

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 «бакалавр»

на тему: Покращення ефективних показників газового двигуна за рахунок вдосконалення системи охолодження. Прототип 6ГЧН12/14.

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-21

_____ ***Златогорський Б.В.***
(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Інформація про об'єкт використання двигуна	7
1.2. Основні системи проектного двигуна	7
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вимоги до проектного двигуна	12
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	15
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	25
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	36
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	43
2.7 Висновок по розділу 2	44
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.	51
3.2. Опис основних елементів системи охолодження	49
3.3 Розрахунок системи охолодження	53
3.4 Висновок по розділу 3	57
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном	58
4.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна	63
4.3 Охорона навколишнього середовища	65

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ							
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата	Пояснювальна записка				Літера		Лист	Листів
Розробив		Златогорський							н		3	70
Перевірив		Нестеренко В.В							44-ЕМ-21			
Н. контр		Нестеренко В.В										
Затвердив		Нестеренко В.В										

4.4 Висновок по розділу 4	67
ВИСНОВКИ	68
ЛІТЕРАТУРА	70

ДОДАТКИ:

- Додаток 1 Специфікації складальних креслень
- Додаток 2 Двигун 6ГЧН12/14 – поперечний переріз
- Додаток 3 Насос
- Додаток 4 Колесо насоса
- Додаток 5 Система охолодження

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Столітня історія розвитку ДВЗ у сукупності з досягненнями останніх десятиліть в області нових матеріалів, електроніки й обчислювальної техніки дозволила створити високоефективні газові двигуни, що працюють за циклом Отто.

З появою наприкінці минулого століття дизельних двигунів, що дуже економічно працюють на важкому нафтовому паливі, і слідом за цим бензинових двигунів, газ як паливо для двигунів був майже цілком витиснутий рідкими нафтовими продуктами. Лише на окремих великих металургійних підприємствах продовжували застосовувати стаціонарні тихохідні газові двигуни головним чином з горизонтально розташованими циліндрами.

Ці двигуни працювали на місцевому доменному, коксовому чи вугільному газах, їхні показники були порівняно невисокими. Своїм успіхом рідкі нафтові палива зобов'язані транспортабельності, простоті збереження і високої концентрації енергії в одиницю об'єму. Однак по найважливіших технічних показниках, що характеризує ефективність використання палива в двигуні, рідкі нафтові палива уступають газам, тому, коли у другій половині ХХ століття видобуток і виробництво паливних газів, особливо природного і зріджених бутано - пропанових сумішей, досягли в деяких країнах великого обсягу, газові двигуни почали застосовувати значно ширше, але на новому, більш високому технічному рівні. Три основних фактори обумовили відродження газових двигунів: бурхливий розвиток газової промисловості в деяких країнах; техніко-економічні і санітарно-гігієнічні (менша токсичність і чадність газів, що відробили) переваги газу як моторного палива перед рідкими і твердими паливами; технічний прогрес газових двигунів, що забезпечує повне використання вигідних властивостей газу як палива для двигунів [1].

Сучасний газовий двигун являє собою дизель, адаптований до газового палива. Технологія перекладу дизелів на газ добре відома і в Україні двигуни

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

можуть скласти успішну конкуренцію двигунам світових виробників при їхній доробці в напрямку підвищення ресурсу й економічності.

В даний час технологія застосування газових двигунів переживає в Україні своє друге народження. Це пов'язано з їхнім застосуванням у системах локальної генерації електроенергії і тепла.

Безперебійне енергопостачання є обов'язковою умовою роботи відповідальних споживачів. Аварії в енергомережах і, внаслідок цього, перериви в енергопостачанні вимагають резервного енергопостачання.

Газопоршневі установки для локального виробництва електроенергії дають неймовірно низьку вартість електроенергії - в 4-5 разів нижче існуючих тарифів. В Україні в теперішній час є декілька підприємств, що займаються створенням газових двигунів і переведенням двигунів внутрішнього згоряння на газове паливо.

У даній кваліфікаційній роботі згідно завданню пропонується спроектувати газовий двигун 6ГЧН 12/14 з розробкою системи охолодження

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Інформація про об'єкт використання двигуна

Двигуни 6ГЧ12/14 і 6ГЧН12/14 призначені для використання в якості головних суднових двигунів для приводу гребних гвинтів, водометних рушіїв, для приводу суднових і стаціонарних генераторів постійного і змінного струму, а також екскаваторів, шпалопідбивальних машин, насосів, лебідок та інших механізмів в стаціонарних і пересувних об'єктах. Загальний вид однієї з модифікацій представлений на рисунку 1.1, поперечний і поздовжній перерізи двигуна – на рисунку 1.2 і 1.3 [4].

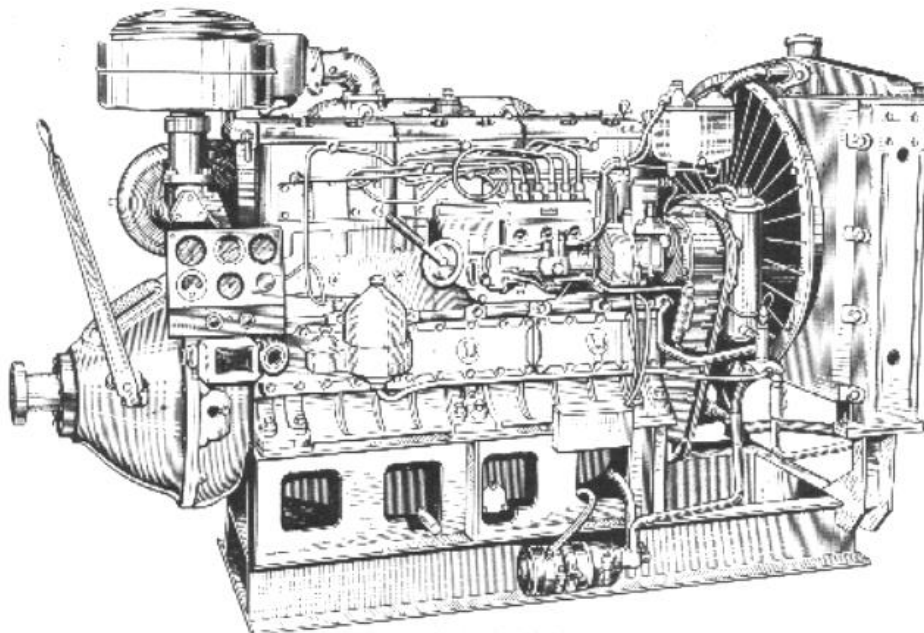


Рисунок 1.1 Загальний вигляд двигуна 6ГЧН 12/14.

1.2 Основні системи проектного двигуна

Блок циліндрів литий чавунний, має шість вставних втулок циліндрів, відлитих із спеціального чавуну з підвищеною твердістю робочих поверхонь.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Зовнішні поверхні втулок, омивані водою, хромовані. До нижньої частини блоку кріпиться піддон, який служить резервуаром для мастила.

Кришки циліндрів відлиті з чавуну (на два циліндра одна кришка). Кожна кришка кріпиться до блоку циліндрів шістьма силовими шпильками. Стик кришки з блоком циліндрів ущільнюється метало азбестовою прокладкою, окантованою білою жестю. У кришці для кожного циліндра розміщені впускний і випускний клапани і форсунка. На двигунах з системою пуску стисненим повітрям в кришці встановлені також і пускові клапани.

Поршень штампований з алюмінієвого сплаву. Поршневі кільця виготовляються зі спеціального чавуну, верхнє компресійне кільце хромоване.

Шатуни сталеві штамповані, двотаврового перетину, з прямим роз'ємом кривошипної головки. Для змащення поршневого пальця в стрижні шатуна просвердлений осьовий отвір.

Колінчастий вал цілісний штампований зі сталі. Шийки валу загартовані струмом високої частоти.

Вкладиші шатуна і колінчастого вала – біметалеві, взаємозамінні.

Газорозподільчі клапани приводяться через штовхачі, штанги і коромисла від розподільного вала, розміщеного в блоці циліндрів.

Регулятор Р-11М забезпечує різницю частоти обертання при холостому ході і при номінальному навантаженні в межах $30 \pm 5 \text{ хв}^{-1}$. Коливання (нерівномірності) частоти обертання на будь-якому сталому режимі знаходиться в межах $\pm 8 \text{ хв}^{-1}$.

Регулятор допускає зміну нахилу характеристики без зупинки двигуна. При раптовому зміні навантаження від повного до холостого ходу (або навпаки), частота обертання дизеля змінюється не більш ніж на 6% по відношенню до частоти обертання попереднього режиму.

На кожусі маховика розміщено валоповоротний пристрій. Відбір основної потужності від дизеля здійснюється з боку маховика за допомогою еластичної муфти з гумовими елементами – амортизаторами.

Муфта відбору потужності з переднього торця дизеля призначена для

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

приводу суднових механізмів.

Муфтою зчеплення обладнують дизелі, призначені для приводу водометних рушіїв суден, різного виду насосів та інших механізмів. Для дизелів без наддуву муфти зчеплення випускають з обертовим моментом 390 Нм, а для дизелів з наддувом – 690 Нм.

