799}{0.914 \cdot 42447.806 \cdot 1.803} = 0.471$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.471 \cdot 42447.806} = 0.18$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

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

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

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 500}{30} = 5.667 \quad \text{м/с - середня швидкість поршня;}$$

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

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1150.799 - 154.867 = 995.932$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{995.932}{1150.799} = 0.865$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.471 \cdot 0.865 = 0.408$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.408 \cdot 42447.806} = 0.208$$

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

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.208 \cdot 415 = 86.337$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{415 \cdot 10^3}{995.932 \cdot 500} = 100.007$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100.007}{6} = 16.668$$

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.668}{\pi \cdot 1.36}} = 249.891$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.25$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.891 = 339.851$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.34$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

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

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \pi \cdot 10^3} = \frac{995.932 \cdot 100.138 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 415.545$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{415.545 + 415}{2} = 415.273$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|415.545 - 415|}{415.273} \cdot 100 = 0.131 \text{ \%,}$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

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

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

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.451 \times 10^{-3} \cdot 1.448 = 2.101 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi)/V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в м^3 ; p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00145$	$p(0) = 147.25$	$V(180) = 0.01814$	$p(180) = 147.25$
$V(10) = 0.00161$	$p(10) = 147.25$	$V(190) = 0.01805$	$p(190) = 148.314$
$V(20) = 0.00208$	$p(20) = 147.25$	$V(200) = 0.01776$	$p(200) = 151.586$
$V(30) = 0.00284$	$p(30) = 147.25$	$V(210) = 0.01729$	$p(210) = 157.321$
$V(40) = 0.00384$	$p(40) = 147.25$	$V(220) = 0.01663$	$p(220) = 165.983$
$V(50) = 0.00506$	$p(50) = 147.25$	$V(230) = 0.01579$	$p(230) = 178.31$
$V(60) = 0.00642$	$p(60) = 147.25$	$V(240) = 0.01477$	$p(240) = 195.438$
$V(70) = 0.00789$	$p(70) = 147.25$	$V(250) = 0.01359$	$p(250) = 219.097$
$V(80) = 0.00938$	$p(80) = 147.25$	$V(260) = 0.01228$	$p(260) = 251.971$
$V(90) = 0.01086$	$p(90) = 147.25$	$V(270) = 0.01086$	$p(270) = 298.304$
$V(100) = 0.01228$	$p(100) = 147.25$	$V(280) = 0.00938$	$p(280) = 365.02$
$V(110) = 0.01359$	$p(110) = 147.25$	$V(290) = 0.00789$	$p(290) = 463.787$
$V(120) = 0.01477$	$p(120) = 147.25$	$V(300) = 0.00642$	$p(300) = 614.904$
$V(130) = 0.01579$	$p(130) = 147.25$	$V(310) = 0.00506$	$p(310) = 854.55$
$V(140) = 0.01663$	$p(140) = 147.25$	$V(320) = 0.00384$	$p(320) = 1246.922$
$V(150) = 0.01729$	$p(150) = 147.25$	$V(330) = 0.00284$	$p(330) = 1895.784$
$V(160) = 0.01776$	$p(160) = 147.25$	$V(340) = 0.00208$	$p(340) = 2906.742$
$V(170) = 0.01805$	$p(170) = 147.25$	$V(350) = 0.00161$	$p(350) = 4133.652$
$V(360) = 0.00145$	$p(360) = 4769.802$	$V(540) = 0.01814$	$p(540) = 524.876$
$V(370) = 0.00161$	$p(370) = 7393.194$	$V(550) = 0.01805$	$p(550) = 160$
$V(380) = 0.00208$	$p(380) = 7393.194$	$V(560) = 0.01776$	$p(560) = 160$

V(390) = 0.00284	p(390) = 5115.694	V(570) = 0.01729	p(570) = 160
V(400) = 0.00384	p(400) = 3521.885	V(580) = 0.01663	p(580) = 160
V(410) = 0.00506	p(410) = 2515.064	V(590) = 0.01579	p(590) = 160
V(420) = 0.00642	p(420) = 1875.811	V(600) = 0.01477	p(600) = 160
V(430) = 0.00789	p(430) = 1458.96	V(610) = 0.01359	p(610) = 160
V(440) = 0.00938	p(440) = 1178.612	V(620) = 0.01228	p(620) = 160
V(450) = 0.01086	p(450) = 984.603	V(630) = 0.01086	p(630) = 160
V(460) = 0.01228	p(460) = 847.107	V(640) = 0.00938	p(640) = 160
V(470) = 0.01359	p(470) = 747.892	V(650) = 0.00789	p(650) = 160
V(480) = 0.01477	p(480) = 675.485	V(660) = 0.00642	p(660) = 160
V(490) = 0.01579	p(490) = 622.477	V(670) = 0.00506	p(670) = 160
V(500) = 0.01663	p(500) = 583.982	V(680) = 0.00384	p(680) = 160
V(510) = 0.01729	p(510) = 556.748	V(690) = 0.00284	p(690) = 160
V(520) = 0.01776	p(520) = 538.626	V(700) = 0.00208	p(700) = 160
V(530) = 0.01805	p(530) = 528.253	V(710) = 0.00161	p(710) = 160

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 19792.692$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.979 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.186 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.186 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.138 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.151 \times 10^3 - 1.138 \times 10^3|}{1.151 \times 10^3 + 1.138 \times 10^3} \cdot 100 = 1.076$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

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

$d' = 30^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 50^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.77 \times 10^3 = 5.724 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 7.393 \times 10^3 = 7.393 \times 10^3$$

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

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 147.25$	$V(\varphi_r) = 1.451 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 147.25$	$V(\varphi_d) = 0.018$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4769.802$	$V(\varphi_c) = 1.451 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7393.194$	$V(\varphi_z) = 1.453 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 524.876$	$V(\varphi_b) = 0.018$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.354 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.424 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.526 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.807 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 380$	$p(\varphi_{z'}) = 7.393 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.079 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 622.477$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 160$	$V(\varphi_{r'}) = 7.885 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 147.25$	$V(\varphi_{r''}) = 5.059 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 157.321$	$V(\varphi_{d'}) = 0.017$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.724 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.451 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 370$	$p_{zд} = 7.393 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.61 \times 10^{-3}$

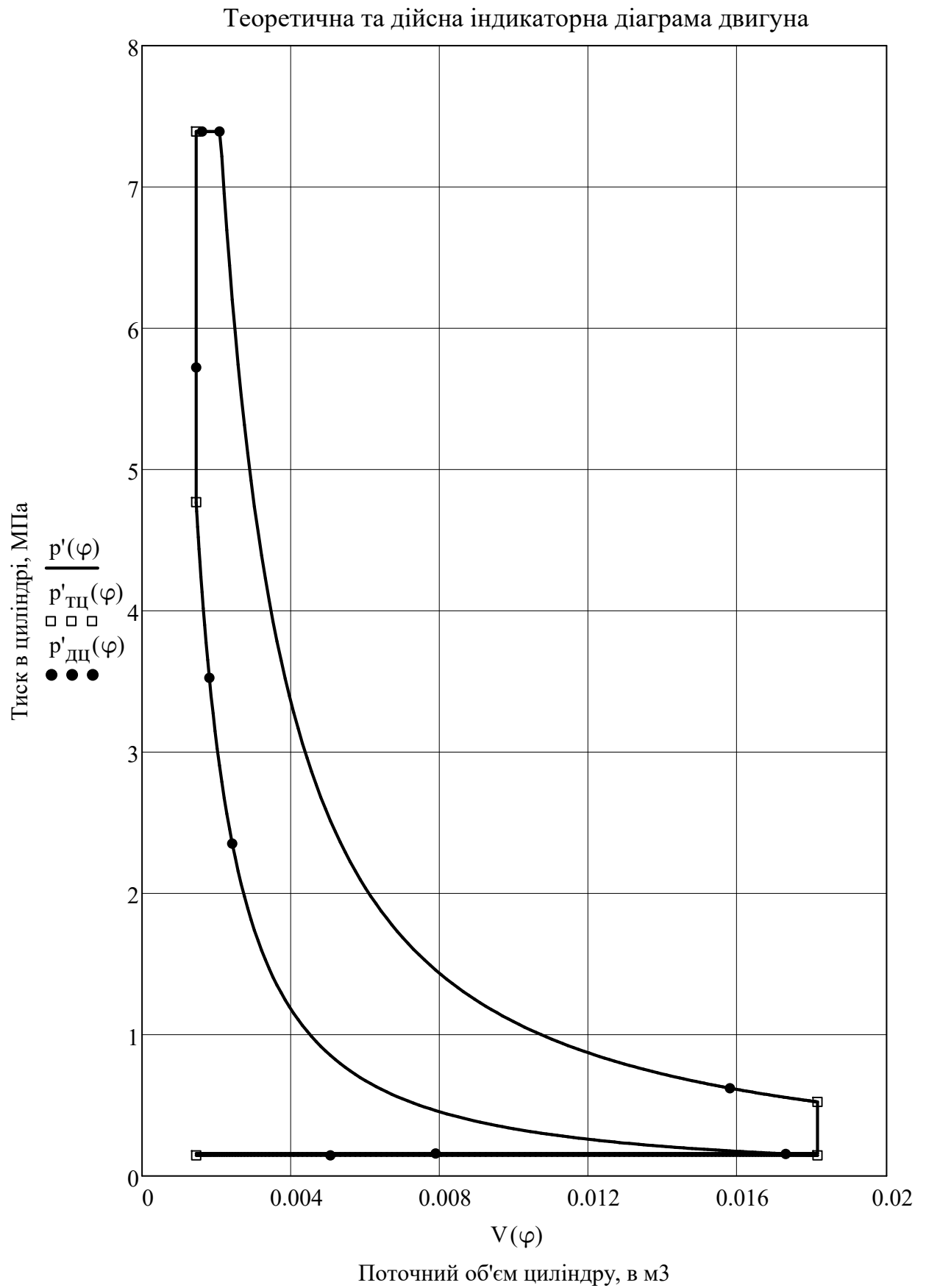


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

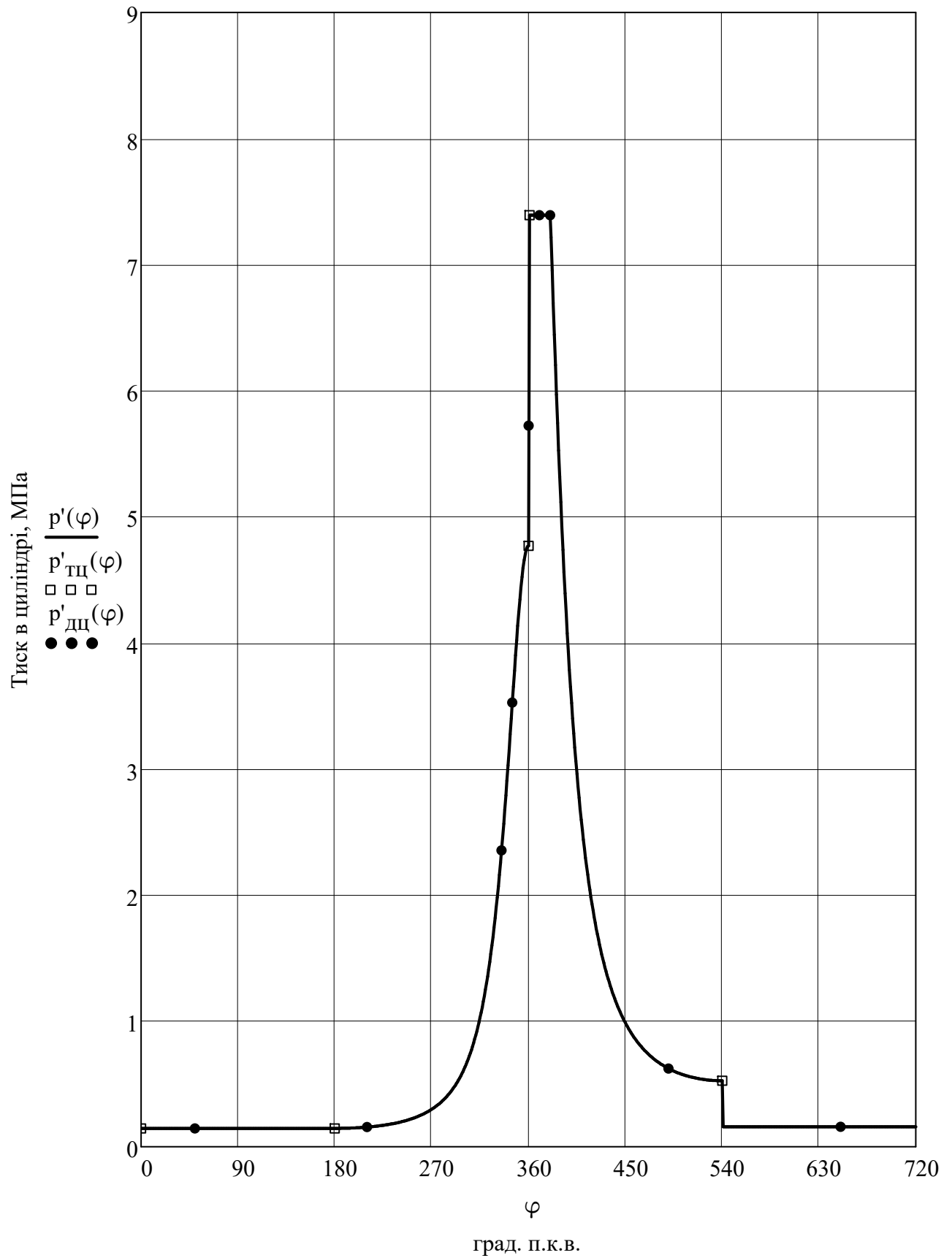


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

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

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

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

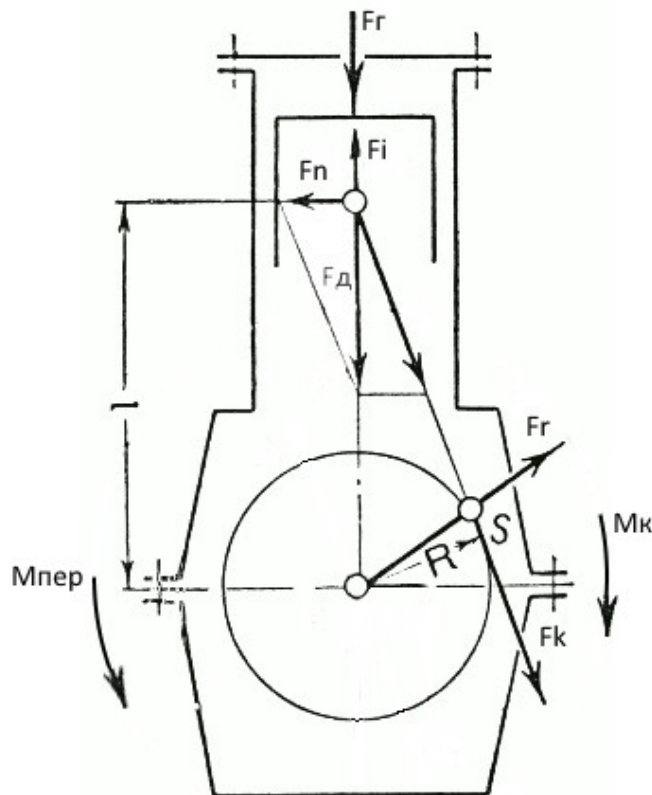


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 53.0$ кг - маса комплекту поршня

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

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 53.0 + \frac{1}{3} \cdot 64.75 = 74.583$$