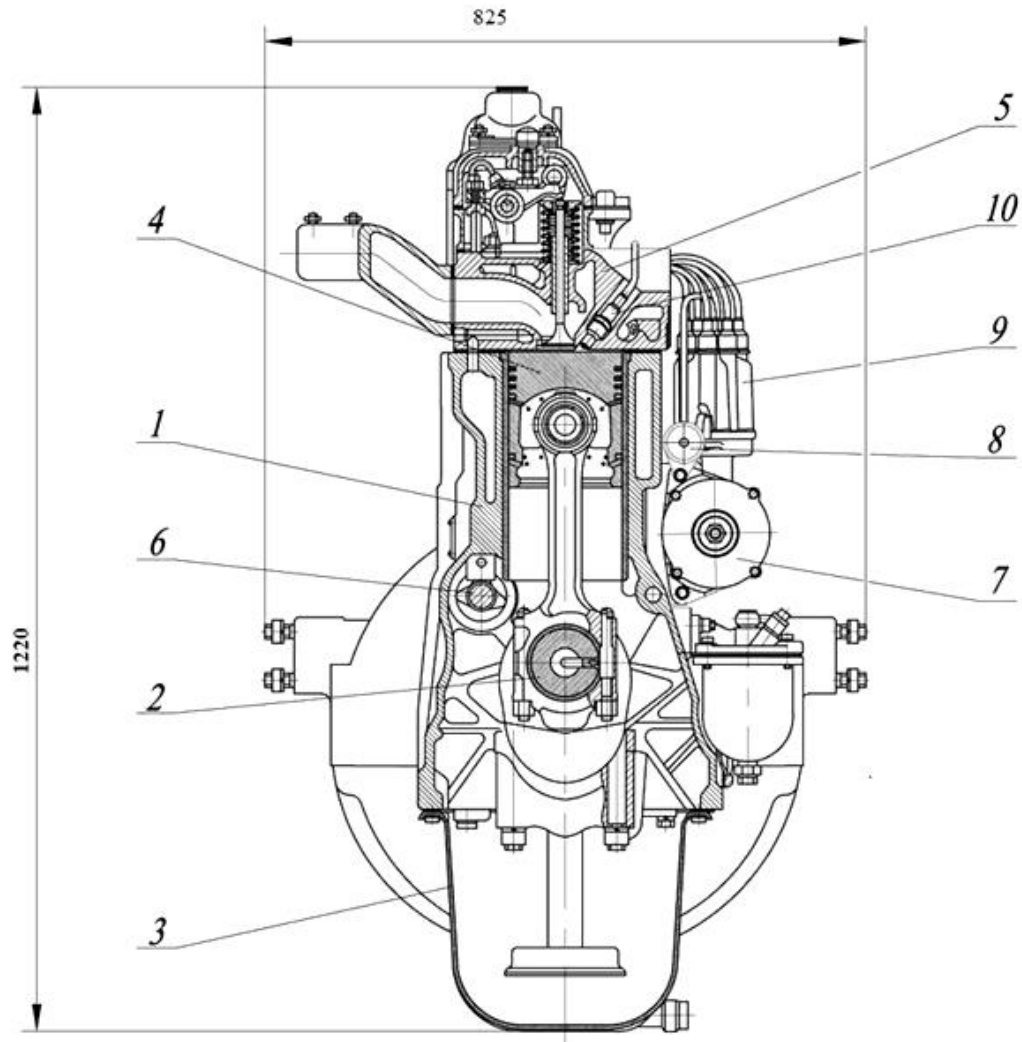


Рисунок 1.2 Поперечний переріз двигуна 6ГЧН 12/14.

Система подачі газу складається з: змішувача газу і повітря, блоку газової апаратури з регуляторами тиску газу і співвідношення газ-повітря, електромагнітними клапанами подачі газу.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Система запалювання складається з: свічок запалювання, установлених у кришках циліндрів, високовольтних катушок, високовольтних проводів, електронного блоку управління.

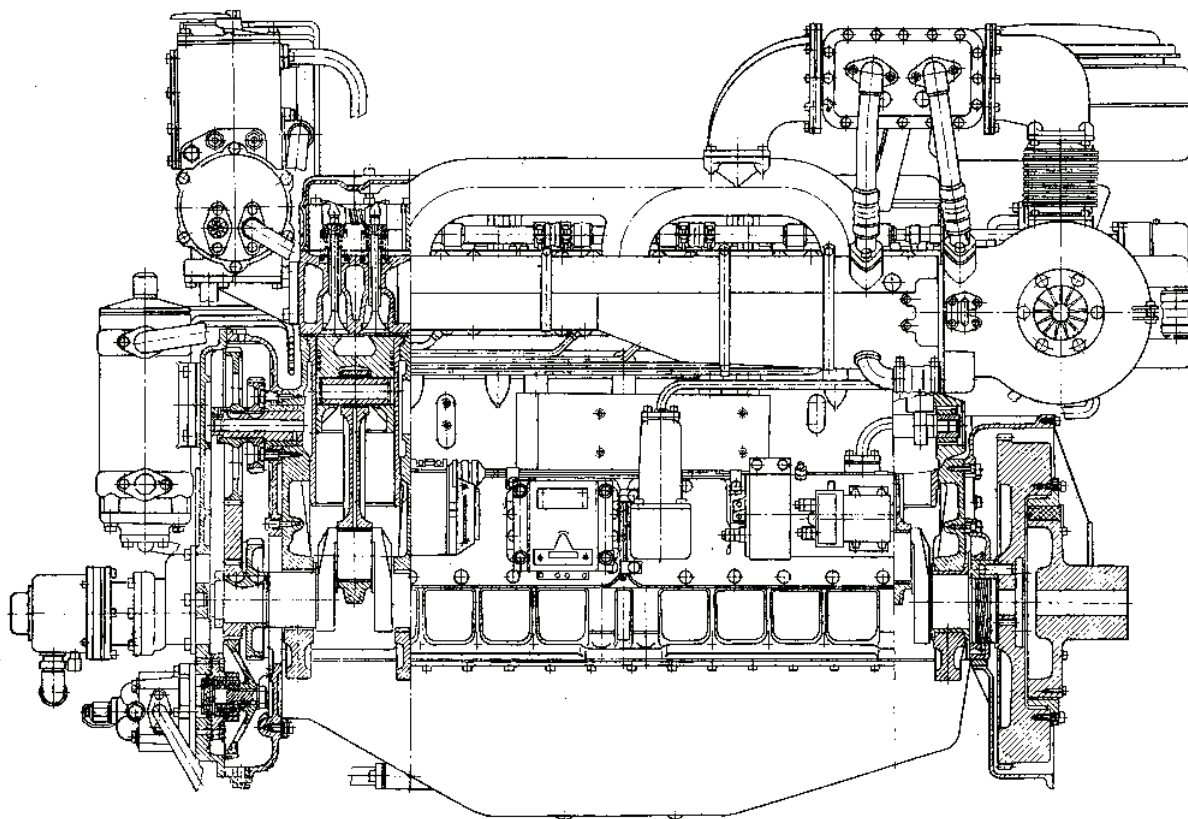


Рисунок 1.3 Повздовжній вид двигуна 6ГЧН 12/14.

Система мащення циркуляційна, під тиском, з «мокрим» картером. Головними елементами системи є: масляний насос, фільтр-холодильник, центрифуга, трубопроводи, маслосбірник (піддон дизеля) і контрольні прилади – манометр і термометр. На двигуні встановлюється маслопідкачуючий насос, що служить для прокачування дизеля маслом перед пуском. На двигунах з водоповітряною системою охолодження замість фільтра-холодильника встановлюється масляний фільтр, для охолодження масла служить масляний радіатор.

Двигуни в судновому виконанні обладнуються двоконтурною водо-водяною системою охолодження, що складається з замкнутого контуру прісної води і

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

незамкнутого контуру забортної води. Двигуни стаціонарного і транспортного виконання обладнуються водо - повітряною системою охолодження з радіатором.

Пуск двигунів здійснюється електростартером. Перед пуском виконується прокачування дизеля маслом. Система електричного пуску дизеля складається з стартера, акумуляторних батарей, повітропідігрівників, кнопки включення стартера, кнопки прокачування.

Система електричного пуску двигуна дводротова, а для К-272МЗ і К-270МЗ однодротова. Робоча напруга 24 В. Електрообладнання дизелів екрановано для захисту від перешкод радіоприйому. Система електрообладнання дизеля допускає живлення сторонніх споживачів електричного струму потужністю не більше 0,5 кВт при працюючому зарядному генераторі.

Прилади контролю розміщені на щиті приладів, встановленому на кожусі маховика: термометри для контролю температури охолоджуючої рідини і масла, манометри для контролю тиску масла в системі мащення і забортної води; Вольтамперметр для контролю напруги і сили струму в ланцюгах заряду акумуляторних батарей; вимірювач тахометра (датчик встановлений на приводі паливного насоса), вимикач шунтової обмотки зарядного генератора.

Двигун і газо-генератори поставляються комплектно з контрольно-вимірювальними приладами, комплектом запасних частин, інструменту та пристроїв.

Таблиця 1.1

Технічні данні газового двигуна 6ГЧН12/14 [4]

Показники	Двигун 6ГЧН 12/14
Потужність номінальна, кВт	84,5
Частота обертання, хв ⁻¹	1500
Питома витрата, м ³ /(кВт·год): газу при номінальній потужності	0,320
Маса (суха), кг	1600
Паливо	Природний газ ГОСТ5542 Тиск газу, не менше, 0,2 МПа
Масло	М-10В2, М-10В2С ГОСТ 12337-84

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1. Вимоги до проектованого двигуна

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектованого двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані .

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга. Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- Тиск і температура навколишнього середовища

Як правило, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. При більш високих температурах і низькому тиску потужність двигуна буде зменшуватися.

- Ступінь стиску

Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . В конкретному газовому двигуні ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури samozapalювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1, 3, 7].

- Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря згоряння газового палива менший $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна . При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо-повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ температура

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

максимальна робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200 \text{ K}$.

- Тиск наддуву

Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо-повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання. В стаціонарних газових двигунах при ступені стиску $\varepsilon = 12 \dots 12,5$ допускається наддув до надлишкового тиску $0,055 \text{ МПа}$ при охолодженні наддувочного повітря до температури, що вища за температуру навколишнього середовища не більше ніж на 10°C [1, 3, 7].

- Коефіцієнт продувки камери згоряння

Для газових двигунів із системою підготовки ГПС в змішувальній камері, розміщеній перед турбокомпресором, коефіцієнт продувки приймається не високим $\varphi_a = 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів незначний $\alpha_{\text{пер}} \approx 70^\circ$.

- Підігрів заряду свіжого повітря, або газо-повітряної суміші від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- Коефіцієнти використання теплоти

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,80 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$ [3]. Приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,82$ і $\xi_b = 0,93$.

- Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо-обертових двигунів рекомендується приймаємо $\lambda = 2,2$ [7].

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

-Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури наддувочного повітря або газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $50...120^{\circ}\text{C}$ [1, 3].

-Температура залишкових газів

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600...900\text{ K}$. В цьому розрахунку приймаємо $T_r = 700\text{ K}$ [3, 7].

-Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\xi = 0,93...0,97$ [3].

- Показник політропи стиску в компресорі

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45...1,8$ [3]. Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,5$.

В данній кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву об основних параметрах циклу та факторах, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна з наддувом

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e =$	95	кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n =$	1500	хв^{-1}
Діаметр циліндра	$d =$	120	мм
Хід поршня	$S =$	140	мм
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha =$	1,5	
Число циліндрів	$i =$	6	
Коефіцієнт тактності	$Z =$	4	

Вихідні дані теплового розрахунку [3, 7]:

Тиск наддуву	$P_b =$	0,18	МПа
Тиск навколишнього середовища	$P_a =$	0,1	МПа
Температура навколишнього середовища	$T_a =$	293	К
Показник політропи стиску для відцентрового насоса	$n_k =$	1,5	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T =$	10	К
Тиск залишкових газів	$P_r =$	0,175	МПа
Температура залишкових газів	$T_r =$	700	К
Ступінь підвищення тиску	$\lambda =$	2,2	
Середнє значення показника політропи:			
стиску	$n_1 =$	1,35	
розширення	$n_2 =$	1,3	
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"	$\xi_z =$	0,82	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi =$	0,93	
Нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	35490	кДж/м ³

Природний газ

Склад:	в %	В об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4 = 88,7$	$R_{\text{CH}_4} = 0,887$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 4,8$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,048$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 = 1,9$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,019$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,7$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0,007$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,4$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}} = 0,004$
вуглекислота	$\text{CO}_2 = 0,7$	$R_{\text{CO}_2} = 0,007$
оксид вуглецю	$\text{CO} = 0$	$R_{\text{CO}} = 0$
азот	$\text{N}_2 = 2,7$	$R_{\text{N}_2} = 0,027$
кисень	$\text{O}_2 = 0$	$R_{\text{O}_2} = 0$
водень	$\text{H}_2 = 0$	$R_{\text{H}_2} = 0$

Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times [0.5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2] =, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = 10,069 \text{ кмоль/кмоль}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кмоль}$$

$$M_1 = 16,104 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

$$\text{Кількість CO}_2: M_{CO_2} = CO + \sum (nC_nH_m) + CO_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{CO_2} = 1,095 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{H_2O} = H_2 + \sum (0.5mC_nH_m) =, \text{ кмоль}$$

$$M_{H_2O} = 2,053 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{O_2} = 0.21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль}$$

$$M_{O_2} = 1,057 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{N_2} = 0.79 \times \alpha \times L_0 + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 11,959 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг} \quad 16,164 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 =, \text{ кмоль}$$

$$\Delta M = 0,061 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta_0 = 1,004$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Параметри процесу наповнення
Температура повітря після нагнітача

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, K$$

$$T_B = 356,417 K$$

Температура повітря після охолоджувача

$$T_{int} = T_B - (10 - 50^0)$$

$$\text{число з інтервалу} = 30$$

$$\Delta T_{int} = 326,417 K$$

Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{\epsilon} + \alpha \times L_0 \times T_{int}}{1 + \alpha \times L_0}, K$$

$$T_{cm} = 326,019 K$$

де $T_r = 320 K$ - температура поступаючого газу

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

де $P_d = 0.95 \times P_{\epsilon}$ тиск в кінці впуску

$$P_d = 0,171 \text{ МПа}$$

$$\gamma_r = 0,045$$

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{cm}}{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r T_r} =$$

$$\Phi_c = 0,920$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{cm} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$$T_d = 351,611 K$$

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Параметри процесу стиску

Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}$$

$$P_c = 4,897 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К}$$

$$T_c = 839,026 \text{ К} \quad t_c = 566,026 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

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

$$\beta = 1,004$$

Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot mC \nu_m t_z - (mC \nu_{cm} t_c)$$

склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{CO}_2} = 0,068$$

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_2}$$

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = 0,127$$

$$R_{\text{O}_2} = \frac{M_{\text{O}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{O}_2} = 0,065$$

$$R_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_2}$$

$$R_{\text{N}_2} = 0,740$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Мольна теплоємність продуктів згоряння:

$$mCv_{m3} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 23,664 + 159,1 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 22,374 + 134 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 41,3405 + 242,8 \times 10^{-5} \times t_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 26,67 + 443,8 \times 10^{-5} \times t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCm3 = a + b \times 10^{-5} \times t_z$$

де:

$$a = 24,289$$

$$b = 182,360$$

теплоємність газового палива.

$$mCv_{\text{гп}} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

$$mCv_{CH_4} = 26,314 + 2600 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 41,246 + 7964 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 60,043 + 11382 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 67,00 + 11920 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \times 10^{-5} \times t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255 \times 10^{-5} \times t_c$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \times 10^{-5} \times t_c$$

де:

$$a = 28,296$$

$$b = 3049,872$$

мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному об'ємі.

$$mCv_{cm} = \frac{mCv_{zn} + mCv_{нов} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{m3} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \times 10^{-5} \times t_c$$

де:

$$a = 23,109$$

$$b = 377,163$$

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $mCv_{\text{пов}} = 22,709 + 129,8 \times 10^{-5} \times t_c$ - мольна теплоємкість повітря

середня мольна теплоємкість газоповітряної суміші при постійному тиску

$$mCvm_{\text{см}} = a_{\text{см}} + \frac{b_{\text{см}}}{2} \cdot 10^{-5} T$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCvm_{\text{см}} = a + b \times 10^{-5} \times T$$

де:

$$a = 23,109$$

$$b = 188,582$$

мольна теплоємкість продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mCp_z = 8.314 + 19.86 + \frac{1.68}{\alpha} + \left(427.38 + \frac{18436}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} T_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{\text{см}} = a + b \times 10^{-5} \times T_z$$

де:

$$a = 29,294$$

$$b = 550,287$$

середня мольна теплоємкість продуктів згоряння при постійному тиску в точці "Z"

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} T_z$$

$$a = 29,294$$

$$b = 275,143$$

Максимальна температура процесу згоряння

Після підстановки одержимо квадратне рівняння

$$A \cdot 10^{-5} \times t_z^2 + B \times t_z - C = 0$$

де:

$$A = 183,016$$

$$B = 24,376$$

$$C = 53034,924$$

Звідки:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} =,^{\circ} C$$

$$t_z = 1903,617^{\circ} C$$

$$T_z = 2176,617 K$$

Максимальний тиск згоряння

		.			ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{\max} = \beta \times P_c \times T_z / T_c, \text{ МПа}$$

$$P_{\max} = 11,149 \text{ МПа}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = P_{\max} / P_c$$

$$\lambda = 2,277$$

$$\Delta\lambda = 3,500 \%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10%

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1$$

Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 12$$

Тиск в кінці розширення

$$P_{\varepsilon} = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа}$$

$$P_{\varepsilon} = 0,441 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення

$$T_{\varepsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К}$$

$$T_{\varepsilon} = 903,286 \text{ К}$$

Середня температура випускних газів

$$T_{\text{ср.г.}} = \frac{T_{\varepsilon}}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_{\varepsilon}} \right], \text{ К}$$

$$T_{\text{ср.г.}} = 734,841 \text{ К}$$

де $K'=1,4$; $K''=1,35$ - емпіричні коефіцієнти

		.			ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_\epsilon}{\sqrt[3]{\frac{P_\epsilon}{P_r}}}, K$$

$$T_r = 663,843 \text{ K}$$

$$\text{Перевірка: } \Delta T_r = \frac{T_r - T_{rp}}{T_{rcp}} \cdot 100 \% = 5,165 \%$$

Допускається розбіжність розрахункової величини від заданої не більш ніж 5%

Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =, MPa$$

$$P_{mi} = 0,964 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = 0.37 \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) T_{cm} \times P_{mi}}{Q_H \times P_d \times \Phi_c}$$

$$\eta_i = 0,335$$

Питома індикаторна витрата газу

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} =, M^3 / \text{квт год}$$

$$g_i = 0,302 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \times \text{год})$$

Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0.088 + 0.0118 \times V_{П.СР}, \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{П.СР} = \frac{S_{ПР} \times n}{30} =, M / C$$

$$S_{ПР} = 0,14 \text{ м} - \text{хід поршня по прототипу}$$

$$V_{П.СР} = 7 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,171 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{ МПа}$$

$$P_{me} = 0,793 \text{ МПа}$$

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,823$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,276$$