Радіус кривошипу, в м

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

Довжина шатуна, в м

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

Площа поршня, в м²

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

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

$F_r(0) = 2.256$	$F_i(0) = -43.659$	$F_d(0) = -41.404$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 2.256$	$F_i(30) = -34.553$	$F_d(30) = -32.297$	$M_k(30) = -3.359$
$F_r(60) = 2.256$	$F_i(60) = -12.931$	$F_d(60) = -10.675$	$M_k(60) = -1.778$
$F_r(90) = 2.256$	$F_i(90) = 8.899$	$F_d(90) = 11.154$	$M_k(90) = 1.896$
$F_r(120) = 2.256$	$F_i(120) = 21.83$	$F_d(120) = 24.085$	$M_k(120) = 3.08$
$F_r(150) = 2.256$	$F_i(150) = 25.654$	$F_d(150) = 27.91$	$M_k(150) = 1.842$
$F_r(180) = 2.256$	$F_i(180) = 25.862$	$F_d(180) = 28.117$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.75$	$F_i(210) = 25.654$	$F_d(210) = 28.404$	$M_k(210) = -1.875$
$F_r(240) = 4.621$	$F_i(240) = 21.83$	$F_d(240) = 26.451$	$M_k(240) = -3.383$
$F_r(270) = 9.67$	$F_i(270) = 8.899$	$F_d(270) = 18.569$	$M_k(270) = -3.157$
$F_r(300) = 25.211$	$F_i(300) = -12.931$	$F_d(300) = 12.281$	$M_k(300) = -2.045$
$F_r(330) = 88.087$	$F_i(330) = -34.553$	$F_d(330) = 53.534$	$M_k(330) = -5.568$
$F_r(360) = 229.165$	$F_i(360) = -43.659$	$F_d(360) = 185.505$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 246.143$	$F_i(390) = -34.553$	$F_d(390) = 211.591$	$M_k(390) = 22.006$
$F_r(420) = 87.106$	$F_i(420) = -12.931$	$F_d(420) = 74.175$	$M_k(420) = 12.354$
$F_r(450) = 43.359$	$F_i(450) = 8.899$	$F_d(450) = 52.258$	$M_k(450) = 8.884$
$F_r(480) = 28.185$	$F_i(480) = 21.83$	$F_d(480) = 50.015$	$M_k(480) = 6.397$
$F_r(510) = 22.357$	$F_i(510) = 25.654$	$F_d(510) = 48.011$	$M_k(510) = 3.169$
$F_r(540) = 20.792$	$F_i(540) = 25.862$	$F_d(540) = 46.654$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.881$	$F_i(570) = 25.654$	$F_d(570) = 28.536$	$M_k(570) = -1.883$
$F_r(600) = 2.881$	$F_i(600) = 21.83$	$F_d(600) = 24.711$	$M_k(600) = -3.161$
$F_r(630) = 2.881$	$F_i(630) = 8.899$	$F_d(630) = 11.78$	$M_k(630) = -2.003$
$F_r(660) = 2.881$	$F_i(660) = -12.931$	$F_d(660) = -10.05$	$M_k(660) = 1.674$
$F_r(690) = 2.881$	$F_i(690) = -34.553$	$F_d(690) = -31.672$	$M_k(690) = 3.294$
$F_r(720) = 2.881$	$F_i(720) = -43.659$	$F_d(720) = -40.778$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -41.404$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.168$	$F_r(30) = -25.886$	$F_k(30) = -19.759$	$M_{пер}(30) = 3.359$
$F_n(60) = -2.427$	$F_r(60) = -3.236$	$F_k(60) = -10.459$	$M_{пер}(60) = 1.778$
$F_n(90) = 2.954$	$F_r(90) = -2.954$	$F_k(90) = 11.154$	$M_{пер}(90) = -1.896$
$F_n(120) = 5.476$	$F_r(120) = -16.785$	$F_k(120) = 18.12$	$M_{пер}(120) = -3.08$
$F_n(150) = 3.602$	$F_r(150) = -25.972$	$F_k(150) = 10.835$	$M_{пер}(150) = -1.842$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -28.117$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.666$	$F_r(210) = -26.432$	$F_k(210) = -11.027$	$M_{пер}(210) = 1.875$
$F_n(240) = -6.014$	$F_r(240) = -18.433$	$F_k(240) = -19.9$	$M_{пер}(240) = 3.383$
$F_n(270) = -4.918$	$F_r(270) = -4.918$	$F_k(270) = -18.569$	$M_{пер}(270) = 3.157$
$F_n(300) = -2.792$	$F_r(300) = 3.722$	$F_k(300) = -12.031$	$M_{пер}(300) = 2.045$
$F_n(330) = -6.909$	$F_r(330) = 42.907$	$F_k(330) = -32.75$	$M_{пер}(330) = 5.568$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 185.505$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 27.308$	$F_r(390) = 169.589$	$F_k(390) = 129.445$	$M_{пер}(390) = -22.006$
$F_n(420) = 16.864$	$F_r(420) = 22.482$	$F_k(420) = 72.67$	$M_{пер}(420) = -12.354$
$F_n(450) = 13.839$	$F_r(450) = -13.839$	$F_k(450) = 52.258$	$M_{пер}(450) = -8.884$
$F_n(480) = 11.371$	$F_r(480) = -34.855$	$F_k(480) = 37.629$	$M_{пер}(480) = -6.397$
$F_n(510) = 6.196$	$F_r(510) = -44.677$	$F_k(510) = 18.639$	$M_{пер}(510) = -3.169$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -46.654$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.683$	$F_r(570) = -26.554$	$F_k(570) = -11.078$	$M_{пер}(570) = 1.883$
$F_n(600) = -5.618$	$F_r(600) = -17.221$	$F_k(600) = -18.591$	$M_{пер}(600) = 3.161$
$F_n(630) = -3.12$	$F_r(630) = -3.12$	$F_k(630) = -11.78$	$M_{пер}(630) = 2.003$
$F_n(660) = 2.285$	$F_r(660) = -3.046$	$F_k(660) = 9.846$	$M_{пер}(660) = -1.674$
$F_n(690) = 4.088$	$F_r(690) = -25.385$	$F_k(690) = 19.376$	$M_{пер}(690) = -3.294$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -40.778$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

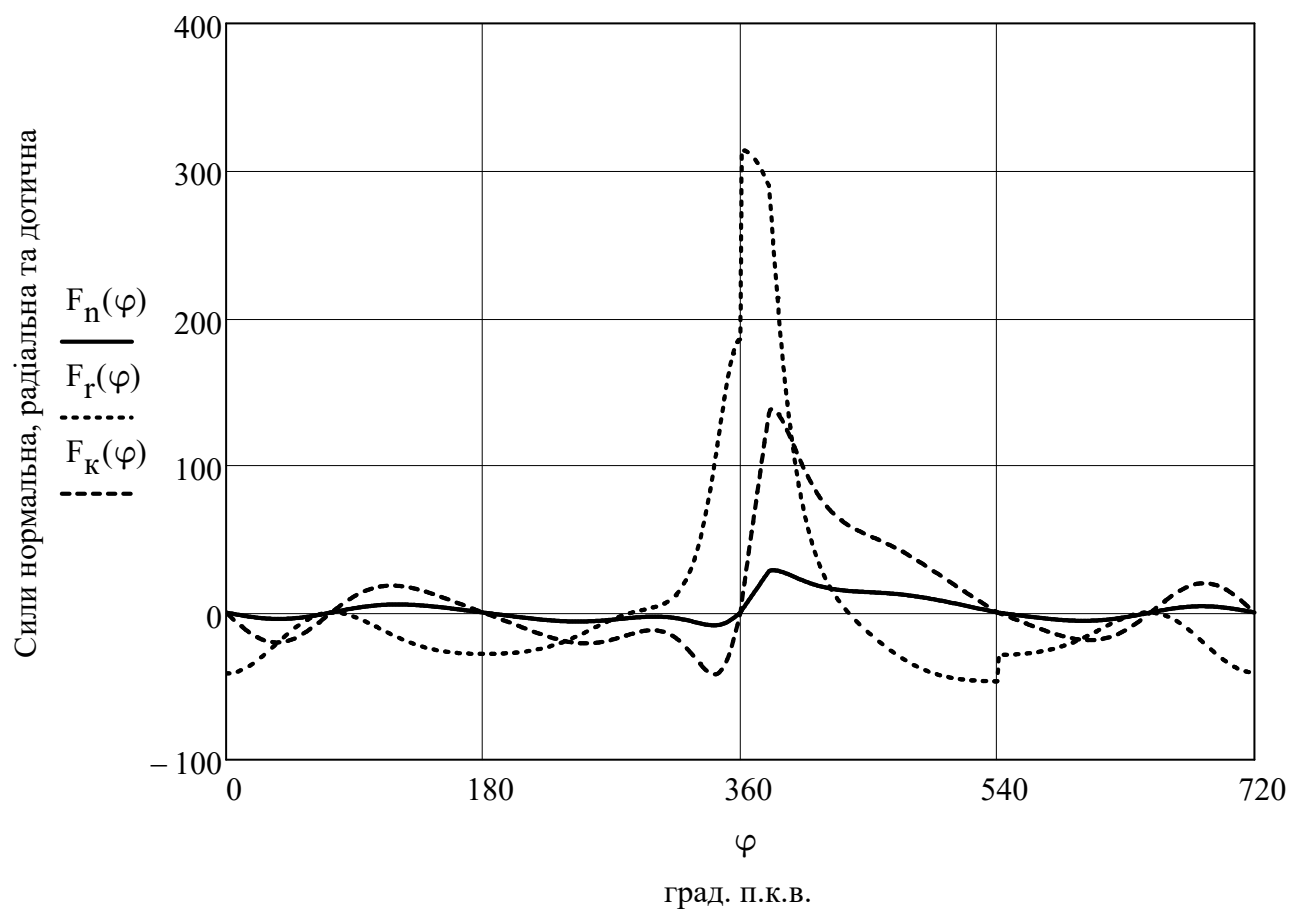
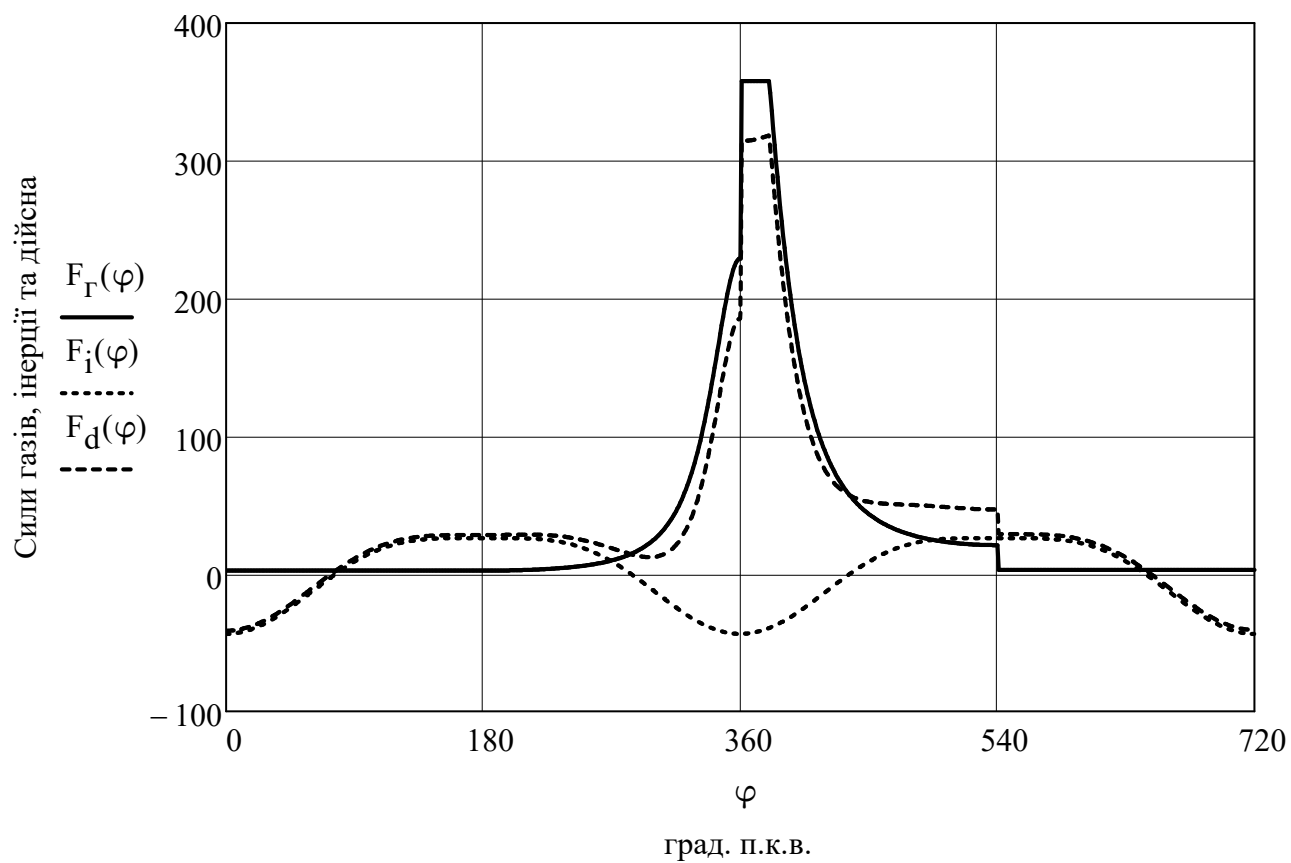


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

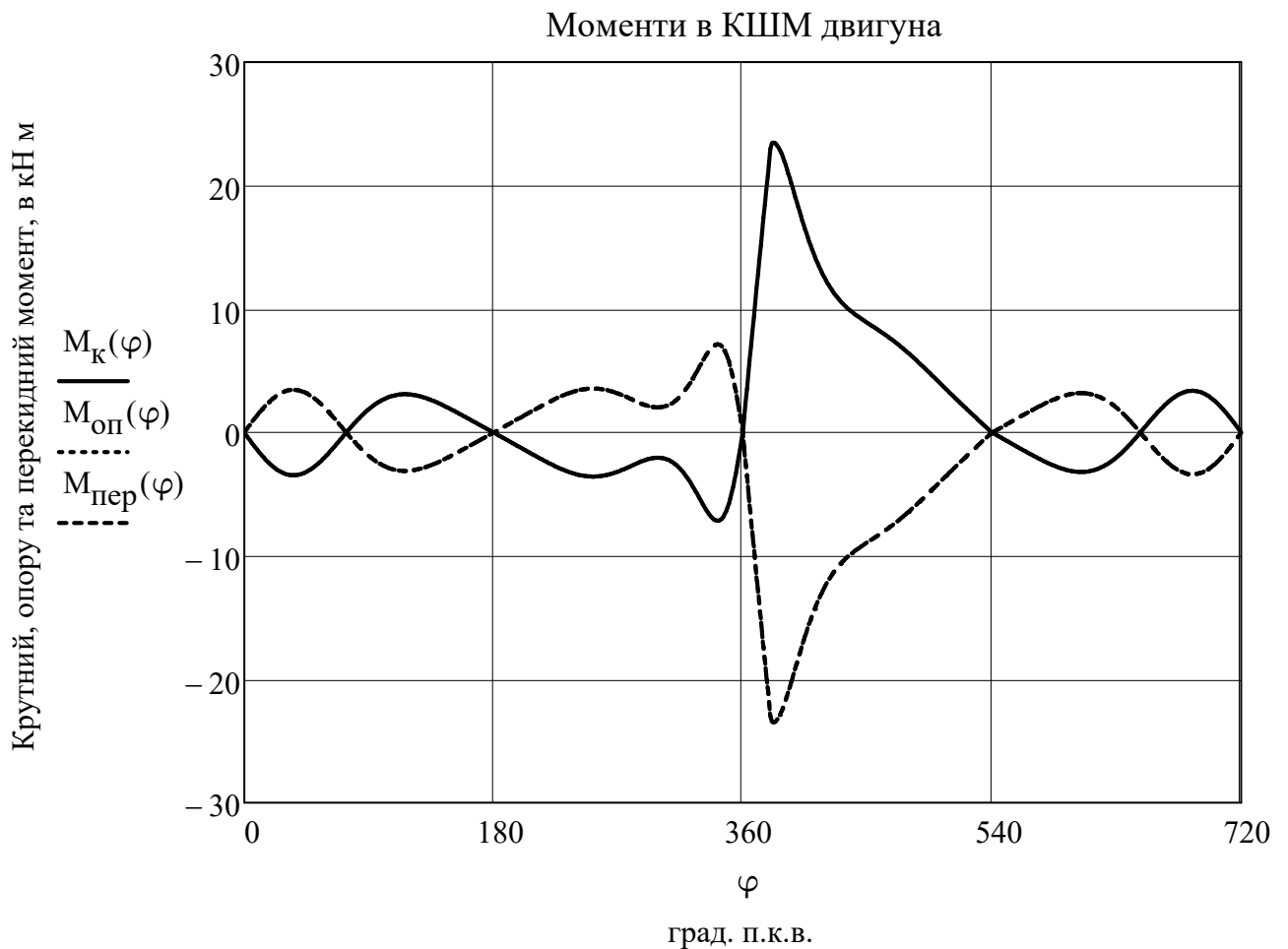


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

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 крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

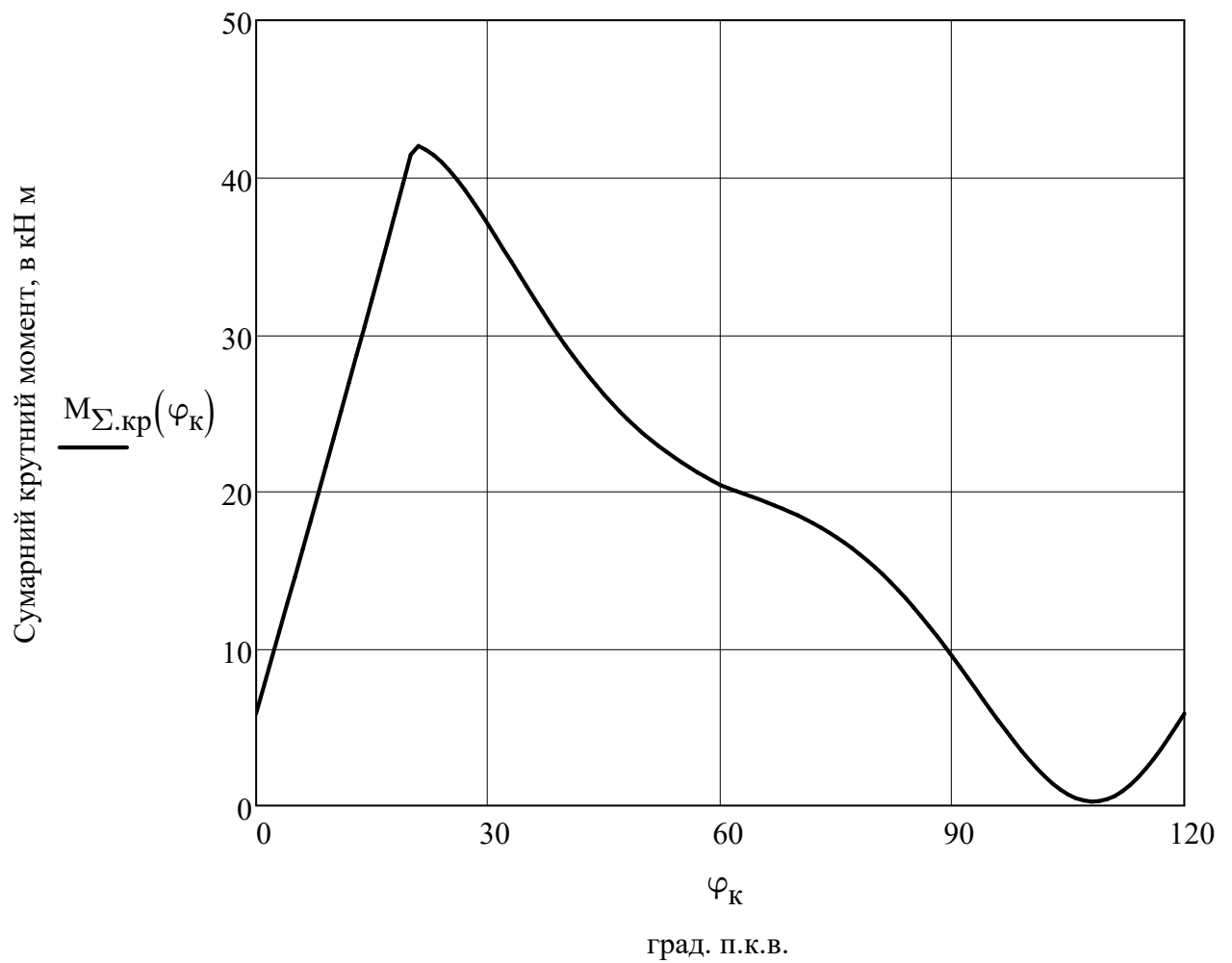


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = 5.868$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 26.893$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 17.986$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 40.959$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 13.188$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 32.251$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 5.386$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 24.614$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 0.263$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 20.409$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = 5.868$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

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

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{86.337 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 1.018 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 415.545 = 415545.38$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4.155 \times 10^5}{1.018 \times 10^6} \cdot 100 = 40.819$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1018007.226 \cdot 0.408 = 415000$$

Виравовуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|4.155 \times 10^5 - 4.15 \times 10^5|}{4.155 \times 10^5} \cdot 100 = 0.131$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

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

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

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

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

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

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

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

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.04 = 0.14$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\text{П}} = 0.14 \cdot 1018007.226 = 142521.012$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 154.867 = 92.920$$

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

$$P_{\text{П}} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{92.92 \cdot 0.01669 \cdot 500 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 38.7702$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\text{П}} = 10^3 \cdot 38.77 = 38770.199$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 142521.012 + 38770.199 = 181291.21$$

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

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{181291.2102 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00519$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.005 \cdot 98}{0.9} = 0.565$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.565 = 565.363$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 142521 + 38770.2 + 565.4 = 181856.6$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{181856.573}{1018007.226} \cdot 100 = 17.864$$

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

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

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

$$t_d = T_d - 273 = 319.863 - 273 = 46.863$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 46.863 = 29.111$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 1.022 \cdot 33.488 \cdot 497 = 17008.194$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.989 \cdot 29.111 \cdot 46.863 = 1349.376$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 17008.2 - 1349.4 = 15658.8$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{86.337}{3.6} \cdot 15658.818 = 375538.601$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{375538.601}{1018007.226} \cdot 100 = 36.89$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{154.867}{1150.799} \cdot 0.471 = 0.063$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.063 \cdot 1018007.226 = 64532.192$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 142521.012 + 64532.192 - 181856.573 = 25196.63$$

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

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 2.52 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 3.342 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{3.342 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.671$$

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

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 1.671 = 1671.219$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 25196.63 + 1671.219 = 26867.848$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{26867.848}{1018007.226} \cdot 100 = 2.639$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 1018007.2 - \sum \begin{pmatrix} 415545.4 \\ 181856.6 \\ 375538.6 \\ 26867.8 \end{pmatrix} = 18198.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{18198.823}{1018007.226} \cdot 100.000 = 1.788$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 1018007.2$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 415545.4$	$q_{\text{е}} = 40.8$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 375538.6$	$q_{\Gamma} = 36.9$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 181856.6$	$q_{\text{в}} = 17.9$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 26867.8$	$q_{\text{м}} = 2.6$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 18198.8$	$q_{\text{нв}} = 1.8$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 40.819 + 36.89 + 17.864 + 2.639 + 1.788 = 100$$

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	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	345	415,5	20,4
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	860	996	15,8
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,395	0,408	3,3
4	Механічний ККД	η_m	-	0,85	0,865	1,8
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	Γ	211	208	-1,4
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання щодо отримання вихідної потужності проектного двигуна на рівні 415 кВт. Згідно поставленого завдання це на 70 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна приріст потужності склав 70,5 кВт, що більше ніж у прототипу на 20,4%.

Паралельно із зростанням номінальної потужності проектного двигуна спостерігалось збільшення середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше ніж у прототипу на 15,8%. Форсування двигуна не можливе без збільшення циклової роботи в циліндрі, для чого в нашому випадку було збільшено тиску наддуву.

Результати щодо визначення ефективності циклу показують що для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 1,4% у порівнянні з прототипом. Порівняння отриманих значення ефективного ККД показує, його ріст для проектного двигуна на 3,3%.

Завдяки заходам направлених на оптимізацію системи наддуву зменшити механічні втрати двигуна, тому для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 1,8%.

Правильний та обґрунтований вибір початкових та допоміжних параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив високі значення ефективності протікання робочого циклу але й забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не збільшились. Це дає можливість отримати нову силову установку більшої потужності без суттєвого зростання 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, визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна, та є фундаментом для покращення ефективних показників проектного двигуна.

РОЗДІЛ 3. ОПТИМІЗАЦІЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ.

3.1 Опис будови та роботи штатної системи повітропостачання дизеля.

Система газообміну призначена для подачі повітря в циліндри дизельного двигуна і видалення з них відпрацьованих газів. Основними компонентами системи є: турбокомпресор, повітроохолоджувач, впускний і випускний колектори і глушник-іскрогасник.

Турбокомпресор або газотурбінний нагнітач – компресор динамічної дії (відцентровий або осьовий), у якому стискання потоку газу здійснюється за рахунок лопаток ротора що обертається з високою коловою швидкістю, і синхронно працює в парі на одному валу із турбіною. Він є основним складовим елементом газотурбінних двигунів та важливим вузлом двигунів внутрішнього згоряння, що оснащені системою наддуву. На двигуні 6ЧН 25/34 застосовується турбокомпресор моделі ТК23Н-26, представлений нижче на рис. 3.1.

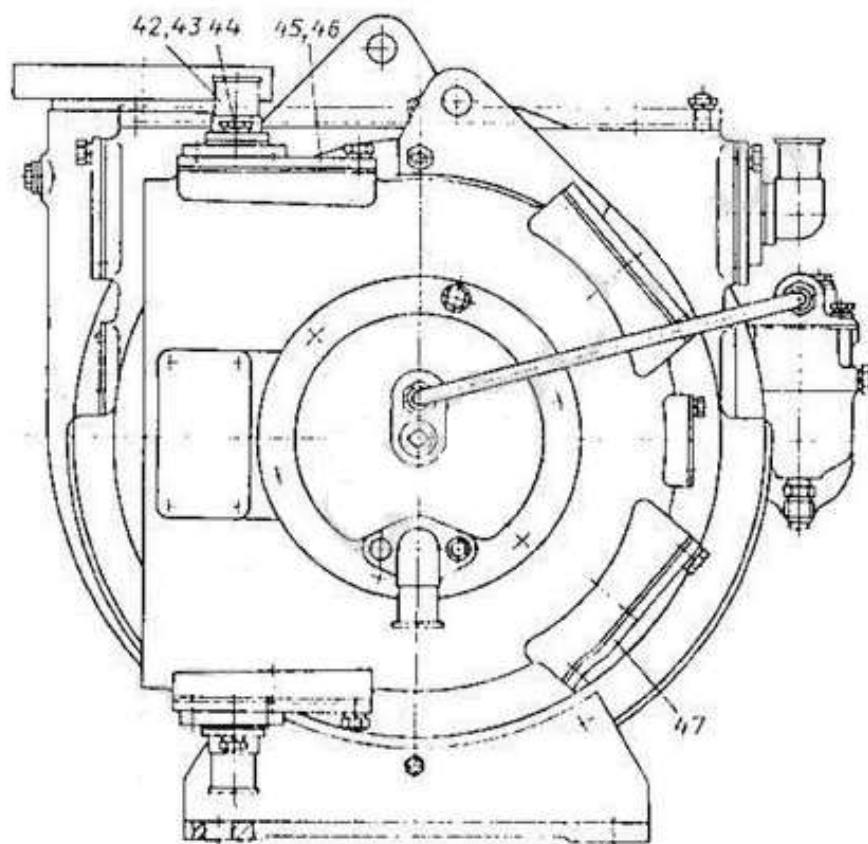


Рис. 3.1 – Турбокомпресор ТК23Н-26 (вид збоку)

Основним призначенням турбокомпресора є підвищення тиску робочого тіла газотурбінного двигуна за рахунок його нагнітання компресором, котрий отримує енергію від турбіни. Турбокомпресор у сукупності з камерою згоряння, що розташована між турбіною і компресором, називається газогенератором.

Повітроохолоджувач призначений для охолодження повітря, що надходить у впускний колектор. Охолоджуючим елементом охолоджувачів є пакет 3 (рис. 3.2) з рифлених мельхіорових трубок, згорнутих в трубчасті пластини 2 і 6. Охолоджуючий елемент (пакет) 3 встановлений в корпусі 8 і жорстко прикріплений до корпусу 8 трубчастою пластиною 2. Дошка 6 плаваюча, що дозволяє компенсувати подовження трубок при нагріванні пакета 3.

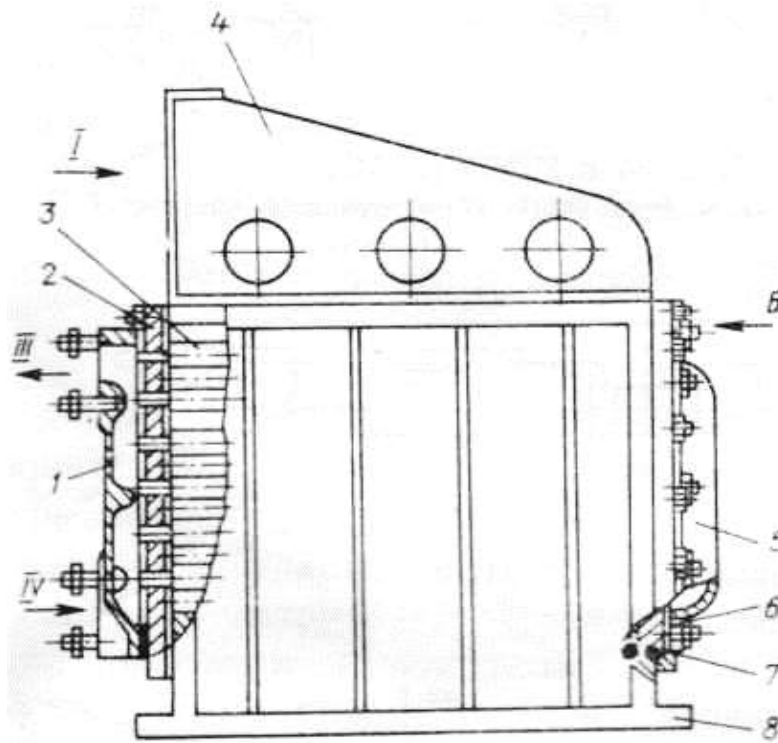


Рис. 3.2 - Повітроохолоджувач:

1, 5 - обкладинка; 2, 6 - дошки труб; 3 - Пакет пробірок; 4 - обсадна труба; 7 - ущільнювальний шнур; 8 - тіло; 9 - пробка;

I - повітрязабірник; II - вихід повітря; III - вихід води; IV - вхід води

Плаваюча дошка ущільнена шнуром і фланцем. Горизонтальне ребро в кришці 1 влаштоване таким чином, що розділяє мішок 3 на дві секції, в результаті чого проточна вода змінює свій напрямок, проходить через кожну секцію

послідовно і виходить з кулера. У кришці 5 є дві заглушки 9: верхня для видалення повітря з кулера при його заповненні водою, і нижня для зливу води з кулера. Для захисту деталей охолоджуючої рідини від корозії проектори встановлюються в заглушки 9.

Повітря охолоджується ребристими зовнішніми озерами трубок, а вода охолоджує внутрішню порожнину трубок. 1

Подача і відведення води здійснюється через передню кришку 1 кулера.

Впускний колектор дизелів 6ЧН 25/34 являє собою зварену трубу 7 (рис. 3.3) кріпляться кінцями 2 і 13 до передньої і задньої частини

Для забору повітря від відцентрового компресора колектор має у верхній частині прямокутний фланець, на якому встановлений повітроохолоджувач 9.