Питома ефективна витрата газу

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} =, \text{ М}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}.$$

$$g_e = 0,367 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \times \text{год})$$

Годинна витрата газу

$$B_r = g_e \times P_e =, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$B_r = 34,900 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, \text{ Л}$$

де $Z=4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 9,579 \text{ Л}$$

Робочій об'єм циліндра

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ Л}$$

$$V_s = 1,596 \text{ Л}$$

Діаметр циліндра

$$d = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{ мм}$$

$$m = \frac{S_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$d_{PP} = 0,12 \text{ м}$$

$$m = 1,167$$

$$d = 120,350 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = m \times d, \text{ мм}$$

$$S = 140,408 \text{ мм}$$

Уточненні розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$d = 120 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 140 \text{ мм}$$

Літраж двигуна

$$V_{St} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{ л}$$

$$V_{St} = 9,495 \text{ л}$$

Робочій об'єм поршня.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{ л}$$

$$V_s = 1,583 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times Z}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = 94,173 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \times 100\%$$

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{esp} = 94,587 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = 0,874 \%$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$ розрахунок виконаний вірно

		.			ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						24
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок теплового балансу газового двигуна

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

2.6.1 Умова завдання [3]:

- ефективна потужність	$P_e =$	94,587	кВт
- частота обертання колінвалу	$n =$	1500	хв ⁻¹
- діаметр циліндру:	$d =$	120	мм
- хід поршня	$S =$	140	мм
- число циліндрів	$i =$	6	
- коефіцієнт тактності	$Z =$	4	
- нижча теплота згорання газу	$Q_H =$	35490	кДж/кг
- годинна витрата газу	$B_f =$	34,9	кг/год
- індикаторний к.к.д.	$\eta_{li} =$	0,335	
- ефективний к.к.д.	$\eta_e =$	0,276	
- кількість свіжого заряду	$M_1 =$	16,104	кмоль/кг
- загальна кількість продуктів згорання	$M_2 =$	16,164	кмоль/кг
- температура випускних газів	$T_{cp.g.} =$	734,841	К
- температура на початку стиску	$T_d =$	351,611	К
- мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі:	$mC^v =$	27,832	кДж/кмоль К
мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі:	$mC^v =$	24,98	кДж/кмоль К
- середній індикаторний тиск:	$P_{mi} =$	964	кПа

2.6.2 Рівняння теплового балансу

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;
 Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;
 Q_{Γ} - теплота, яка виноситься випускними газами;
 Q_M - теплота, яка відводиться маслом;
 $Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати.

2.6.3 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{II} = B \cdot Q_H / 3.6$$

$$Q_{II} = 344055,833 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_{II} приймаємо за 100%

2.6.4 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$Q_e = 94587 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні:

$$q = Q_e / Q_n \cdot 100 \%$$

$$q = 27,492 \%$$

Перевірка: $Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$

$$Q'_e = 94959,410 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100\%$$

$$\Delta = -0,394 \%$$

похибка не перевищує 1%

2.6.5 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_w = Q_w + Q_{г.п.} + Q_{в.н.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{г.п.}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ -теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра

$$Q_w = (-W_{нап.} + W_{СТ} + W_{ГР.} + W_{вип.}) \cdot Q_n$$

де $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вип.}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0 \quad W_{г.р.} = 0,09-0,16 \quad 0,16$$

$$W_{ст.} = 0 \quad W_{вип.} = 0,01-0,05 \quad 0,05$$

$$Q_w = 72251,725 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де $a=0,088$ $v=0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього

тиску механічних втрат

$$C_m = S \cdot n / 30 \quad \text{середня швидкість поршня}$$

$$C_m = 7 \text{ м/с}$$

$$P_{мд} = 170,6 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 102,36 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

де V_s - Робочій об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 \cdot S / 4$$

$$V_s = 0,0016 \text{ м}^3$$

$$P_n = 12,149 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

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

$$Q_{\text{т.п.}} = 12149,313 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу:

Визначаємо витрату води як суму теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 84401,038 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

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

$K=1,2-1,5$ коефіцієнт запасу.

$$K = 1,5$$

$\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3$ середня щільність води;

$C_{\text{тв}}=4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води;

$\Delta T_v = 6-10$ - температурний перепад води в холодильнику.

$$\Delta T_v = 6 \text{ К}$$

$$V_B = 0,0050 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу

$$P_{\text{в.н.}} = V_v \cdot \Delta P_v / \eta_{\text{в.н.}}$$

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

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,8 - 0,9$ к.к.д. водяного насосу.

$$\eta_{\text{в.н.}} = 0,8$$

$$P_{\text{в.н.}} = 0,617 \text{ кВт}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Тоді $Q_{в.н.} = 616,893 \text{ Дж/с}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_{\text{в}} = Q_w + Q_{\Gamma.П} + Q_{в.н.}$$

$$Q_{\text{в}} = 85017,931 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\Gamma} \cdot 100\%$$

$$q_{\text{в}} = 24,711 \%$$

2.6.6 Теплота, яка виноситься випускними газами

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3.6 \times 224} \left[M_2 \cdot (m C_p'')_{T_0}^{T_{\text{срз}}} \cdot T_{\text{срз}} - M_1 \cdot (m C_p')_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right]$$

$m C_p'' = 8,314 + m C_p'' v$ Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$m C_p' = 8,314 + m C_p' v$ Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$m C_p'' = 36,146 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$m C_p' = 33,294 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{\Gamma} = 104223,516 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\text{в}} \cdot 100\%$$

$$q_{\Gamma} = 30,293 \%$$

2.6.7 Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна

$$Q_M = (Q_w + Q_{MD}) - Q_{\text{в}}$$

$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{\Gamma}$ теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

де $\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i$ доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = 0,059$$

тоді

$$Q_{MD} = 20397,443 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = 7631,237 \text{ Дж/с}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення
Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M}$$

$\kappa=1,2-1,5$ - коефіцієнт запасу;

$\kappa=1,5$

$\rho_M = 900$ кг/м³ щільність масла;

$C_{mm} = 2,094$ кДж/кг - середня теплоємність масла;

$\Delta T_M = 6-15$ К - температурний перепад масла в охолоджувачі;
двигуна

$\Delta T_M = 6$ К

$V_M = 0,0010$ м³/с

потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де $P_0 = (0,3 - 0,4)10^6$ - робочий тиск масла в системі.

$P_0 = 400000$ Па

$\eta = 0,8-0,9$ механічний к.к.д. масляного насоса.

$\eta_M = 0,9$

$P_{M.H.} = 0,450$ кВт

тоді $Q_{H2} = 1000 \cdot P_{MH}$

$Q_{M2} = 449,918$ Дж/с

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$Q_M = 8081,155$ Дж/с

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$q_M = 2,349$ %

2.6.8 Невраховані теплові втрати

$$Q_{HB} = Q_H - (Q_e + Q_g + Q_r + Q_M)$$

$Q_{H.B.} = 52146,232$ Дж/с

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100\%$$

$$q_{H.B.} = 15,156 \%$$

Всі отримані дані зведені в таблицю

Таблиця 2.5 Зведена таблиця теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	94587	27,5
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	85017,931	24,7
теплота, яка виноситься випускними газами	104223,52	30,3
теплота, яка відводиться маслом	8081,1546	2,3
невраховані теплові втрати	52146,232	15,2
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	344055,83	100,0

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

2.4.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

Середній індикаторний тиск	$p_{mi} =$	1,056	МПа
Тиск в кінці впуску	$p_d =$	0,171	МПа
Показник політропи стиску	$n_1 =$	1,350	
Ступінь стиску	$\varepsilon =$	12,000	
Максимальний тиск в циліндрі	$p_{max} =$	11,619	МПа
Показник політропи розширення	$n_2 =$	1,300	
Ступінь попереднього розширення	$\rho =$	1,000	
Масштаб по осі тиску	$m_p =$	0,040	МПа/мм
Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta =$	0,920	

Розрахункові формули [3, 7, 10]:

- тиск процесу стиску

тиск процесу розширення

$$p_{ст} = \frac{p_d \times \varepsilon_c^{n_1}}{(V/V_c)^{n_1}}, \text{ МПа}$$

$$p_{роз} = \frac{p_{max} \times \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}, \text{ МПа}$$

- дійсний середній індикаторний тиск

$$P_{mi}^{\partial} = \frac{P_{cp}}{\left(\frac{V}{V_c} \right)} \times \zeta, \text{ МПа}$$

Таблиця 2.1 Результати розрахунку

V/V_c	$p_{ст}, \text{ МПа}$	$p_{ст}, \text{ мм}$	$p_{роз}, \text{ МПа}$	$p_{роз}, \text{ мм}$	$p_{cp}, \text{ МПа}$
1	4,897	122,414	11,619	290,475	6,722
1,25	3,623	90,574	8,693	217,333	
1,5	2,832	70,812	6,859	171,471	
1,75	2,300	57,508	5,613	140,333	
2	1,921	48,022	4,719	117,970	2,798
3	1,111	27,779	2,786	69,639	1,674
4	0,754	18,839	1,916	47,911	1,163
5	0,558	13,939	1,434	35,847	0,876
6	0,436	10,897	1,131	28,282	0,695
7	0,354	8,850	0,926	23,146	0,572
8	0,296	7,390	0,778	19,458	0,483
9	0,252	6,304	0,668	16,695	0,416
10	0,219	5,468	0,582	14,558	0,364
11	0,192	4,808	0,514	12,862	0,322
12	0,171	4,275	0,459	11,486	0,288
$P_{mi}^{\partial} =$					1,092