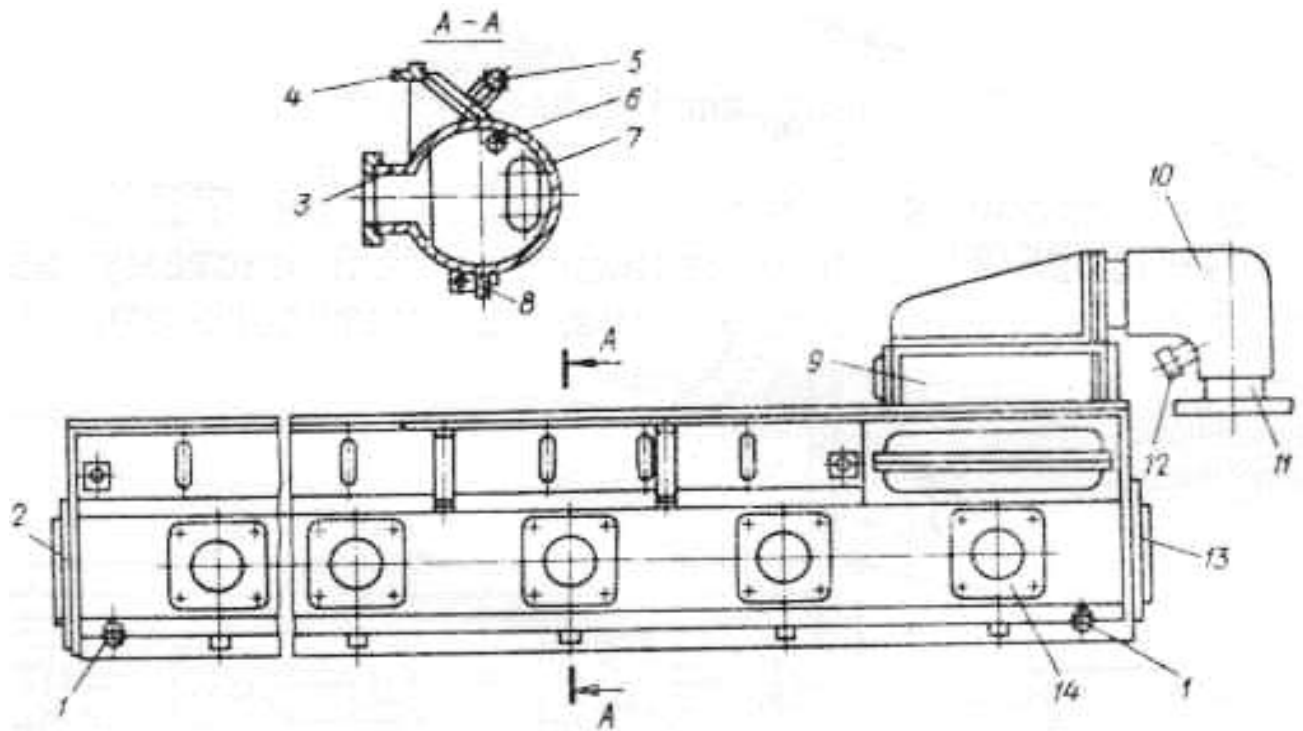


Рис. 3.3 – Впускний колектор:

1 - клапан; 2, 13 - кінець; 3, 11 - насадка; 4, 8 - планка; 5 - поручень; 6, 12 - примірка; 7- труба; 9 - повітроохолоджувач; 10 - теплоізоляція; 14 - фланець

Стиснене у відцентровому компресорі повітря через патрубок 11 надходить до охолоджувача.

Форсунка 12 служить для скидання стисненого повітря в ежектор системи вентиляції картера.

Впускний колектор має форсунки 3, які за допомогою фланців 14 з'єднують колектор з кришками дизельних циліндрів.

Патрубок 6 служить для підключення трубки манометра. Бічні і верхні щити замикання кріпляться до брусків 4 і 8. Насадка 11 покрита теплоізоляцією 10. У верхній частині колектора є поручень 5.

Клапани 1 служать для автоматичного видалення води з колектора перед запуском дизеля. У дизельному колекторі встановлюються два клапани, а в стаціонарному дизельному колекторі - один клапан. Клапан являє собою пристрій, що складається з корпусу 1 (рис. 21), клапана 4, сидла 2 клапанів, пружини 3, діафрагми 5, кришка 6 і з'єднувальні патрубки. Робочим середовищем є масло під тиском в дизельній системі. Якщо в системі є тиск, масло закриває отвір, що з'єднує порожнину колектора з атмосферою через гумову мембрану і клапан. При зупинці дизеля тиск в системі змащення падає. При відсутності тиску масла в системі клапан відкриває отвір за допомогою пружини і вода, що потрапила в порожнину колектора, тече по зливному трубопроводу.

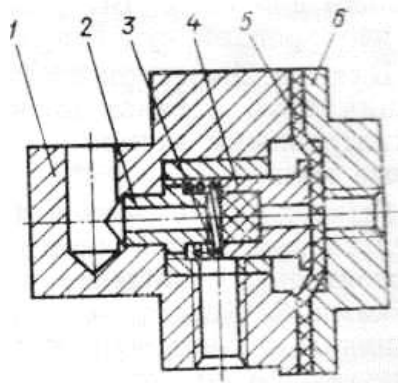


Рис. 3.4 - Клапан:

1-тіло; 2 - сидло клапана; 3 - пружина; 4 - клапан; 5 - мембрана; 6 – кришка;

Наявність надмірного зливу масла зі зливної магістралі свідчить про пошкодження гумової діафрагми або знос кілець ущільнювачів турбокомпресора. Для заміни діафрагми відкручуємо болти, знімаємо кришку, замінюємо діафрагму, замінюємо кришку.

3.2 Опис будови та технічні характеристики штатного турбокомпресору.

Турбокомпресор складається з 3-х відлитих з алюмінієвого сплаву корпусів:

- 1) газоприймальний корпус;
- 2) вихлопний корпус;
- 3) компресорний корпус;

Ротор ТК-23 складається з колеса турбіни і приварених до нього напіввалів, на одному з яких закріплено колесо компресора, відлите з алюмінієвого сплаву. Кріплення робочих лопаток турбіни: ялинкові замки, зварювання або відливання разом із диском.

Ротор турбокомпресора обертається у двох бронзових втулках, запресованих у сталеві корпуси. Підшипник з боку компресора опорно-упорний.

Порожнини підшипників відокремлені від газоповітряних порожнин ущільненнями, розташованими з кожного боку ротора.

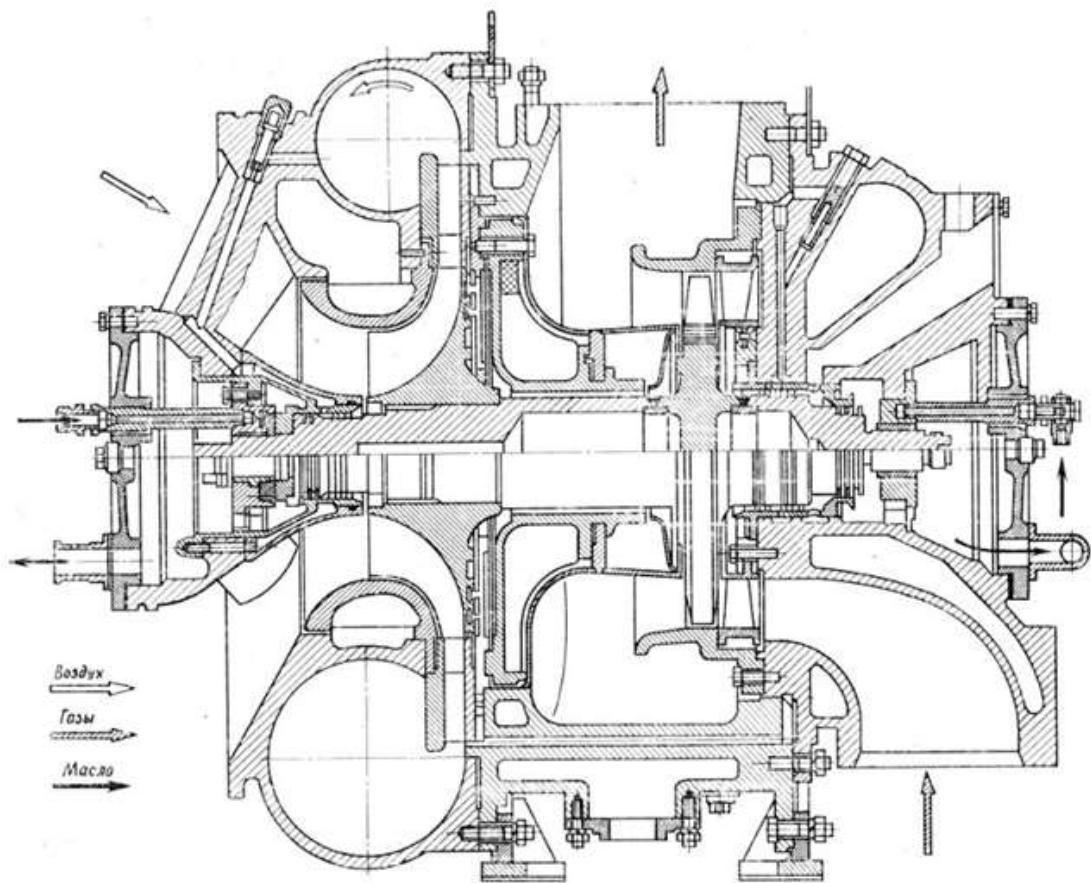


Рис. 3.5 – Поперечний розріз турбокомпресора ТК-23

До корпусу компресора може кріпитися або глушник, або повітроприймальний патрубок.

Вони виконані з двох пружних кілець і лабіринтів, у проміжок між якими підводиться стиснене повітря з корпусу компресора.

Сопловий апарат відлитий із жаростійкої сталі. Дифузор може бути лопатковий або безлопатковий. Змащення підшипників здійснюється із системи змащення двигуна.

Технічні характеристики турбокомпресорів сімейства ТК-23 представлені нижче в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 - Технічні характеристики турбокомпресорів сімейства ТК-23

Показники	TK23C-01	TK23H-26	TK23B-31	TK23C-37
Номінальний базовий діаметр колеса компресора, мм	230			
Ступінь підвищення тиску	2,3	1,6	2,6	2,35
Подача компресора, кг/с	2	0,8	2	1,84
Температура газів перед турбіною, °C: - під час тривалої роботи - максимальна годинна	650 700	650 700	650 700	600 650
ККД: компресора турбіни	0,78 0,76			
Маса (суха), кг	305	305	270	350
Габаритні розміри, мм: довжина ширина висота	690 610 610			
Термін служби підшипників, т. год	18	16	10	15

3.3 Оптимізація агрегату наддуву.

Штатна конструкція застосованого турбокомпресора ТК-23 встановленого на двигуні 6ЧН 25/34 забезпечує велику витрату повітря через компресор при значних значеннях ступеню підвищення тиску що дає можливість його використання на суднових, тепловозних двигунах а також двигунах що знаходяться в складі стаціонарної електростанції. Так згідно заявленої характеристики відцентровий компресор може забезпечити витрату в діапазоні від 0,8 до 2,2 кг/с при ступені підвищення тиску на рівні від 1,5 до 2,6 одиниць. Характеристика штатного турбокомпресора ТК-23 представлена на рис. 3.6.

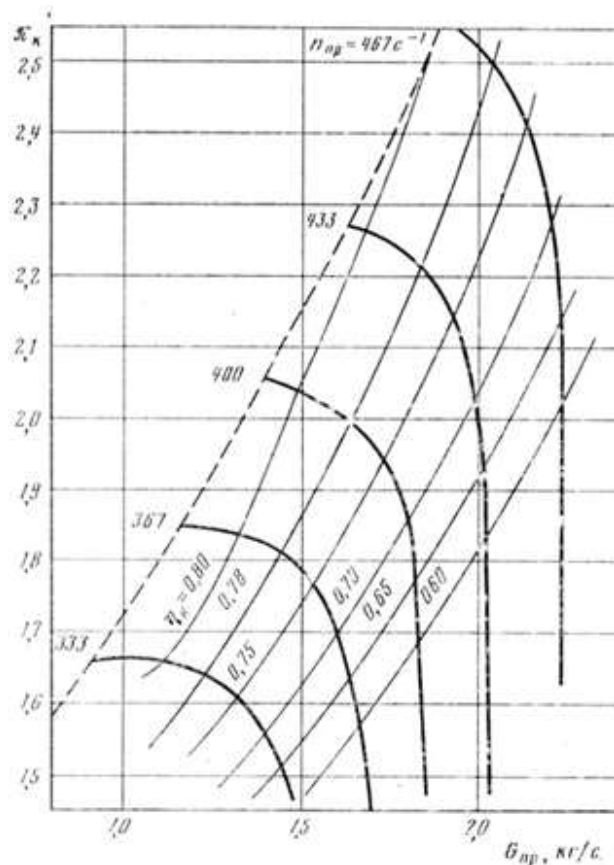


Рис. 3.6 – Витратна характеристика турбокомпресора ТК-23

Спільна робота двигуна з турбокомпресором (ТК) повинна забезпечувати високий ККД і експлуатаційну надійність силової установки. При цьому проточна характеристика двигуна повинна бути певним чином узгоджена з характеристиками компресора і турбіни. Така координація, як правило, складна, а

тому на практиці можуть існувати різні шляхи її досягнення. Однією з ключових вимог в даному випадку є повна відповідність робочої характеристики ТК до робочої (швидкісної або навантажувальної) характеристики двигуна. Лінія режимів роботи ТК, має бути узгоджена з проточною характеристикою двигуна, що дасть можливість забезпечити максимальну ефективність установки.

При узгодженні витрати двигуна з лінією режимів роботи ТК повинен виконуватися ряд умов:

1) ККД компресора і турбіни повинен мати максимально можливе значення в основному робочому режимі і змінюватися в мінімальній мірі в широкому діапазоні швидкостей обертання;

2) лінія режимів роботи ТП повинна проходити через зону максимального ККД і бути досить віддаленою від межі стрибка напруги компресора¹;

3) При виборі відношення тиску наддуву до тиску газу перед турбіною повинні бути прийняті стандарти, що забезпечують задовільну продувку циліндра;

4) З метою забезпечення тривалої і надійної роботи турбіни і двигуна температура вихлопних газів не повинна перевищувати допустиме значення.

Всі ці умови досить суперечливі і тому їх одночасне виконання в повному обсязі не завжди можливо. Ступінь складності узгодження характеристик двигуна і ТК багато в чому залежить від схеми наддуву.

У випадках, коли тиск наддуву досить високий і до ККД компресора пред'являються особливо високі вимоги, використовуються лопатеві дифузори, які мають відносно вузький діапазон ефективної роботи. Для цього потрібне дуже точне налаштування компресора на потрібний режим роботи.

Для забезпечення високої ефективності роботи силової установки пропускна здатність газової турбіни не повинна відрізнятися від оптимального значення більш ніж на 4-5% при низьких ступенях підвищення тиску, а при високому ступінь підвищення тиску не повинен перевищувати 2-3% від номінального.

Вирішення даної проблеми в першу залежить від правильного вибору типорозміру ТК з урахуванням потреб проточної характеристики двигуна для якого обирається ТК. Дане завдання і планується вирішити в ході даної роботи.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		60

3.4 Розрахунок параметрів турбокомпресору.

3.4.1 Обґрунтування типорозміру турбокомпресору.

Вихідні дані для проектування турбокомпресору.

Двигун для якого проектується турбокомпресор, згідно ДСТУ	6ЧН 25/34
Ефективна потужність двигуна, в кВт	$P_e = 415$
Питома ефективна витрата пального, в кг/(кВт год)	$b_e = 0.208$
Тиск повітря після компресору, в кПа	$p_B = 155$
Коефіцієнт надлишку повітря,	$\alpha = 2.0$

Розрахунок допоміжних параметрів.