Похибка середнього індикаторного тиску

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^D|}{P_{mi\text{cp}}} \times 100\% = 3,31 \%$$

де

$$P_{mi\text{cp}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^D}{2} = 1,074 \text{ МПа}$$

Похибка не перевищує 5%

		.			ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

2.4.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Характерні точки діаграми:

- с', до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).
Визначається кутом випередження впорскування палива (випередження запалювання);
- f, до ВМТ - точка початку згорання, визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1$, °, ПКВ.;
- $\Delta\varphi_2$, після ВМТ - кут після ВМТ, де тиск максимальний;
- b', після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;
- r', до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;
- r'', після ВМТ - точка закриття випускного клапану;
- d', до ВМТ - точка закриття впускного клапану;
- с'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску;
- z_d - точка максимального тиску газів;

Вихідні дані:

Кривошипно-шатунне відношення	$\lambda_L =$	0,270	
Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі	$[AB] =$	226,000	мм
Кут затримки згорання	$\Delta\varphi_1 =$	10,000	° ПКВ
Тиск залишкових газів	$p_r =$	0,175	МПа
Масштаб тиску	$m_p =$	0,040	МПа/мм
Хід поршня	$S =$	140,000	мм
Тиск в кінці стиску	$p_c =$	4,897	МПа
Максимальний тиск	$p_{\max} =$	11,619	МПа

Таблиця 2.2 Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначка точки φ^0 , ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ^0 , ПКВ	Постійна X	Відстань від ВМТ до точки $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
с', до ВМТ	20	0,076	8,599
f, до ВМТ	10	0,019	2,177
$\Delta\varphi_2$, після ВМТ	10	0,019	2,177
b', після ВМТ	125	1,664	188,050
r', до ВМТ	20	0,076	8,599
r'', після ВМТ	20	0,076	8,599
d', до ВМТ	125	1,664	188,050

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

де $X = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_z}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$ - постійна

Ордината точки r

$$\frac{P_r}{m_p} = 4,375 \text{ мм}$$

Тиск газів в ВМТ

$$P_c'' = (1.15 - 1.25) \times P_c = 5,925 \text{ МПа}$$

де

1,21 число з інтервалу.

Максимальний тиск згорання

$$P_{zd} = 0,85 \times P_{\max} = 9,876 \text{ МПа}$$

		.			ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						34
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

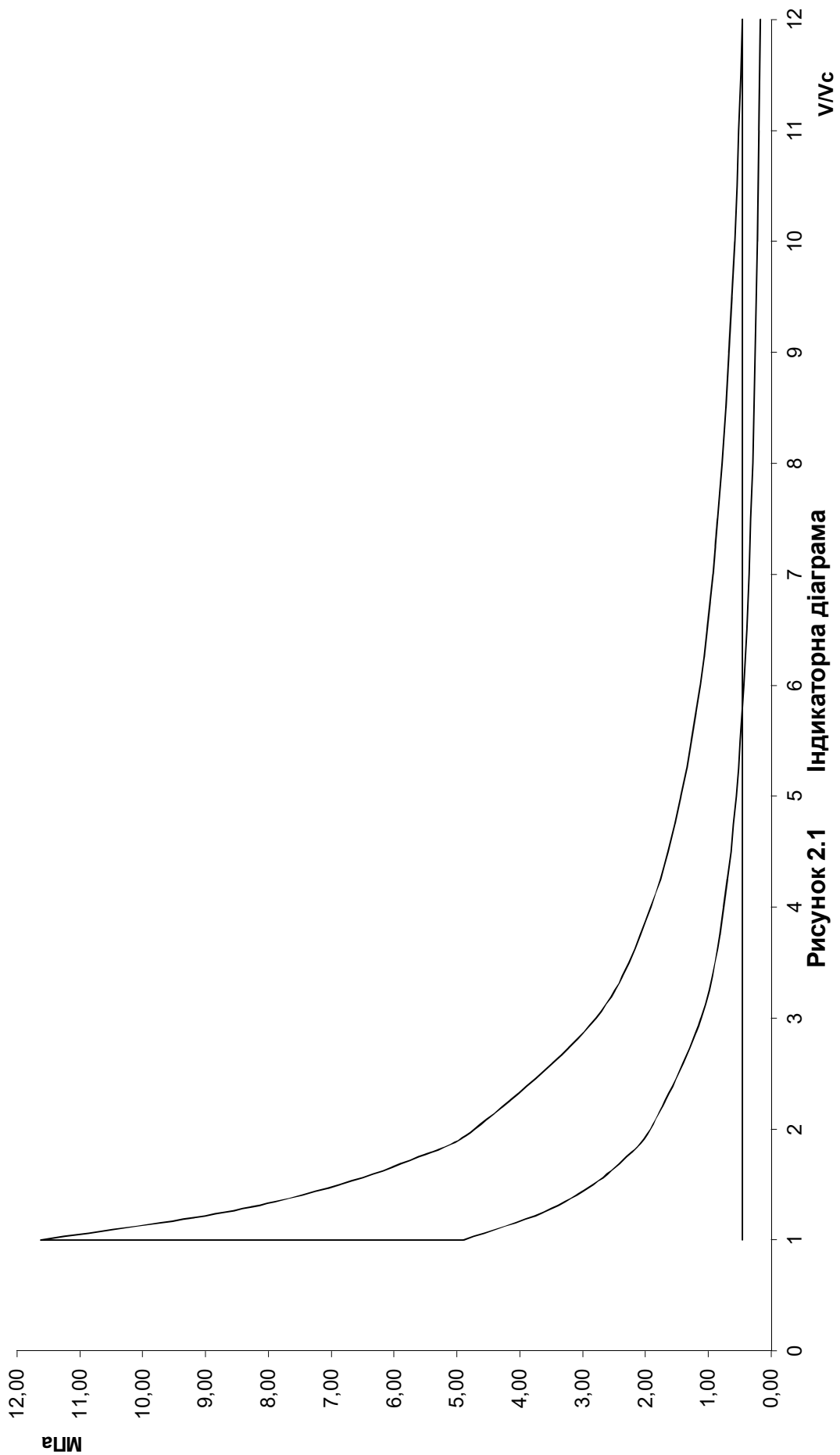


Рисунок 2.1 Індикаторна діаграма

2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Розрахунки виконані за допомогою програми Microsoft Excel

2.5.1 На деталі КШМ діють [6]:

- сили тиску газу

$$F_z = (P_u - P_a) \times \frac{\pi d^2}{4}, H$$

- сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_u = -m_s r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_L \cos 2\varphi), H$$

- сумарна сила (дійсна)

$$F_d = F_z \pm F_u, H$$

- нормальна сила

$$F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, H$$

- радіальна сила

$$F_r = F_d \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

- дотична сила

$$F_K = F_d \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, H$$

2.5.2 Вихідні дані:

Діаметр циліндра	d =	0,12	м
Хід поршня	S =	0,14	м
Ступінь стиску	ε =	12	
Частота обертання	n =	1500	хв ⁻¹
Площа поршня	S _п =	0,0113	м ²
Кривошипно-шатунне відношення	λ _L =	0,270	
Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально	m _s =	4,2	кг
Радіус кривошипа	r =	0,070	м
Кутова швидкість	ω =	157,00	с ⁻¹

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Масштаб сил	$m_F =$	1	кН/мм
Тиск в кінці впуску	$p_d =$	171,0	кПа
Атмосферний тиск	$p_a =$	101	кПа
Показник політропи стиску	$n_1 =$	1,350	
Показник політропи розширення	$n_2 =$	1,3	
Теоретичний тиск згорання	$p_{\max} =$	11149	кПа
Дійсний тиск згорання	$p_{zd} =$	9876,13	кПа
Дійсний тиск в кінці стиску	$p''_c =$	4897	кПа
Тиск залишкових газів	$p_r =$	175	кПа
Тиск в кінці розширення	$p_b =$	441	кПа

Розрахункові дані:

- робочий об'єм

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} S = 0,00158 \text{ м}^3$$

- об'єм камери стиску

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = 0,00014 \text{ м}^3$$

- повний об'єм

$$V_a = V_s + V_c = 0,00173 \text{ м}^3$$

- об'єм над поршнем в залежності від кута повороту кривошипа

$$V_f = Ar \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] + V_c, \text{ м}^3$$

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Таблиця 2.4 Результати динамічного розрахунку