Густина навколишнього повітря, в кг/м³

$$\rho_0 = \frac{p_0}{T_0 \cdot R_{\Pi}}$$

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

$T_0 = 293$ К - температура навколишнього середовища;

$p_0 = 101.3$ кПа - тиск навколишнього повітря

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

Годинна витрата палива двигуном, в кг/год

$$B_{\Gamma} = P_e \cdot b_e = 415 \cdot 0.208 = 86.32$$

Годинна витрата повітря через двигун, в кг/год

$$G_{\Gamma} = \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_{\Gamma}$$

де $\nu = 0.02$ - коефіцієнт втрат внаслідок витікань продувочного повітря;
приймаємо на основі даних розрахунку робочого циклу двигуна

$l_0 = 14.45$ кг повітря/кг палива - теоретично необхідна кількість повітря необхідна для згоряння одиниці палива;

$$G_{\Gamma} = \frac{1}{1 - \nu} \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B_{\Gamma} = \frac{1}{1 - 0.02} \cdot 2 \cdot 14.45 \cdot 86.32 = 2545.559$$

Секундна витрата повітря через двигун, в кг/с

$$G_s = \frac{G_{\Gamma}}{3600} = \frac{2545.559}{3600} = 0.707$$

Секундна витрата повітря через компресор, в кг/с

$$G_K = G_s \cdot \beta_{\text{ВИТ}}$$

де $\beta_{\text{ВИТ}} = 1.015$ - коефіцієнт що враховує втрати повітря через наявні нещільності в компресорі; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $\beta_{\text{ВИТ}} = (1.01 \dots 1.02)$

$$G_K = G_s \cdot \beta_{\text{ВИТ}} = 0.707 \cdot 1.015 = 0.718$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_K = \frac{p_B}{p_0 - \Delta p_K}$$

де $\Delta p_K = 4$ кПа - втрати тиску на вході в компресор, головним чином у повітряному фільтрі; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_K = (2 \dots 4)$ кПа

$$\pi_K = \frac{p_B}{p_0 - \Delta p_K} = \frac{155}{101.3 - 4} = 1.593$$

На основі отриманих результатів обираємо з графіку полів подач турбокомпресор, який найбільш задовільняє вимоги по величинам G_K та π_K

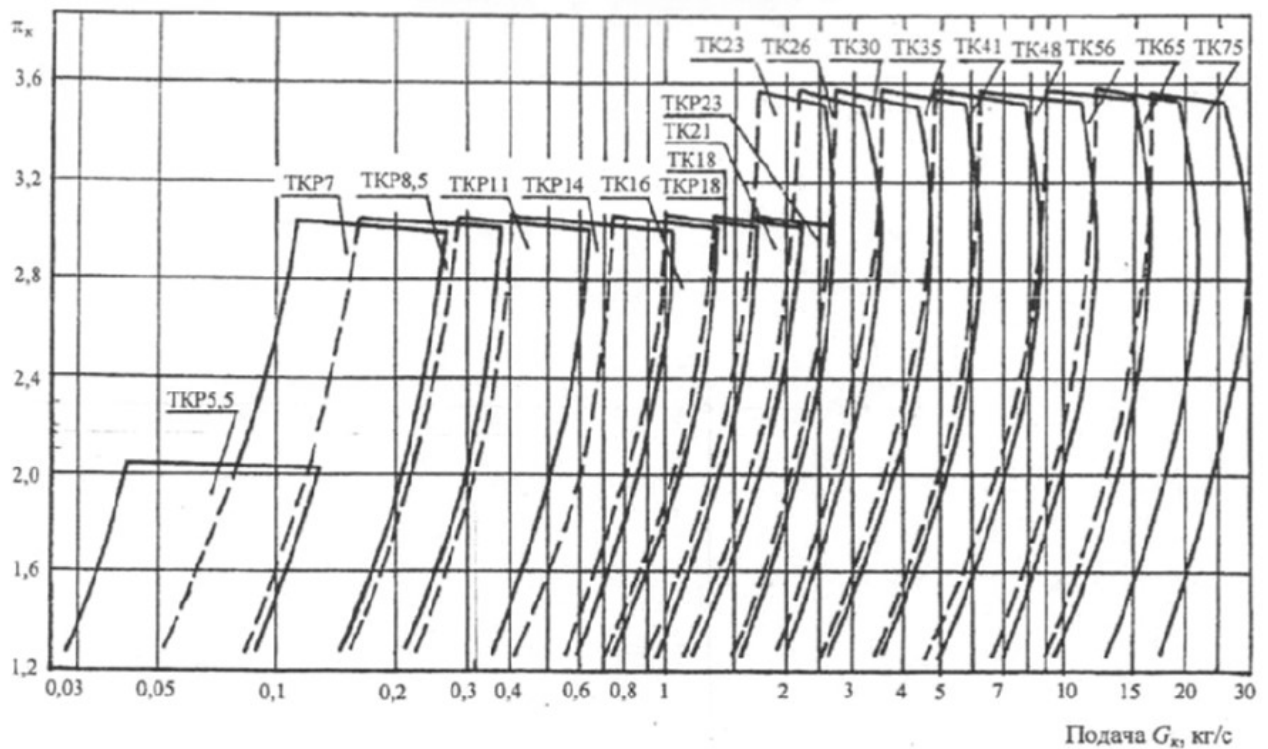


Рисунок 3.7 - Поля подач основних моделей турбокомпресів

В нашому випадку найбільш оптимальним вибором турбокомпресора згідно графіку представленого на рисунку 1.1 є турбокомпресор моделі ТКР-16

Задамося в першому наближенні величиною температури повітря у на виході з компресору, згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $T'_B = (320...360)$ К

$$T'_B = 346.2$$

Середня теплоємність повітря при сталому об'ємі, кДж/(кмоль К)

$$mC_V = a + b \cdot T$$

де $a = 20.95$

$b = 419 \cdot 10^{-5}$ - емпіричні коефіцієнти;

$$mC_V = a + b \cdot T'_B = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 346.2 = 22.401$$

Коефіцієнт адіабати стиску в компресорі

$$k_s = 1 + \frac{8.314}{mC_V} = 1 + \frac{8.314}{22.401} = 1.371$$

Температура повітря на виході з компресора, в К

$$T_B = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K - 1}{\eta_K} \right)$$

де $\eta_K = 0.74$ - ККД компресора;

$$T_B = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\frac{k_s - 1}{k_s} \pi_K - 1}{\eta_K} \right) = 293 \cdot \left(1 + \frac{\frac{1.371 - 1}{1.371} \cdot 1.593 - 1}{0.74} \right) = 346.186$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає у %:

$$\Delta T_B = \frac{|T_B - T'_B|}{T_B} \cdot 100 = \frac{|346.186 - 346.2|}{346.186} \cdot 100 = 0.004$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta T_B] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Перепад між вхідною та вихідною температурою повітря, в К

$$\Delta T = T_B - T_0 = 346.186 - 293 = 53.186$$

Для ефективного наповнення циліндрів, дотримання рівня теплової напруженості деталей ЦПГ, допустимий перепад температур згідно [1, ст 24] не повинен перевищувати $\Delta T = (50 \dots 60) \text{ К}$.

Висновок: Так як $T > 50$ є потреба в охолоджувачі наддувочного повітря.

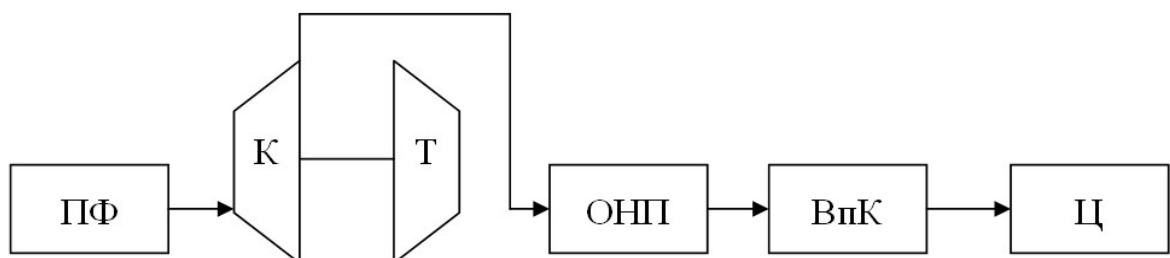


Рисунок 3.8 - Пропонована схема системи наддуву;

ПФ - повітряний фільтр; К - компресор; Т - турбіна; ОНП - охолоджувач наддувочного повітря; ВпК - впускний колектор; Ц - циліндр

Густина повітря на виході з компресору, в кг/м³

$$\rho_B = \frac{p_B \cdot 10^3}{T_B \cdot R_{\Pi}} = \frac{155 \cdot 10^3}{346.186 \cdot 287.4} = 1.558$$

Температура повітря у впускному колекторі двигуна, в К

$$T_S = T_B - E_{\text{ОНП}} \cdot \Delta T$$

де $E_{\text{ОНП}} = 0.55$ - коефіцієнт ефективності охолоджувача повітря; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $E_{\text{ОНП}} = (0,5...0,6)$

$$T_S = T_B - E_{\text{ОНП}} \cdot \Delta T = 346.2 - 0.6 \cdot 53.2 = 316.9$$

Тиск повітря у впускному колекторі двигуна, в кПа

$$p_S = p_B - \Delta p_{\text{ОНП}}$$

де $\Delta p_{\text{ОНП}} = 3$ кПа - втрати тиску в охолоджувачі наддувочного повітря; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta p_{\text{ОНП}} = (2...4)$ кПа

$$p_S = p_B - \Delta p_{\text{ОНП}} = 155 - 3 = 152$$

Густина повітря у впускному колекторі, в кг/м³

$$\rho_S = \frac{p_S \cdot 10^3}{T_S \cdot R_{\Pi}} = \frac{152 \cdot 10^3}{316.934 \cdot 287.4} = 1.669$$

Відносне збільшення густини повітря в компресорі, у %

$$\Delta \rho_{\text{BO}} = \left(\frac{\rho_B}{\rho_0} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1.558}{1.203} - 1 \right) \cdot 100 = 29.503$$

Відносна зміна густини повітря на впуску, у %

$$\Delta \rho_{\text{SB}} = \left(\frac{\rho_S}{\rho_B} - 1 \right) \cdot 100 = \left(\frac{1.669}{1.558} - 1 \right) \cdot 100 = 7.116$$

3.4.2 Розрахунок параметрів компресору.

Вихідні дані для проектування проточної частини компресору

Витрата повітря через компресор (на основі попередніх розрахунків), в кг/с $G_K = 0.718$

Ступінь підвищення тиску (на основі попередніх розрахунків) $\pi_K = 1.593$

ККД компресора по ГОСТ 9658-51, згідно [1,ст 24] $\eta_K = 0.74$

Діаметр колеса на виході, в м $D_2 = 0.16$

Кількість лопаток колеса, з ряду чисел 12, 14, 16... $z_K = 12$

Кількість лопаток дифузору, з ряду чисел 13, 17, 19... $z_D = 13$

Розрахунок параметрів та показників компресору

Приймаємо згідно [1,ст 24] із діапазону значень, попереднє значення показника адіабати для повітря, в компресорі $k_K = (1,39...1,4)$

$$k_{K.pr} = 1.394$$

Температура після компресору при адіабатному стиску

$$T_{K.ad} = T_0 \cdot \pi_K^{\frac{k_{K.pr}-1}{k_{K.pr}}} = 293 \cdot 1.593^{\frac{1.394-1}{1.394}} = 334.213$$

Середня температура в процесі стиску в °C

$$t_{cp} = \frac{1}{2} \cdot (T_0 + T_{K.ad}) - 273 = \frac{1}{2} \cdot (293 + 334.213) - 273 = 40.606$$

Середня теплоємність при сталому об'ємі в кДж/(кмоль °C)

$$\mu C_{V_m} = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot t_{cp} = 20.95 + 419 \cdot 10^{-5} \cdot 40.606 = 21.12$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_K = 1 + \frac{8.314}{\mu C_{V_m}} = 1 + \frac{8.314}{21.12} = 1.394$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k_k = \frac{|k_{k.pr} - k_k|}{k_{k.pr}} \cdot 100 = \frac{|1.394 - 1.394|}{1.394} \cdot 100 = 0.025$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta k_k] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Питома робота, що витрачається на привід компресору, в Дж/кг

$$L_k = \frac{R_{II} \cdot T_0 \cdot k_k}{k_k - 1} \cdot \frac{\left(\pi_k^{\frac{k_k - 1}{k_k}} - 1 \right)}{\eta_k} = \frac{287.4 \cdot 293 \cdot 1.39}{1.39 - 1} \cdot \frac{1.59^{\frac{1.39 - 1}{1.39}} - 1}{0.74} = 56628.16$$

Коефіцієнт циркуляції

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_k} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90}$$

де $\delta_2 = 0.0015$ м - товщина лопатей на виході; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $\delta_2 = (0.001 \dots 0.002)$ м

$k_{90} = 0.020$ - емпіричний коефіцієнт циркуляції; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $k_{90} = (0.015 \dots 0.030)$

$$\mu = 1 - \frac{\pi}{z_k} + \frac{\delta_2}{D_2} + k_{90} = 1 - \frac{\pi}{12} + \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.16} + 0.02 = 0.768$$

Коефіцієнт роботи

$$\mu_1 = \mu + \alpha_d$$

де $\alpha_d = 0.05$ - коефіцієнт дискового тертя; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $\alpha_d = (0.04 \dots 0.06)$

$$\mu_1 = \mu + \alpha_d = 0.768 + 0.05 = 0.818$$

Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 в м/с

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_K}{\mu_1}} = \sqrt{\frac{5.663 \times 10^4}{0.818}} = 263.18$$

Частота обертання ротора турбокомпресора, в хв^{-1}

$$n_{TK} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{60 \cdot 263.18}{\pi \cdot 0.16} = 31414.754$$

Потужність, що споживається компресором, в кВт

$$P_K = 10^{-3} \cdot G_K \cdot L_K = 10^{-3} \cdot 0.718 \cdot 5.663 \times 10^4 = 40.642$$

Розрахунок вхідного пристрою та обертово-спрямовуючого апарату (ОСА)

Тиск перед компресором, в кПа

$$p_{a.vx} = p_0 - \Delta p_K = 101.3 - 4 = 97.3$$

Параметри потоку на вході:

- температура, в К

$$T_a = T_0 - \frac{(k_K - 1) \cdot c_a^2}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}}$$

де $c_a = 50$ м/с - швидкість повітря на вході в компресор; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $c_a = (30 \dots 70)$ м/с

$$T_a = T_0 - \frac{(k_K - 1) \cdot c_a^2}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} = 293 - \frac{(1.394 - 1) \cdot 50^2}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4} = 291.771$$

- тиск, в кПа

$$p_a = p_{a.vx} \cdot \left(\frac{T_a}{T_0} \right)^{\frac{k_K - 1}{k_K}} = 97.3 \cdot \left(\frac{291.771}{293} \right)^{\frac{1.394 - 1}{1.394}} = 97.185$$

- густина, в кг/м³

$$\rho_a = \frac{10^3 \cdot p_a}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{10^3 \cdot 97.185}{287.4 \cdot 291.771} = 1.159$$

Прохідний переріз вхідного патрубку в м²

$$f_a = \frac{G_K}{c_a \cdot \rho_a} = \frac{0.718}{50 \cdot 1.159} = 0.012$$

Діаметр вхідного патрубка, в м

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot f_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.012}{\pi}} = 0.126$$

або в мм $d_a \cdot 10^3 = 0.126 \cdot 10^3 = 125.577$

Швидкість на вході в колесо, в м/с

$$c_1 = c_{1.в} \cdot u_2$$

де $c_{1.в} = 0.3$ - відносна величина швидкості потоку на вході в колесо;
згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $c_{1.в} = (0,25...0,35)$.

$$c_1 = c_{1.в} \cdot u_2 = 0.3 \cdot 263.18 = 78.954$$

Температура повітря перед колесом, в К

$$T_1 = T_a + \frac{(k_K - 1) \cdot (c_a^2 - c_1^2)}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} = 291.77 + \frac{(1.39 - 1) \cdot (50^2 - 78.95^2)}{2 \cdot 1.39 \cdot 287.4} = 289.94$$

Втрати у вхідному пристрої, в Дж/кг

$$L_{г.вх} = \xi_{вх} \cdot \frac{c_1^2}{2}$$

де $\xi_{вх} = 0.05$ - коефіцієнт втрат у вхідному пристрої; згідно [1,ст 24]
вибирається з діапазону $\xi_{вх} = (0,05...0,10)$

$$L_{r.BX} = \xi_{BX} \cdot \frac{c_1^2}{2} = 0.05 \cdot \frac{78.954^2}{2} = 155.843$$

Допоміжний коефіцієнт для визначення показника політропи

$$m_a = \frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{L_{r.BX}}{R_{II} \cdot (T_1 - T_a)} = \frac{1.39}{1.39 - 1} - \frac{155.84}{287.4 \cdot (289.94 - 291.77)} = 3.84$$

Показник політропи у вхідному пристрої

$$n_a = \frac{m_a}{m_a - 1} = \frac{3.836}{3.836 - 1} = 1.353$$

Тиск на вході в колесо, в кПа

$$p_1 = p_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_a}{n_a - 1}} = 97.185 \cdot \left(\frac{289.937}{291.771} \right)^{\frac{1.353}{1.353 - 1}} = 94.861$$

Густина на вході в колесо, в кг/м³

$$\rho_1 = \frac{10^3 \cdot p_1}{R_{II} \cdot T_1} = \frac{10^3 \cdot 94.861}{287.4 \cdot 289.937} = 1.138$$

Прохідний перетин колеса на вході, в м²

$$f_1 = \frac{G_K}{\rho_1 \cdot c_1} = \frac{0.718}{1.138 \cdot 78.954} = 7.985 \times 10^{-3}$$

Діаметр колеса на вході, в м

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7.985 \times 10^{-3}}{\pi}} = 0.101$$

або в мм $d_1 \cdot 10^3 = 0.101 \cdot 10^3 = 100.831$

Діаметр маточини, в м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_2$$

$D_{0.в} = 0.22$ - відносна величина діаметра маточини колеса; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $D_{0.в} = (0,2...0,3)$

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_2 = 0.22 \cdot 0.16 = 0.035$$

або в мм $D_0 \cdot 10^3 = 0.035 \cdot 10^3 = 35.2$

Відносний зовнішній діаметр колеса на вході,

$$D_{в.3} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_1}{\pi \cdot D_2^2} + D_{0.в}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7.985 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.16^2} + 0.22^2} = 0.667$$

Висновок: отримане в результаті значення відносного зовнішнього діаметра колеса на вході, не виходить за допустимі межі $D_{в.3} = (0,55...0,67)$, тому розрахунок можна продовжити.

Зовнішній діаметр колеса на вході, в м

$$D_3 = D_{в.3} \cdot D_2 = 0.667 \cdot 0.16 = 0.107$$

або в мм $D_3 \cdot 10^3 = 0.107 \cdot 10^3 = 106.798$

Середній діаметр колеса на вході, в м

$$D_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (D_0^2 + D_3^2)} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (0.035^2 + 0.107^2)} = 0.08$$

або в мм $D_1 \cdot 10^3 = 0.08 \cdot 10^3 = 79.514$

Колова швидкість на середньому діаметрі, в м/с

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{ТК}}{60} = \frac{\pi \cdot 0.08 \cdot 3.141 \times 10^4}{60} = 130.79$$

Відносна швидкість потоку на вході в ОСА, в м/с

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} = \sqrt{78.954^2 + 130.79^2} = 152.774$$

Кут потоку на вході в колесо, в °

$$\beta_1 = \left(\frac{\operatorname{atan}\left(\frac{c_1}{u_1}\right) \cdot 180}{\pi} \right) = \frac{\operatorname{atan}\left(\frac{78.954}{130.79}\right) \cdot 180}{\pi} = 31.118$$

Розрахунок робочого колеса компресора

Втрати на вході в колесо, в Дж/кг

$$L_{r1} = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2}$$

де $\xi_1 = 0.15$ - коефіцієнт втрат на вході у колесо; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $\xi_1 = (0,1 \dots 0,2)$

$$L_{r1} = \xi_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} = 0.15 \cdot \frac{152.774^2}{2} = 1750.482$$

Втрати при повороті потоку, в Дж/кг

$$L_{r2} = \xi_2 \cdot \frac{c_1^2}{2}$$

де $\xi_2 = 0.15$ - коефіцієнт втрат при повороті потоку в колесі; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $\xi_2 = (0,1 \dots 0,2)$

$$L_{r2} = \xi_2 \cdot \frac{c_1^2}{2} = 0.15 \cdot \frac{78.954^2}{2} = 467.529$$

Втрати на тертя між диском та газом, в Дж/кг

$$L_{rd} = \alpha_d \cdot u_2^2 = 0.05 \cdot 263.18^2 = 3463.176$$

Сумарна величина втраг на колесі, в Дж/кг

$$L_r = L_{r1} + L_{r2} + L_{rД} = 1750.482 + 467.529 + 3463.176 = 5681.187$$

Температура повітря на виході з колеса, в К

$$T_2 = T_1 + \Delta T_{12}$$

$$\text{де } \Delta T_{12} = \frac{\left(\mu_1 - \frac{\mu^2}{2}\right) \cdot (k_K - 1) \cdot u_2^2}{k_K \cdot R_{\Pi}} \quad \begin{array}{l} K - \text{підвищення температури повітря} \\ \text{в колесі;} \end{array}$$

$$T_2 = T_1 + \Delta T_{12} = 289.94 + \frac{\left(0.82 - \frac{0.77^2}{2}\right) \cdot (1.39 - 1) \cdot 263.18^2}{1.39 \cdot 287.4} = 325.54$$

Коефіцієнт для визначення показника політропи на колесі

$$m_2 = \frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{L_r}{R_{\Pi} \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{1.39}{1.39 - 1} - \frac{5.68 \times 10^3}{287.4 \cdot (325.54 - 289.94)} = 2.99$$

Показник політропи стиску повітря на колесі

$$n_2 = \frac{m_2}{m_2 - 1} = \frac{2.985}{2.985 - 1} = 1.504$$

Тиск на виході з колеса, в кПа

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}} = 94.861 \cdot \left(\frac{325.538}{289.937}\right)^{\frac{1.504}{1.504 - 1}} = 134.04$$

Густина повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_2 = \frac{10^3 \cdot p_2}{R_{\text{II}} \cdot T_2} = \frac{10^3 \cdot 134.04}{287.4 \cdot 325.538} = 1.433$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z_K} = \frac{\pi \cdot 0.16}{12} = 0.042$$

або в мм $t_2 \cdot 10^3 = 0.042 \cdot 10^3 = 41.888$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1 - \frac{1.5 \times 10^{-3}}{0.042} = 0.964$$

Радіальні складові абсолютної та відносної швидкостей, в м/с

$$w_{2r} = c_1 = 78.954$$

$$c_{2r} = w_{2r} = 78.954$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 = 0.768 \cdot 263.18 = 202.01$$

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса, в м/с

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{78.954^2 + 202.01^2} = 216.891$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{2u} = c_{2u} - u_2 = 202.01 - 263.18 = -61.169$$

Відносна швидкість потоку на виході в м/с

$$w_2 = \sqrt{w_{2r}^2 + w_{2u}^2} = \sqrt{78.954^2 + (-61.169)^2} = 99.877$$

Кут виходу потоку при абсолютному русі в °

$$\alpha_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{78.954}{202.01}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 21.348$$

Кут виходу потоку при відносному русі в °

$$\beta_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{w_{2r}}{w_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{78.954}{-61.169}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = -52.233$$

2.4.19 Кут відставання потоку, в °

$$\delta = 90 - |\beta_2| = 90 - |-52.233| = 37.767$$

Ширина лопаток на виході, в м

$$b_2 = \frac{G_K}{\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \tau_2 \cdot \rho_2} = \frac{0.718}{\pi \cdot 0.160 \cdot 78.954 \cdot 0.964 \cdot 1.433} = 0.013$$

або в мм $b_2 \cdot 10^3 = 0.013 \cdot 10^3 = 13.092$

Ступінь підвищення тиску в колесі

$$\pi_2 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{134.04}{94.861} = 1.413$$

Адіабатний ККД робочого колеса

$$\eta_{2.ад} = \frac{\left(\frac{\frac{k_K - 1}{k_K}}{\pi_2} - 1 \right)}{\left(\frac{\frac{n_2 - 1}{n_2}}{\pi_2} - 1 \right)} = \frac{1.413^{\frac{1.394 - 1}{1.394}} - 1}{1.413^{\frac{1.504 - 1}{1.504}} - 1} = 0.835$$

Розрахунок безлопатевого дифузору

Зовнішній діаметр дифузору, в м

$$D_3 = D_{3.в} \cdot D_2$$

де $D_{3.в} = 1.10$ - відносна величина зовнішнього діаметру дифузору; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $D_{3.в} = (1,07...1,18)$

$$D_3 = D_{3.в} \cdot D_2 = 1.1 \cdot 0.16 = 0.176$$

або в мм $D_3 \cdot 10^3 = 0.176 \cdot 10^3 = 176$

Ширина дифузору на виході, в м

$$b_3 = b_{3.в} \cdot b_2$$

де $b_{3.в} = 0.97$ - відносна ширина дифузору на виході; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $b_{3.в} = (0,95...1,00)$

$$b_3 = b_{3.в} \cdot b_2 = 0.97 \cdot 0.013 = 0.013$$

або в мм $b_3 \cdot 10^3 = 0.013 \cdot 10^3 = 12.699$

Відносна величина зміни щільності повітря в дифузорі, задаємося попереднім значенням в першому наближенні

$$\rho_{32.в.пр} = 0.993$$

Швидкість потоку на виході із дифузору, в м/с

$$c_3 = \frac{c_2 \cdot \tau_2 \cdot D_2}{D_3} \cdot \frac{b_2}{b_3} \cdot \rho_{32.в.пр} = \frac{216.89 \cdot 0.96 \cdot 0.16}{0.18} \cdot \frac{0.01}{0.01} \cdot 0.99 = 194.62$$

Температура потоку на виході, в К

$$T_3 = T_2 + \Delta T_{23}$$

$$\text{де } \Delta T_{23} = \frac{(k_K - 1) \cdot (c_2^2 - c_3^2)}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} \quad K - \text{підвищення температури повітря в колесі;}$$

$$T_3 = T_2 + \Delta T_{23} = 325.54 + \frac{(1.39 - 1) \cdot (216.89^2 - 194.62^2)}{2 \cdot 1.39 \cdot 287.4} = 330.04$$

Тиск на виході з дифузору, в кПа

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3 - 1}{n_3}}$$

де $n_3 = 1.95$ - показник політропи процесу стиску в дифузорі; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $n_3 = (1.9 \dots 2.0)$

$$p_3 = p_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3 - 1}{n_3}} = 134.04 \cdot \left(\frac{330.042}{325.538} \right)^{\frac{1.95 - 1}{1.95}} = 134.94$$

Щільність повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_3 = \frac{p_3 \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_3} = \frac{134.94 \cdot 10^3}{287.4 \cdot 330.042} = 1.423$$

Перевірка величини зміни відносної щільності

$$\rho_{32.в} = \frac{\rho_3}{\rho_2} = \frac{1.423}{1.433} = 0.993$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %

$$\Delta \rho_{32.в} = \frac{|\rho_{32.в.пр} - \rho_{32.в}|}{\rho_{32.в.пр}} \cdot 100 = \frac{|0.993 - 0.993|}{0.993} \cdot 100 = 2.115 \times 10^{-3}$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta \rho_{32.в}] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Втрати у щілинному дифузори, в Дж/кг

$$L_{r3} = R_{\pi} \cdot A \cdot (T_3 - T_2)$$

$$\text{де } A = \left[\frac{k_K}{(k_K - 1)} - \frac{n_3}{(n_3 - 1)} \right] = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.95}{1.95 - 1} = 1.488$$

$$L_{r3} = R_{\pi} \cdot A \cdot (T_3 - T_2) = 287.4 \cdot 1.488 \cdot (330.042 - 325.538) = 1925.517$$

Ступінь підвищення тиску у щілинному дифузори

$$\pi_3 = \frac{p_3}{p_2} = \frac{134.94}{134.04} = 1.007$$

Адіабатний ККД щілинного дифузору

$$\eta_{3.ад} = \frac{\left(\frac{\pi_3^{\frac{k_K-1}{k_K}}}{\pi_3} - 1 \right)}{\left(\frac{\pi_3^{\frac{n_3-1}{n_3}}}{\pi_3} - 1 \right)} = \frac{1.007^{\frac{1.394-1}{1.394}} - 1}{1.007^{\frac{1.95-1}{1.95}} - 1} = 0.579$$

Розрахунок лопатевого дифузору

Зовнішній діаметр лопатевого дифузору, в м

$$D_4 = D_{4.в} \cdot D_2$$

де $D_{4.в} = 1.6$ - відносна величина зовнішнього діаметру лопатевого дифузору; згідно [1, ст 24] вибирається з діапазону $D_{4.в} = (1.4 \dots 1.8)$

$$D_4 = D_{4.в} \cdot D_2 = 1.6 \cdot 0.16 = 0.256$$

$$\text{або в мм } D_4 \cdot 10^3 = 0.256 \cdot 10^3 = 256$$

Ширина дифузору на виході, в м

$$b_4 = b_3 + \frac{1}{2} \cdot (D_4 - D_3) \cdot \tan(\theta)$$

де $\theta = 0^\circ$ - кут розкриття дифузору в меридіальній площині; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\Theta = (0...6)^\circ$

$$\Delta b_{34} = \frac{(D_4 - D_3)}{2} \cdot \tan\left(\theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \frac{0.256 - 0.176}{2} \cdot \tan\left(0 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0$$

$$b_4 = b_3 + \Delta b_{34} = 0.013 + 0 = 0.013$$

або в мм $b_4 \cdot 10^3 = 0.013 \cdot 10^3 = 12.699$

Кут потоку на вході в дифузор, в $^\circ$

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \Delta\alpha_{23}$$

де $\Delta\alpha_{23} = 0^\circ$ - величина зміни кута потоку; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta\alpha_{23} = (0...3)^\circ$

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \Delta\alpha_{23} = 21.348 + 0 = 21.348$$

Кут виходу потоку, в $^\circ$

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha_{34}$$

де $\Delta\alpha_{34} = 12^\circ$ - величина зміни кута потоку; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\Delta\alpha_{34} = (10...18)^\circ$

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha_{34} = 21.348 + 12 = 33.348$$

Крок лопаток на вході, в м

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_d} = \frac{\pi \cdot 0.176}{13} = 0.043$$

або в мм $t_3 \cdot 10^3 = 0.043 \cdot 10^3 = 42.532$

Коефіцієнт загромадження перетину на вході

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3}$$

де $\delta_3 = 0.002$ м - товщина лопаток на вході; згідно [1,ст 24] вибирається з діапазону $\delta_3 = (0,0015...0,0025)$ м

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3}{t_3} = 1 - \frac{2 \times 10^{-3}}{0.043} = 0.953$$

Прохідний перетин на вході в дифузор, в м²

$$f_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \tau_3 \cdot B$$

$$\text{де } B = \sin\left(\alpha_3 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(21.348 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.364$$

$$f_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \tau_3 \cdot B = \pi \cdot 0.176 \cdot 0.013 \cdot 0.953 \cdot 0.364 = 2.436 \times 10^{-3}$$

Швидкість потоку на вході в дифузор, в м/с

$$c_{3д} = \frac{G_K}{f_3 \cdot \rho_3} = \frac{0.718}{2.436 \times 10^{-3} \cdot 1.423} = 207.118$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_d}$$

де $\delta_4 = 0.015$ м - товщина лопаток на виході із дифузору; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $\delta_4 = (0,015...0,025)$ м

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_d} = \frac{\pi \cdot 0.256}{13} = 0.062$$

$$\text{або в мм } t_4 \cdot 10^3 = 0.062 \cdot 10^3 = 61.865$$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4}{t_4} = 1 - \frac{0.015}{0.062} = 0.758$$

Прохідний перетин на виході, в м²

$$f_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot B$$

$$\text{де } B = \sin\left(\alpha_4 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(33.348 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 0.55$$

$$f_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot B = \pi \cdot 0.256 \cdot 0.013 \cdot 0.758 \cdot 0.55 = 4.253 \times 10^{-3}$$

Дифузорність каналів лопаткового дифузору

$$f_d = \frac{f_4}{f_3} = \frac{4.253 \times 10^{-3}}{2.436 \times 10^{-3}} = 1.746$$

Коефіцієнти безрозмірного рівняння збереження енергії

$$\sigma = \frac{(k_k - 1) \cdot c_{3d}^2}{2 \cdot k_k \cdot R_{\Pi} \cdot T_3} = \frac{(1.394 - 1) \cdot 207.118^2}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4 \cdot 330.042} = 0.064$$

$$q = \left(\frac{1}{f_d}\right)^2 = \left(\frac{1}{1.746}\right)^2 = 0.328$$

$$m = \frac{2}{n_4 - 1}$$

де $n_4 = 1.65$ - показник політропи процесу стиску в лопатковому дифузори; згідно [1, ст 25] вибирається з діапазону $n_4 = (1,6 \dots 1,7)$

$$m = \frac{2}{n_4 - 1} = \frac{2}{1.65 - 1} = 3.077$$

Ступінь підвищення температури в дифузорі.