φ°	V_f	F_r	$F_{\text{и}}$	F_d	F_N	F_r	F_k	F_r	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	M^3	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН
0	0,0001	0,791	-9,2034	-8,412	0	-8,412	0	0,791	-9,203	-8,412	0	-8,412
10	0,0002	0,791	-8,9753	-8,184	-0,38	-7,993	-1,799	0,791	-8,975	-8,184	-0,38	-7,993
20	0,0002	0,791	-8,3086	-7,517	-0,7	-6,826	-3,226	0,791	-8,309	-7,517	-0,7	-6,826
30	0,0003	0,791	-7,2542	-6,463	-0,88	-5,157	-3,994	0,791	-7,254	-6,463	-0,88	-5,157
40	0,0004	0,791	-5,8911	-5,1	-0,9	-3,329	-3,967	0,791	-5,891	-5,1	-0,9	-3,329
50	0,0005	0,791	-4,3184	-3,527	-0,75	-1,696	-3,181	0,791	-4,318	-3,527	-0,75	-1,696
60	0,0006	0,791	-2,6451	-1,854	-0,45	-0,541	-1,828	0,791	-2,645	-1,854	-0,45	-0,541
70	0,0008	0,791	-0,9797	-0,188	-0,05	-0,018	-0,194	0,791	-0,98	-0,188	-0,05	-0,018
80	0,0009	0,791	0,5802	1,372	0,378	-0,134	1,416	0,791	0,58	1,372	0,378	-0,134
90	0,001	0,791	1,9566	2,748	0,771	-0,771	2,748	0,791	1,957	2,748	0,771	-0,771
100	0,0012	0,791	3,097	3,888	1,073	-1,731	3,643	0,791	3,097	3,888	1,073	-1,731
110	0,0013	0,791	3,9774	4,769	1,251	-2,806	4,053	0,791	3,977	4,769	1,251	-2,806
120	0,0014	0,791	4,6017	5,393	1,297	-3,82	4,022	0,791	4,602	5,393	1,297	-3,82
130	0,0015	0,791	4,9979	5,789	1,224	-4,659	3,648	0,791	4,998	5,789	1,224	-4,659
140	0,0016	0,791	5,2116	6,003	1,058	-5,278	3,048	0,791	5,212	6,003	1,058	-5,278
150	0,0016	0,791	5,2976	6,089	0,83	-5,688	2,326	0,791	5,298	6,089	0,83	-5,688
160	0,0017	0,791	5,3109	6,102	0,566	-5,928	1,555	0,791	5,311	6,102	0,566	-5,928
170	0,0017	0,791	5,2981	6,089	0,286	-6,046	0,776	0,791	5,298	6,089	0,286	-6,046
180	0,0017	0,791	5,2902	6,081	0,00	-6,081	0,00	0,791	5,29	6,081	0,00	-6,081
190	0,0017	0,805	5,2981	6,103	-0,29	-6,06	-0,78	0,805	5,298	6,103	-0,29	-6,06
200	0,0017	0,846	5,3109	6,157	-0,57	-5,981	-1,569	0,846	5,311	6,157	-0,57	-5,981
210	0,0016	0,918	5,2976	6,216	-0,85	-5,806	-2,374	0,918	5,298	6,216	-0,85	-5,806
220	0,0016	1,027	5,2116	6,238	-1,1	-5,486	-3,168	1,027	5,212	6,238	-1,1	-5,486
230	0,0015	1,182	4,9979	6,18	-1,31	-4,973	-3,894	1,182	4,998	6,18	-1,31	-4,973
240	0,0014	1,397	4,6017	5,998	-1,44	-4,249	-4,473	1,397	4,602	5,998	-1,44	-4,249

ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ

Лист

38

Продовження таблиці 2.4

φ°	V_f	F_r	$F_{\text{и}}$	F_d	F_N	F_r	F_k	F_r	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	M^3	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН
250	0,0013	1,693	3,9774	5,67	-1,49	-3,337	-4,82	1,693	3,977	5,67	-1,49	-3,337
260	0,0012	2,104	3,097	5,201	-1,43	-2,316	-4,873	2,104	3,097	5,201	-1,43	-2,316
270	0,001	2,68	1,9566	4,637	-1,3	-1,3	-4,637	2,68	1,957	4,637	-1,3	-1,3
280	0,0009	3,506	0,5802	4,087	-1,13	-0,4	-4,22	3,506	0,58	4,087	-1,13	-0,4
290	0,0008	4,722	-0,9797	3,742	-0,98	0,358	-3,852	4,722	-0,98	3,742	-0,98	0,358
300	0,0006	6,567	-2,6451	3,922	-0,94	1,144	-3,868	6,567	-2,645	3,922	-0,94	1,144
310	0,0005	9,465	-4,3184	5,146	-1,09	2,474	-4,641	9,465	-4,318	5,146	-1,09	2,474
320	0,0004	14,15	-5,8911	8,256	-1,45	5,389	-6,421	14,15	-5,891	8,256	-1,45	5,389
330	0,0003	21,76	-7,2542	14,51	-1,98	11,58	-8,966	21,76	-7,254	14,51	-1,98	11,58
340	0,0002	33,38	-8,3086	25,07	-2,33	22,77	-10,76	33,38	-8,309	25,07	-2,33	22,77
350	0,0002	47,17	-8,9753	38,2	-1,79	37,31	-8,399	47,17	-8,975	38,2	-1,79	37,31
360	0,0001	54,21	-9,2034	45,01	0	45,01	0	54,21	-9,203	45,01	0	45,01
370	0,0002	110,5	-8,9753	101,5	4,765	99,15	22,32	110,5	-8,975	101,5	4,765	99,15
380	0,0002	69,72	-8,3086	61,41	5,696	55,76	26,36	69,72	-8,309	61,41	5,696	55,76
390	0,0003	46,59	-7,2542	39,33	5,359	31,39	24,31	46,59	-7,254	39,33	5,359	31,39
400	0,0004	31,2	-5,8911	25,31	4,46	16,52	19,68	31,2	-5,891	25,31	4,46	16,52
410	0,0005	21,6	-4,3184	17,28	3,653	8,31	15,59	21,6	-4,318	17,28	3,653	8,31
420	0,0006	15,58	-2,6451	12,94	3,112	3,775	12,76	15,58	-2,645	12,94	3,112	3,775
430	0,0008	11,71	-0,9797	10,73	2,815	1,025	11,05	11,71	-0,98	10,73	2,815	1,025
440	0,0009	9,134	0,5802	9,714	2,679	-0,952	10,03	9,134	0,58	9,714	2,679	-0,952
450	0,001	7,369	1,9566	9,326	2,615	-2,615	9,326	7,369	1,957	9,326	2,615	-2,615
460	0,0012	6,129	3,097	9,226	2,545	-4,108	8,644	6,129	3,097	9,226	2,545	-4,108
470	0,0013	5,241	3,9774	9,218	2,418	-5,425	7,835	5,241	3,977	9,218	2,418	-5,425
480	0,0014	4,597	4,6017	9,199	2,212	-6,515	6,86	4,597	4,602	9,199	2,212	-6,515

Продовження таблиці 2.4

φ°	V _f	Γ _Г	Fi	F _d	F _N	Γ _Г	Fk	Fi	Γ _Г	F _d	F _N	Γ _Г	Fk
ПКВ	М ³	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН	КН
490	0,0015	4,129	4,9979	9,126	1,929	-7,344	5,751	4,129	4,998	9,126	1,929	-7,344	5,751
500	0,0016	3,79	5,2116	9,001	1,586	-7,915	4,571	3,79	5,212	9,001	1,586	-7,915	4,571
510	0,0016	3,551	5,2976	8,849	1,206	-8,266	3,38	3,551	5,298	8,849	1,206	-8,266	3,38
520	0,0017	3,393	5,3109	8,704	0,807	-8,455	2,218	3,393	5,311	8,704	0,807	-8,455	2,218
530	0,0017	3,302	5,2981	8,6	0,404	-8,54	1,096	3,302	5,298	8,6	0,404	-8,54	1,096
540	0,0017	2,317	5,2902	7,607	0	-7,607	0	2,317	5,29	7,607	0	-7,607	0
550	0,0017	0,836	5,2981	6,135	-0,29	-6,091	-0,782	0,836	5,298	6,135	-0,29	-6,091	-0,782
560	0,0017	0,836	5,3109	6,147	-0,57	-5,972	-1,567	0,836	5,311	6,147	-0,57	-5,972	-1,567
570	0,0016	0,836	5,2976	6,134	-0,84	-5,73	-2,343	0,836	5,298	6,134	-0,84	-5,73	-2,343
580	0,0016	0,836	5,2116	6,048	-1,07	-5,318	-3,071	0,836	5,212	6,048	-1,07	-5,318	-3,071
590	0,0015	0,836	4,9979	5,834	-1,23	-4,695	-3,677	0,836	4,998	5,834	-1,23	-4,695	-3,677
600	0,0014	0,836	4,6017	5,438	-1,31	-3,852	-4,056	0,836	4,602	5,438	-1,31	-3,852	-4,056
610	0,0013	0,836	3,9774	4,814	-1,26	-2,833	-4,092	0,836	3,977	4,814	-1,26	-2,833	-4,092
620	0,0012	0,836	3,097	3,934	-1,08	-1,752	-3,685	0,836	3,097	3,934	-1,08	-1,752	-3,685
630	0,001	0,836	1,9566	2,793	-0,78	-0,783	-2,793	0,836	1,957	2,793	-0,78	-0,783	-2,793
640	0,0009	0,836	0,5802	1,417	-0,39	-0,139	-1,463	0,836	0,58	1,417	-0,39	-0,139	-1,463
650	0,0008	0,836	-0,9797	-0,143	0,038	-0,014	0,147	0,836	-0,98	-0,143	0,038	-0,014	0,147
660	0,0006	0,836	-2,6451	-1,809	0,435	-0,528	1,784	0,836	-2,645	-1,809	0,435	-0,528	1,784
670	0,0005	0,836	-4,3184	-3,482	0,736	-1,674	3,14	0,836	-4,318	-3,482	0,736	-1,674	3,14
680	0,0004	0,836	-5,8911	-5,055	0,891	-3,3	3,931	0,836	-5,891	-5,055	0,891	-3,3	3,931
690	0,0003	0,836	-7,2542	-6,418	0,874	-5,121	3,966	0,836	-7,254	-6,418	0,874	-5,121	3,966
700	0,0002	0,836	-8,3086	-7,472	0,693	-6,785	3,207	0,836	-8,309	-7,472	0,693	-6,785	3,207
710	0,0002	0,836	-8,9753	-8,139	0,382	-7,949	1,79	0,836	-8,975	-8,139	0,382	-7,949	1,79
720	0,0001	0,836	-9,2034	-8,367	0	-8,367	0	0,836	-9,203	-8,367	0	-8,367	0