Для визначення даного показника, задамося його значенням, в першому наближенні $\beta = 1.000$

На основі заданої величини, шляхом послідовних наближень знайдемо таке рішення наступного рівняння, при якому воно дорівнює $= 0$

В нашому випадку:

$$\beta = 1.045634578$$

$$\frac{\beta - 1}{\sigma} + \frac{q}{\beta^m} - 1 = \frac{1.046 - 1}{0.064} + \frac{0.328}{1.046^{3.077}} - 1 = 0$$

Висновок: Таким чином, в результаті проведених розрахунків, отримане значення ступеня підвищення температури в дифузорі співпадає із заданим на початку розрахунку. Розрахунок можна продовжити далі.

Температура повітря на виході, в К

$$T_4 = \beta \cdot T_3 = 1.046 \cdot 330.042 = 345.103$$

Швидкість потоку на виході з дифузору, в м/с

$$c_4 = c_{3д} \cdot \sqrt{1 - \frac{\beta - 1}{\sigma}} = 207.118 \cdot \sqrt{1 - \frac{1.046 - 1}{0.064}} = 110.673$$

Тиск повітря на виході, в кПа

$$p_4 = p_3 \cdot \beta^{\frac{n_4}{n_4 - 1}} = 134.94 \cdot 1.046^{\frac{1.65}{1.65 - 1}} = 151.125$$

Щільність повітря, в кг/м³

$$\rho_4 = \frac{10^3 \cdot p_4}{R_{II} \cdot T_4} = \frac{10^3 \cdot 151.125}{287.4 \cdot 345.103} = 1.524$$

Втрати в лопатевому дифузори, Дж/кг

$$L_{r4} = R_{\Pi} \cdot A \cdot (T_4 - T_3)$$

$$\text{де } A = \left(\frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{n_4}{n_4 - 1} \right) = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.65}{1.65 - 1} = 1.002$$

$$L_{r4} = R_{\Pi} \cdot A \cdot (T_4 - T_3) = 287.4 \cdot 1.002 \cdot (345.103 - 330.042) = 4336.626$$

Ступінь підвищення тиску в лопатевому дифузори

$$\pi_4 = \frac{p_4}{p_3} = \frac{151.125}{134.94} = 1.12$$

Адіабатний ККД лопатєвого дифузору

$$\eta_{4.ад} = \frac{\left(\frac{\pi_4^{\frac{k_K-1}{k_K}}}{\pi_4} - 1 \right)}{\left(\frac{\pi_4^{\frac{n_4-1}{n_4}}}{\pi_4} - 1 \right)} = \frac{1.12^{\frac{1.394-1}{1.394}} - 1}{1.12^{\frac{1.65-1}{1.65}} - 1} = 0.712$$

Розрахунок збірної завитка

Температура потоку на виході з компресора, в К

$$T_5 = T_4 + \Delta T_{45}$$

де $c_5 = 65$ м/с - приймаємо величину швидкості потоку на виході з компресора; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $c_5 = (50...80)$ м/с

$$\Delta T_{45} = \frac{(k_K - 1) \cdot (c_4^2 - c_5^2)}{2 \cdot k_K \cdot R_{\Pi}} = \frac{(1.394 - 1) \cdot (110.673^2 - 65^2)}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4} = 3.943$$

$$T_5 = T_4 + \Delta T_{45} = 345.103 + 3.943 = 349.046$$

Тиск на виході, в кПа

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$$

де $n_5 = 1.95$ - показник політропи процесу стиску в збірному завитку;
згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $n_5 = (1,9...2,0)$

$$p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}} = 151.125 \cdot \left(\frac{349.046}{345.103} \right)^{\frac{1.95}{1.95-1}} = 154.69$$

Щільність повітря на виході, в кг/м³

$$\rho_5 = \frac{10^3 \cdot p_5}{R_{\Pi} \cdot T_5} = \frac{10^3 \cdot 154.69}{287.4 \cdot 349.046} = 1.542$$

Прохідний перетин вихідного патрубку, в м²

$$f_5 = \frac{G_K}{c_5 \cdot \rho_5} = \frac{0.718}{65 \cdot 1.542} = 7.16 \times 10^{-3}$$

Втрати у вихідному пристрої, в Дж/кг

$$L_{r5} = R_{\Pi} \cdot A \cdot (T_5 - T_4)$$

$$\text{де } A = \left(\frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{n_5}{n_5 - 1} \right) = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.95}{1.95 - 1} = 1.488$$

$$L_{r5} = R_{\Pi} \cdot A \cdot (T_5 - T_4) = 287.400 \cdot 1.488 \cdot (349.046 - 345.103) = 1685.798$$

Ступінь підвищення тиску в завитку

$$\pi_5 = \frac{p_5}{p_4} = \frac{154.69}{151.125} = 1.024$$

Адіабатний ККД завитка

$$\eta_{5.ад} = \frac{\left(\pi_5^{\frac{k_K-1}{k_K}} - 1 \right)}{\left(\pi_5^{\frac{n_5-1}{n_5}} - 1 \right)} = \frac{1.024^{\frac{1.394-1}{1.394}} - 1}{1.024^{\frac{1.95-1}{1.95}} - 1} = 0.578$$

Розрахунок параметрів стиснутого повітря і ККД компресора

Температура загальмованого потоку на виході, в К

$$T_K = T_5 + \frac{(k_K - 1) \cdot c_5^2}{2 \cdot k_K \cdot R_{II}} = 349.046 + \frac{(1.394 - 1) \cdot 65^2}{2 \cdot 1.394 \cdot 287.4} = 351.122$$

Тиск загальмованого потоку, в кПа

$$p_K = p_5 \cdot \left(\frac{T_K}{T_5} \right)^{\frac{k_K}{k_K-1}} = 154.69 \cdot \left(\frac{351.122}{349.046} \right)^{\frac{1.394}{1.394-1}} = 157.973$$

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_k = \frac{p_K}{p_0 - \Delta p_K} = \frac{157.973}{101.3 - 4} = 1.624$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta \pi_k = \frac{|\pi_k - \pi_k|}{\pi_k} \cdot 100 = \frac{|1.593 - 1.624|}{1.593} \cdot 100 = 1.918$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta p_k] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Питома адіабатна робота компресора, в Дж/кг

$$L_{к.ад} = R_{п} \cdot T_0 \cdot A$$

$$\text{де } A = \frac{k_K}{k_K - 1} \cdot \left(\pi_K^{\frac{k_K - 1}{k_K}} - 1 \right) = \frac{1.394}{1.394 - 1} \cdot \left(1.624^{\frac{1.394 - 1}{1.394}} - 1 \right) = 0.519$$

$$L_{к.ад} = R_{п} \cdot T_0 \cdot A = 287.4 \cdot 293 \cdot 0.519 = 43734.286$$

Сумарна енергія на подолання опорів, в Дж/кг

$$L_{гк} = L_{г.вх} + L_r + L_{r3} + L_{r4} + L_{r5}$$

$$L_{гк} = \sum \begin{pmatrix} L_{г.вх} \\ L_r \\ L_{r3} \\ L_{r4} \\ L_{r5} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 155.843 \\ 5681.187 \\ 1925.517 \\ 4336.626 \\ 1685.798 \end{pmatrix} = 13784.971$$

Допоміжний коефіцієнт для визначення показника політропи в компресорі

$$m_K = \frac{k_K}{k_K - 1} - \frac{L_{гк}}{R_{п} \cdot (T_K - T_0)} = \frac{1.394}{1.394 - 1} - \frac{1.378 \times 10^4}{287.4 \cdot (351.122 - 293)} = 2.715$$

Показник політропи стиску повітря в компресорі

$$n_K = \frac{m_K}{m_K - 1} = \frac{2.715}{2.715 - 1} = 1.583$$

Робота компресора при політропному стиску, в Дж/кг

$$L_{п.к} = R_{п} \cdot T_0 \cdot A$$

$$A = \frac{n_k}{n_k - 1} \cdot \left(\pi_k^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right) = \frac{1.583}{1.583 - 1} \cdot \left(1.624^{\frac{1.583 - 1}{1.583}} - 1 \right) = 0.531$$

$$L_{п.к} = R_{п} \cdot T_0 \cdot A = 287.4 \cdot 293 \cdot 0.531 = 44678.035$$

Адіабатний ККД компресора

$$\eta_{к.ад} = \frac{L_{к.ад}}{L_{п.к} + L_{гк}} = \frac{4.373 \times 10^4}{4.468 \times 10^4 + 1.378 \times 10^4} = 0.748$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta \eta_{к.ад} = \frac{|\eta_k - \eta_{к.ад}|}{\eta_k} \cdot 100 = \frac{|0.74 - 0.748|}{0.74} \cdot 100 = 1.09$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta \eta_{к.ад}] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

3.4.3 Розрахунок проточної частини турбіни

Вихідні дані для розрахунку

ККД газової турбіни по ГОСТ 9658-81

$$\eta_{\text{т.пр}} = 0.73$$

Температура газів перед турбіною, в К

$$T_{\text{т}} = 925$$

Опір тракту на виході з турбіни, в кПа

$$\Delta p_{\text{т}} = 2$$

Кількість лопаток соплового апарату

$$z_{\text{с}} = 13$$

Кількість лопаток робочого колеса

$$z_{\text{к}} = 12$$

Частота обертання ротора, хв⁻¹

$$n_{\text{тк}} = 31415$$

Коефіцієнт витоку продувного повітря

$$\nu = 0.009$$

Газова стала для відпрацьованих газів, в Дж/(кг К)

$$R_{\text{т}} = 207.585$$

Коефіцієнт швидкості

$$\phi = 0.95$$

Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_{\text{т.пр}} = P_{\text{к}} = 40.642$$

Витрата газів через турбіну, в кг/с

$$G_{\text{т}} = 1.01 \cdot G_{\text{к}} = 1.01 \cdot 0.718 = 0.725$$

Розрахунок основних параметрів та показників турбіни

Тиск на виході з турбіни, в кПа

$$p_2 = p_0 + \Delta p_{\text{т}} = 101.3 + 2 = 103.3$$

Питома адіабатна робота турбіни, в Дж/кг

$$L_{\text{т.ад}} = \frac{10^3 \cdot P_{\text{т.пр}}}{G_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{т.пр}}} = \frac{10^3 \cdot 40.642}{0.725 \cdot 0.73} = 76804.776$$

Приймаємо із заданого діапазону $k_T = (1.32...1.35)$ попереднє значення показника адіабаты для турбіни.

$$k_{T.пр} = 1.331$$

Ступінь зниження тиску в турбіні

$$\pi_T = \frac{1}{(1-A)^{\frac{k_{T.пр}}{k_{T.пр}-1}}}$$

$$\text{де } A = \frac{(k_{T.пр} - 1) \cdot L_{T.ад}}{k_{T.пр} \cdot R_T \cdot T_T} = \frac{(1.331 - 1) \cdot 7.68 \times 10^4}{1.331 \cdot 207.585 \cdot 925} = 0.099$$

$$\pi_T = \frac{1}{(1-A)^{\frac{k_{T.пр}}{k_{T.пр}-1}}} = \frac{1}{(1-0.099)^{\frac{1.331}{1.331-1}}} = 1.524$$

Температура після турбіни при адіабатному розширенні, в К

$$T_{2.ад} = T_T \cdot \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_{T.пр}-1}{k_{T.пр}}} = 925 \cdot \left(\frac{1}{1.524} \right)^{\frac{1.331-1}{1.331}} = 832.988$$

Середня температура газів у процесі розширення, в °С

$$t_{cp} = \frac{1}{2} \cdot (T_T + T_{2.ад}) - 273 = \frac{1}{2} \cdot (925 + 832.988) - 273 = 605.994$$

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_T = \frac{\alpha}{1-\nu} = \frac{2}{1-9 \times 10^{-3}} = 2.018$$

Коефіцієнти мольної теплоємності продуктів згоряння

$$a_{\text{п.з}} = 21.03 + \frac{2.14}{\alpha_T} = 21.03 + \frac{2.14}{2.018} = 22.09$$

$$b_{\text{п.з}} = \left(427 + \frac{184}{\alpha_T}\right) \cdot 10^{-5} = \left(427 + \frac{184}{2.018}\right) \cdot 10^{-5} = 5.182 \times 10^{-3}$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при $V=\text{const}$

$$\mu C_V = a_{\text{п.з}} + b_{\text{п.з}} \cdot t_{\text{ср}} = 22.09 + 5.182 \times 10^{-3} \cdot 605.994 = 25.23$$

Уточнене значення показника адіабати

$$k_T = 1 + \frac{8.314}{\mu C_V} = 1 + \frac{8.314}{25.23} = 1.33$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta k = \frac{|k_{\text{Т.пр}} - k_T|}{k_{\text{Т.пр}}} \cdot 100 = \frac{|1.331 - 1.33|}{1.331} \cdot 100 = 0.111$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta k] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Тиск газів перед турбіною, в кПа

$$p_T = \pi_T \cdot p_2 = 1.524 \cdot 103.3 = 157.425$$

Теоретична швидкість по повному перепаду тисків у турбіні, в м/с

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot L_{\text{Т.ад}}} = \sqrt{2 \cdot 7.68 \times 10^4} = 391.931$$

Колова швидкість робочого колеса, в м/с

$$u_1 = u_{1.\text{в}} \cdot c_0$$

де $u_{1.\text{в}} = 0.6$ - відносна колова швидкість робочого колеса; згідно [1, ст 25] вибирається з діапазону $u_{1.\text{в}} = (0.55 \dots 0.65)$.

$$u_1 = u_{1.B} \cdot c_0 = 0.6 \cdot 391.931 = 235.158$$

Діаметр колеса турбіни, в м

$$D_1 = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n_{TK}} = \frac{60 \cdot 235.158}{\pi \cdot 3.141 \times 10^4} = 0.143$$

або в мм $D_1 \cdot 10^3 = 0.143 \cdot 10^3 = 142.964$

Розрахунок соплового апарату (СА)

Ступінь реактивності турбіни.