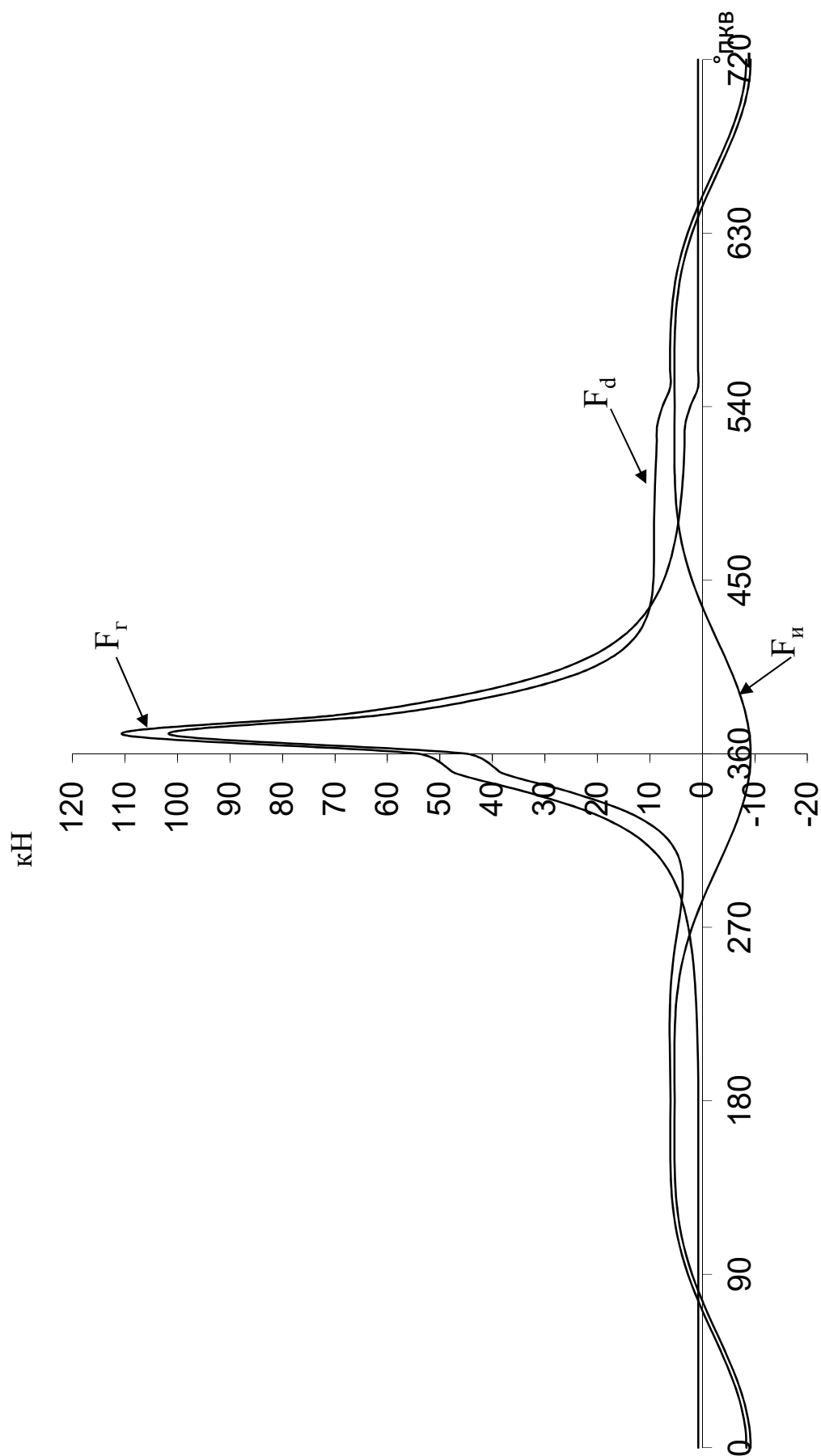


Рисунок 2.3 Сили: газів (F_r), інерції (F_i), дійсна (F_d)

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ

Лист

41

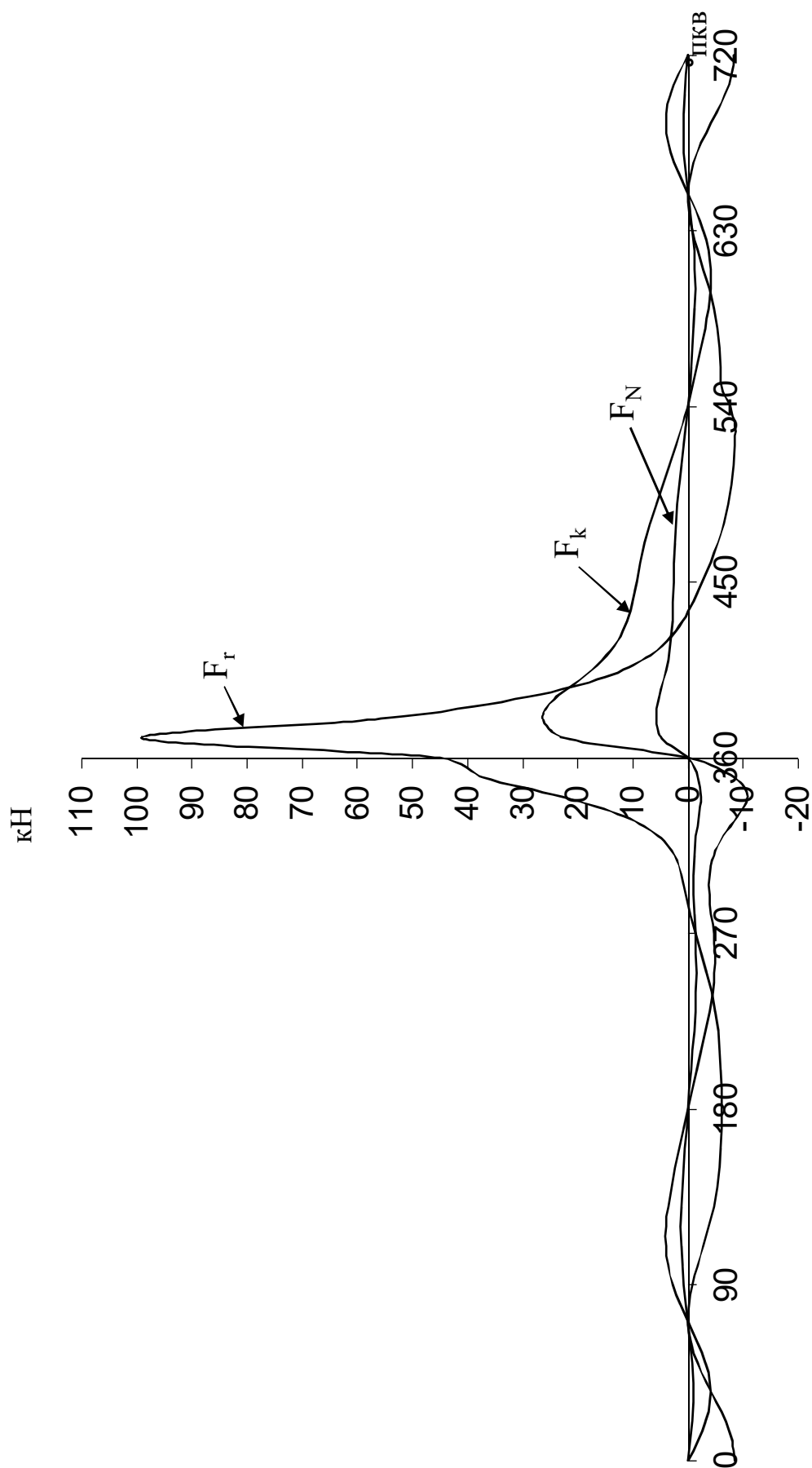


Рисунок 2.4 Сили: радіальна (F_r), дотична (F_k), нормальна (F_N)

2.6. Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

До ефективних показників відносяться ефективна потужність P_e , середній ефективний тиск P_{me} , ефективний ККД η_e , питома ефективна витрата палива g_e .

Середній ефективний тиск являє собою умовний середній постійний тиск, який діє на поршень в робочому ході та виконує роботу, яка еквівалентна корисній ефективній роботі, що передається через вихідний фланець колінчастого вала на гвинт або інший споживач. Іншими словами, середній ефективний тиск являє собою питому ефективну роботу двигуна.

Середній ефективний тиск є одним із найважливішим показником робочого циклу, що характеризують ступінь ефективності використання об'єму робочого циліндру, рівень освоєння наддуву та досконалість виготовлення двигуна в цілому. Середній ефективний тиск враховує зокрема теплових втрат всі механічні втрати.

При оцінюванні ефективних показників на основі теплового розрахунку двигуна середній ефективний тиск визначався в залежності від середнього індикаторного тиску.

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	84,5	95,6	13,1
2	Середній ефективний тиск	P_{me}	кПа	787	800	1,7
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,23	0,276	20,0
4	Механічний ККД	η_m	-	0,838	0,823	-1,8
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	м ³	0,32	0,367	14,7
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	120	120	0,0
7	Хід поршня	S	мм	140	140	0,0

В ході проектування планувалось отримати новий двигун із збільшенням потужності на 10,5 кВт. Але згідно отриманих та наведених результатів у таблиці 2.1, реальне зростання ефективної потужності дорівнює 11,1 кВт, що у відсотковому співвідношенні сягає 13,1%.