Приймаємо згідно [1, ст 25] з діапазону $\rho_T = (0,45 \dots 0,55)$.

$$\rho_T = 0.55$$

Робота адіабатного розширення газів в СА, в Дж/кг

$$L_{с.ад} = (1 - \rho_T) \cdot L_{Т.ад} = (1 - 0.55) \cdot 76804.776 = 34562.149$$

Тиск газів на виході із СА, в кПа

$$p_1 = p_T \cdot \left[1 - \frac{(k_T - 1) \cdot L_{с.ад}}{k_T \cdot R_T \cdot T_T} \right] = 157.42 \cdot \left[1 - \frac{(1.33 - 1) \cdot 3.46 \times 10^4}{1.33 \cdot 207.59 \cdot 925} \right] = 150.4$$

Швидкість на виході із СА при надкритичному витіканні, в м/с

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_T}{k_T + 1} \cdot R_T \cdot T_T} = 0.95 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1.33}{1.33 + 1} \cdot 207.585 \cdot 925} = 444.756$$

Швидкість на виході із СА при докритичному витіканні, в м/с

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{1 - \rho_T} \cdot c_0 = 0.95 \cdot \sqrt{1 - 0.55} \cdot 391.931 = 249.769$$

Температура газів на виході із сопла, в К

$$T_1 = T_T - \frac{c_1^2 \cdot (k_T - 1)}{2 \cdot R_T \cdot k_T} = 925 - \frac{249.769^2 \cdot (1.33 - 1)}{2 \cdot 207.585 \cdot 1.33} = 887.757$$

Щільність газів, в кг/м³

$$\rho_1 = \frac{10^3 \cdot p_1}{R_T \cdot T_1} = \frac{10^3 \cdot 150.402}{207.585 \cdot 887.757} = 0.816$$

Прохідний перетин соплового апарату, в м²

$$f_1 = \frac{G_T}{\rho_1 \cdot c_1} = \frac{0.725}{0.816 \cdot 249.769} = 3.556 \times 10^{-3}$$

Внутрішній діаметр соплового апарату, в м

$$D_c = D_{c.B} \cdot D_1$$

де $D_{c.B} = 1.1$ - відносний внутрішній діаметр СА; згідно [1, ст 25] вибирається з діапазону $D_{c.B} = (1.05 \dots 1.10)$

$$D_c = D_{c.B} \cdot D_1 = 1.1 \cdot 0.143 = 0.157$$

$$\text{або в мм } D_c \cdot 10^3 = 0.157 \cdot 10^3 = 157.261$$

Крок решітки СА на внутрішньому діаметрі, в м

$$t_c = \frac{\pi \cdot D_c}{z_c} = \frac{\pi \cdot 0.157}{13} = 0.038$$

$$\text{або в мм } t_c \cdot 10^3 = 0.038 \cdot 10^3 = 38.004$$

Коефіцієнт загромадження соплового апарату

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta_c}{t_c}$$

де $\delta_c = 0.0017$ - товщина лопаток СА на виході; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $\delta_c = (0,0015...0,0020)$ м

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta_c}{t_c} = 1 - \frac{1.7 \times 10^{-3}}{0.038} = 0.955$$

Ширина соплової решітки, в м

$$b_c = \frac{f_1}{\pi \cdot D_c \cdot \tau_c \cdot \sin(\alpha_1)}$$

де $\alpha_1 = 15^\circ$ - кут виходу потоку; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $\alpha_1 = (14...19)^\circ$

$$b_c = \frac{f_1}{\pi \cdot D_c \cdot \tau_c \cdot \sin\left(\alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{3.556 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.157 \cdot 0.955 \cdot \sin\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 0.029$$

або в мм $b_c \cdot 10^3 = 0.029 \cdot 10^3 = 29.112$

Розрахунок робочого колеса (РК) турбіни

Радіальні складові швидкостей c_1 та w_1 на вході в РК, в м/с

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin\left(\alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 249.769 \cdot \sin\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 64.645$$

$$w_{1r} = c_{1r} = 64.645$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos\left(\alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 249.769 \cdot \cos\left(15 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 241.259$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 = 241.259 - 235.158 = 6.1$$

Відносна швидкість входу потоку на РК, в м/с

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1r}^2} = \sqrt{6.1^2 + 64.645^2} = 64.932$$

Кут входу потоку на РК при відносному русі, в °

$$\beta_1 = \operatorname{atan}\left(\frac{w_{1r}}{w_{1u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{64.645}{6.1}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 84.609$$

Ступінь радіальності турбіни, попереднє оцінювання

$$r_{\text{пр}} = 0.624$$

Відносна швидкість виходу потоку з РК, в м/с

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + \rho_T \cdot c_0^2 - (1 - r_{\text{пр}}^2) \cdot u_1^2}$$

де $\psi = 0.9$ - швидкісний коефіцієнт; згідно [1, ст 25] вибирається з діапазону $\psi = 0.85 \dots 0.95$

$$C = \rho_T \cdot c_0^2 = 0.55 \cdot 391.931^2 = 8.449 \times 10^4$$

$$D = (1 - r_{\text{пр}}^2) \cdot u_1^2 = (1 - 0.624^2) \cdot 235.158^2 = 3.377 \times 10^4$$

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + C - D} = 0.9 \cdot \sqrt{64.932^2 + 8.449 \times 10^4 - 3.377 \times 10^4} = 210.943$$

Температура газів на виході з колеса, в К

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{12}$$

$$\Delta T_{12} = \frac{\rho_T \cdot c_0^2 - w_2^2 \cdot \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)}{\left(\frac{2 \cdot k_T \cdot R_T}{k_T - 1}\right)} = \frac{0.55 \cdot 391.93^2 - 210.94^2 \cdot \left(\frac{1}{0.9^2} - 1\right)}{\frac{2 \cdot 1.33 \cdot 207.59}{1.33 - 1}} = 44.21$$

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{12} = 887.757 - 44.205 = 843.552$$

Щільність газів на виході з РК, в кг/м³

$$\rho_2 = \frac{10^3 \cdot p_2}{R_T \cdot T_2} = \frac{10^3 \cdot 103.3}{207.585 \cdot 843.552} = 0.59$$

Прохідний перетин робочих лопаток на виході, в м²

$$f_2 = \frac{G_T}{(1 + \xi_{BT}) \cdot \rho_2 \cdot w_2}$$

де $\xi_{BT} = 0.025$ - коефіцієнт втрат газів у радіальному зазорі; згідно [1, ст 25] вибирається з діапазону $\xi_{BT} = (0,02...0,03)$

$$f_2 = \frac{G_T}{(1 + \xi_{BT}) \cdot \rho_2 \cdot w_2} = \frac{0.725}{(1 + 0.025) \cdot 0.59 \cdot 210.943} = 5.683 \times 10^{-3}$$

Середній діаметр РК на виході, в м

$$D_{2.пр} = D_1 \cdot r_{пр} = 0.143 \cdot 0.624 = 0.089$$

$$\text{або в мм } D_{2.пр} \cdot 10^3 = 0.089 \cdot 10^3 = 89.21$$

Крок лопаток на виході, в м

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_{2.пр}}{z_K} = \frac{\pi \cdot 0.089}{12} = 0.023$$

$$\text{або в мм } t_2 \cdot 10^3 = 0.023 \cdot 10^3 = 23.355$$

Коефіцієнт загромадження перетину на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2}$$

де $\delta_2 = 0.0015$ м - товщина лопаток РК на виході; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $\delta_2 = (0,001...0,002)$ м

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2} = 1.000 - \frac{0.002}{0.023} = 0.936$$

Висота робочих лопаток на виході з РК, в м

$$l_2 = \frac{f_2}{\pi \cdot D_{2.пр} \cdot \tau_2 \cdot \sin(\beta_2)}$$

де $\beta_2 = 32^\circ$ - кут лопаток на виході; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $\beta_2 = (30...35)^\circ$

$$l_2 = \frac{f_2}{\pi \cdot D_{2.пр} \cdot \tau_2 \cdot \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = \frac{5.683 \times 10^{-3}}{\pi \cdot 0.089 \cdot 0.936 \cdot \sin\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} = 0.041$$

або в мм $l_2 \cdot 10^3 = 0.041 \cdot 10^3 = 40.893$

Діаметр маточини колеса турбіни, в м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_1$$

де $D_{0.в} = 0.27$ - відносний діаметр маточини колеса турбіни; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $D_{0.в} = (0,2...0,3)$ м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_1 = 0.27 \cdot 0.143 = 0.039$$

або в мм $D_0 \cdot 10^3 = 0.039 \cdot 10^3 = 38.6$

Зовнішній діаметр колеса на виході, в м

$$D_3 = D_0 + 2 \cdot l_2 = 0.039 + 2 \cdot 0.041 = 0.12$$

або в мм $D_3 \cdot 10^3 = 0.12 \cdot 10^3 = 120.386$

Середній діаметр колеса на виході, (уточнене значення), в м

$$D_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (D_0^2 + D_3^2)} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (0.039^2 + 0.12^2)} = 0.089$$

або в мм $D_2 \cdot 10^3 = 0.089 \cdot 10^3 = 89.394$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta D_2 = \frac{|D_{2.\text{пр}} - D_2|}{D_{2.\text{пр}}} \cdot 100 = \frac{|0.089 - 0.089|}{0.089} \cdot 100 = 0.207$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta D_2] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Уточнення ступеня радіальності

$$r = \frac{D_2}{D_1} = \frac{0.089}{0.143} = 0.625$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta r = \frac{|r_{\text{пр}} - r|}{r_{\text{пр}}} \cdot 100 = \frac{|0.624 - 0.625|}{0.624} \cdot 100 = 0.207$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta r] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Колова швидкість колеса на діаметрі D_2 , в м/с

$$u_2 = r \cdot u_1 = 0.625 \cdot 235.158 = 147.042$$

Осьові складові швидкостей c_2 та w_2 , в м/с

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 210.943 \cdot \sin\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 111.783$$

$$c_{2a} = w_{2a} = 111.783$$

Колова складова відносної швидкості, в м/с

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 210.943 \cdot \cos\left(32 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 178.889$$

Колова складова абсолютної швидкості, в м/с

$$c_{2u} = w_{2u} - u_2 = 178.889 - 147.042 = 31.847$$

Абсолютна швидкість виходу потоку з РК

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} = \sqrt{111.783^2 + 31.847^2} = 116.231$$

Кут виходу потоку з колеса в абсолютному русі, в °

$$\alpha_2 = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = \operatorname{atan}\left(\frac{111.783}{31.847}\right) \cdot \frac{180}{\pi} = 74.098$$

Розрахунок ККД та потужності газової турбіни

Втрати в сопловому апараті, в Дж/кг

$$L_{rc} = (1 - \phi^2) \cdot L_{c.ad} = (1 - 0.95^2) \cdot 34562.149 = 3369.81$$

Втрати в робочому колесі, в Дж/кг

$$L_{rk} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) \cdot \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{0.9^2} - 1\right) \cdot \frac{210.943^2}{2} = 5218.757$$

Втрати з вихідною швидкістю, в Дж/кг

$$L_{rc2} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{116.231^2}{2} = 6754.793$$

Середня щільність газів у РК, в кг/м³

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{0.816 + 0.59}{2} = 0.703$$

Втрати на тертя і вентиляцію, в Дж/кг

$$L_{TB} = \beta_{TB} \cdot \frac{D_1^2}{G_T} \cdot \left(\frac{u_1}{100} \right)^3 \cdot \rho$$

де $\beta_{TB} = 4$ - коефіцієнт втрат на тертя і вентиляцію; згідно [1, ст 25] вибирається з діапазону $\beta_{TB} = 3 \dots 5$ кДж м/(кг с)

$$L_{TB} = \beta_{TB} \cdot \frac{D_1^2}{G_T} \cdot \left(\frac{u_1}{100} \right)^3 \cdot \rho \cdot 10^3 = 4 \cdot \frac{0.143^2}{0.725} \cdot \left(\frac{235.158}{100} \right)^3 \cdot 0.703 \cdot 10^3 = 1031.102$$

Втрати на перетікання в радіальному зазорі, в Дж/кг

$$L_{BT} = \xi_{BT} \cdot \frac{c_0^2}{2} = 0.025 \cdot \frac{391.931^2}{2} = 1920.119$$

Загальні внутрішні втрати в турбіні, в Дж/кг

$$L_{IT} = L_{rc} + L_{rk} + L_{rc2} + L_{TB} + L_{BT}$$

$$L_{IT} = \sum \begin{pmatrix} L_{rc} \\ L_{rk} \\ L_{rc2} \\ L_{TB} \\ L_{BT} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 3369.81 \\ 5218.757 \\ 6754.793 \\ 1031.102 \\ 1920.119 \end{pmatrix} = 18294.581$$

Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{L_{rT}}{L_{T.ад}} = 1 - \frac{1.829 \times 10^4}{7.68 \times 10^4} = 0.762$$

ККД турбіни

$$\eta_T = \eta_{oi} \cdot \eta_{MT}$$

де $\eta_{MT} = 0.97$ - механічний ККД турбокомпресора; згідно [1,ст 25] вибирається з діапазону $\eta_{MT} = (0,94...0,97)$

$$\eta_T = \eta_{oi} \cdot \eta_{MT} = 0.762 \cdot 0.97 = 0.739$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta\eta_T = \frac{|\eta_{T.пр} - \eta_T|}{\eta_{T.пр}} \cdot 100 = \frac{|0.73 - 0.739|}{0.73} \cdot 100 = 1.226$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta\eta_T] < 3 \%$, тому розрахунок можна продовжити далі.

Потужність газової турбіни, в кВт

$$P_T = 10^{-3} \cdot G_T \cdot L_{T.ад} \cdot \eta_T = 10^{-3} \cdot 0.725 \cdot 7.68 \times 10^4 \cdot 0.739 = 41.141$$

Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta P_T = \frac{|P_{T.пр} - P_T|}{P_{T.пр}} \cdot 100 = \frac{|40.642 - 41.141|}{40.642} \cdot 100 = 1.226$$

Висновок: отримана в результаті розрахунку похибка, не перевищує допустиму $[\Delta P_T] < 3 \%$, тому розрахунок можна закінчити.

3.5 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи впуску штатного двигуна. Згідно отриманих результатів виявлено невідповідність штатного турбокомпресору до проточної характеристики двигуна 6ЧН 25/34. Враховано особливості роботи на перехідних режимах. Розраховано параметри турбокомпресору згідно вихідних техніко-економічних параметрів двигуна та обґрунтовано здійснено вибір турбокомпресора іншої моделі ТК що відповідає витратній характеристиці двигуна але має менші масо-габаритні параметри.

					ПННІ НУК 131.61.23.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		101

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

По характеру впливу компонентів, що містяться у ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, не суттєвого шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

IV-а група, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів серед яких: алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні з'єднання та канцерогени.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

4.1.2 Заходи направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Покращення екологічних показників дизеля можна здійснити за рахунок:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;
- в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосування високоякісних палив та присадок до них;
- д) забезпечити на дизелі нейтралізацію відпрацьованих газів;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 415$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.208$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.0$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.208 \cdot 415 \cdot 2 \cdot 14.45 = 2494.648$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{2494.648}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot 14.45} \right) = 0.717$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 750$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{750}{273}} = 0.35$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.717}{0.35} = 2.051$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.208 \cdot 22.6 = 4.701$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.701 \cdot 415}{3600} = 0.542$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.208 \cdot 40.9 = 8.507$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.507 \cdot 415}{3600} = 0.981$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.208 \cdot 10.5 = 2.184$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.184 \cdot 415}{3.6 \times 10^3} = 0.252$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,
в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.208 \cdot 5.6 = 1.165$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.165 \cdot 415}{3.6 \times 10^3} = 0.134$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.208 \cdot 7.6 = 1.581$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.581 \cdot 415}{3.6 \times 10^3} = 0.182$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.542 \\ 0.981 \\ 0.252 \\ 0.134 \\ 0.182 \end{pmatrix} = 2.091$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.542}{2.091} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.981}{2.091} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.252}{2.091} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.182}{2.091} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.134}{2.091} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{T.K} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_C \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань дихальних шляхів.

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрانتя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду, у вигляді опіків.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату.

Вібрація виникає через динамічну невідношеність мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектового двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.1 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

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

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

$P_e = 415 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(500 + 415^{0.55}) = 27.223$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{500}{500}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 27.223 + 0 = 81.223$$

Отриманий в результаті розрахунку рівень шуму проектового дизеля на номінальному режимі роботи, дещо перевищує значення встановленого санітарними нормами. Для зниження шкідливого впливу шуму необхідно передбачити певний комплекс робіт, направлений на його зниження, та захист обслуговуючого персоналу від його шкідливого впливу.

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти.

Таблиця 4.2 - Допустимі норми по вібрації машин.

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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right)$$

де $m = 12200$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{500}{60} = 8.333 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 500 \cdot 415^{0.55} \cdot \frac{1 + 415}{1.22 \times 10^4} = 469.494$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{500}{500} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{500} \right)^3 \cdot \frac{1.22 \times 10^4}{415} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{469.494}{1} + 0 \right) = 70.716$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизеля наносить непоправної шкоди оточуючому середовищу. Одним з таких негативних чинників шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів, а відповідно є необхідність у проведенні заходів щодо зниження шкідливого впливу.

Розрахунок кількості викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів дизеля показав, що наявні токсичні компоненти присутні у значній кількості є небезпечними для здоров'я працюючих з дизелем людей та навколишнього довкілля.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектного двигуна показав, що зазначені параметри дещо виходять за допустимі межі. Тому потрібно перебачити заходи щодо зниження шуму та вібрації проектного двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 415 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок оптимізації агрегату наддуву.

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 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 будову та роботу системи впуску штатного двигуна. Згідно отриманих результатів виявлено невідповідність штатного турбокомпресору до проточної характеристики двигуна 6ЧН 25/34. Враховано особливості роботи на перехідних режимах. Розраховано параметри турбокомпресору згідно вихідних техніко-економічних параметрів двигуна та обґрунтовано здійснено вибір турбокомпресора іншої моделі ТК що відповідає витратній характеристиці двигуна але має менші масо-габаритні параметри.

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.

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 / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // 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» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / 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» / 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.