Для отримання такого зростання потужності за тих умов, коли геометрія циліндру і частота обертання колінчастого валу залишаються сталими, можливо лише за рахунок зростання середнього ефективного тиску в циліндрі. Так величина p_{me} згідно отриманих результатів, зростала пропорційно до потужності, і склала в результаті 1,7%. Збільшення p_{me} в циліндрі двигуна, є одним з найуживаніших способів покращення енергетичних параметрів двигуна. Завдяки цьому способу не має необхідності в додаткових матеріальних та людських витратах на проектування, виготовлення та доводку двигуна. При цьому гарантується лише незначна зміна масо-габаритних показників проектного двигуна.

Але нажаль цей спосіб підвищення потужності має і недоліки, серед яких головним залишається зростання теплової та механічної напруженості деталей циліндро-поршневої групи.

Спостерігається незначне зниження ефективного ККД двигуна, що проектується, на 1,8% та відповідне зростання питомої ефективної витрати палива на 14,7% пов'язане, насамперед, із зменшенням ефективності протікання робочого процесу.

2.7 Висновок по розділу 2

В конструкторському розділі кваліфікаційної роботи було проведено розрахунок робочого процесу газового двигуна 6ГЧН 12/14, теплового балансу, розрахована та побудована дійсна та теоретична індикаторна діаграма. Розраховані сили, що діють на деталі КШМ, та зображені на графіках.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Система охолодження призначена для охолодження деталей двигуна, що нагріваються в результаті його роботи. На сучасних двигунах система охолодження, окрім основної функції, виконує ряд інших функцій, зокрема: охолодження масла в системі мащення та охолодження повітря в системі турбонаддуву.

Двигун працює нормально тільки при певному тепловому режимі. Якщо циліндри та поршні від зіткнення з гарячими газами перегріваються, то підвищується їх зношуваність через вигорання мастильного матеріалу. Відбувається коксування масла з відкладенням нагару. Зменшення зазорів внаслідок теплового розширення може призвести до заклинювання поршнів у циліндрах. Одночасно знижується потужність через погіршення наповнення циліндрів.

Таких негативних наслідків можна уникнути, якщо охолоджувати гарячі деталі двигуна. Проте надмірне охолодження теж неприпустиме. Якщо двигун переохолоджений, то збільшуються втрати тепла в процесі перетворення її в механічну енергію. Крім того, паливо погано випаровується, важко займається і не повністю згоряє, що знижує потужність і економічність двигуна, а значне утворення нагару при неповному згорянні палива може призвести до залягання поршневих кілець і зависання клапанів. Зношуваність у переохолодженому двигуні теж збільшується, оскільки відбувається конденсація продуктів згорання, які, перебуваючи в рідкому стані, викликають сильну корозію гільз циліндрів, поршнів і поршневих кілець. Через збільшення затримки самозаймання палива підвищується жорсткість роботи. Найвигідніший тепловий стан двигуна в межах 85-95°C підтримує система охолодження, яка відводить зайве тепло від деталей і передає її навколишньому повітрю [2, 4, 5].

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від способу охолодження розрізняють наступні види систем охолодження:

- рідинна (закритого типу);
- повітряна (відкритого типу);
- комбінована.

Є три види рідинного охолодження: термосифонне, змішане, примусове.

Рідинна система охолодження складається з оболонки блока і головки блока, рідинної помпи, вентилятора, радіатора, термостата, жалюзей і різних патрубків, шлангів і краників.

Принцип дії рідинної системи охолодження полягає в наступному: вода, що заповнює водяну сорочку 9 у блок-картері (рис. 1) і головці 8 циліндрів, омиває стінки циліндрів і камер згоряння охолоджуючи деталі працюючого двигуна. Нагріта вода направляється в спеціальний охолоджувач (радіатор), де віддає теплоту в атмосферу. Охолоджена в радіаторі вода знову надходить у водяну сорочку двигуна. Таким чином, у системі охолодження відбувається без зупинна циркуляція води.

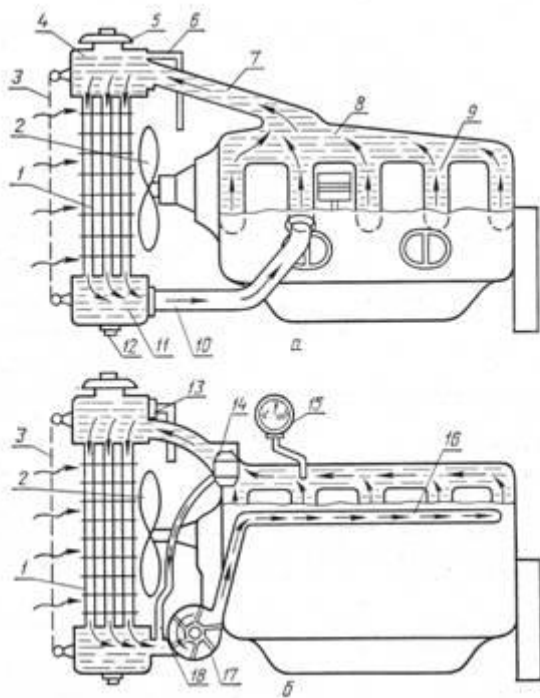


Рисунок 3.1 Схема водяних систем охолодження:

а - термосифонна; б - примусова; 1 - осередок радіатора; 2 - вентилятор; 3 - шторка; 4 - верхній бак радіатора; 5 - кришка наливної горловини; 6 - паровідвідна трубка; 7- верхній патрубок; 8 - сорочка головки циліндрів; 9 - сорочка блоку-картера; 10 - нижній патрубок; 11 - нижній бак радіатора; 12 - пробка зливного отвору; 13 - пароповітряний клапан; 14 - термостат; 15 - термометр; 16 - водорозподільний канал; 17 - відцентровий насос; 18 - водовідвідна трубка

Термосифонна система охолодження (рисунок 3.1, а). У ній циркуляція води відбувається в результаті різниці густини холодної і гарячої води. При нагріванні у водяній сорочці щільність води зменшується, і вона по патрубку 7 піднімається у верхній бак 4 радіатора. В серцевині 1 радіатора вода проохолоджується, її щільність підвищується, і по патрубку 10 вона надходить у водяну сорочку, витісняючи воду з меншою щільністю. Для поліпшення охолодження води за радіатором встановлений вентилятор 2.

Основна перевага термосифонної системи охолодження - простота пристрою, а недолік - порівняно повільна циркуляція води в ній, що приводить до посиленого випарування води із системи, а отже, до необхідності частої перевірки рівня води і поповнення нею системи.

Примусова система охолодження (рисунок 3.2, б). В ній відцентровий насос 17 нагнітає воду в сорочку блок-картера двигуна, з якої нагріта вода витісняється в радіатор, проохолоджується і по патрубку повертається до насоса. Подібна схема характерна для водяних систем охолодження більшості двигунів.

Різниця температур нагрітої й охолодженої води для системи з примусовою циркуляцією води не перевищує 10°C [2].

Інтенсивність циркуляції води і потоку повітря, створювана вентилятором, у примусовій системі охолодження залежить головним чином від частоти обертання колінчатого валу двигуна. Тому, щоб при зниженні температури навколишнього повітря і зменшенні навантаження, двигун не переохолоджувався, використовують різні пристрої, що регулюють тепловий режим двигуна: термостат 14, шторки 3 і жалюзі радіатора.

Посилений відвід теплоти від найбільш нагрітих частин камер згоряння і циліндрів відбувається в результаті зосередженого підведення води до них. У цьому випадку вода попадає в розподільний канал 16, що йде вздовж верхньої частини блоку циліндрів. В каналі є отвори для подачі води в першу чергу до верхніх, найбільш нагрітих частинам блоку циліндрів і гільз.

Якщо система охолодження з примусовою циркуляцією води постійно є в

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

контакті з атмосферою через паровідвідну трубку, її називають відкритою, а якщо вона відділена від атмосфери спеціальним пароповітряним клапаном 13, її називають закритою. В закритій системі охолодження випаровування води менше, тому її застосовують у більшості двигунів.

Повітряна система охолодження складається із ореблених головки блока і блока, вентилятора і дефлекторів. Переваги: швидке прогрівання агрегату; простота конструкції. Недоліки: залежність від обертів двигуна; нерівномірність відведення тепла по висоті циліндрів.

Основним елементом системи є вентилятор. На привід його витрачається потужність двигуна. Основний принцип повітряної системи – направляти повітря на найбільш нагріті деталі. Це досягається за допомогою дефлекторів.

Комбінована система об'єднує рідинну і повітряну системи.

На двигуні 6ГЧН 12/14 система охолодження рідинна, закритого типу, тобто сполучається з атмосферою тільки через спеціальні клапани при певному надлишковому тиску або розрідженні. Циркуляція охолоджуючої рідини здійснюється примусово за допомогою рідинного насоса. Для компенсації зміни об'єму охолоджуючої рідини при її нагріві і охолодженні в системі є розширювальний бачок. Складовими елементами системи охолодження є сорочка охолодження блоку і головки циліндрів, радіатор, розширювальний бачок, вентилятор, рідинний насос, термостат і патрубки.

При проектуванні було обрано саме цю схему системи охолодження, так як вона має ряд переваг в порівнянні з іншими і є найбільш поширеною на сьогоднішній день.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Опис основних елементів системи охолодження

В систему охолодження входять [2, 4]:

1. охолоджувач води;
2. охолоджувач масла;
3. охолоджувач наддувочного повітря;
4. відцентровий насос;
5. регулятор температури води (термостат);
6. водяний розширювальний бачок;
7. трубопроводи системи;

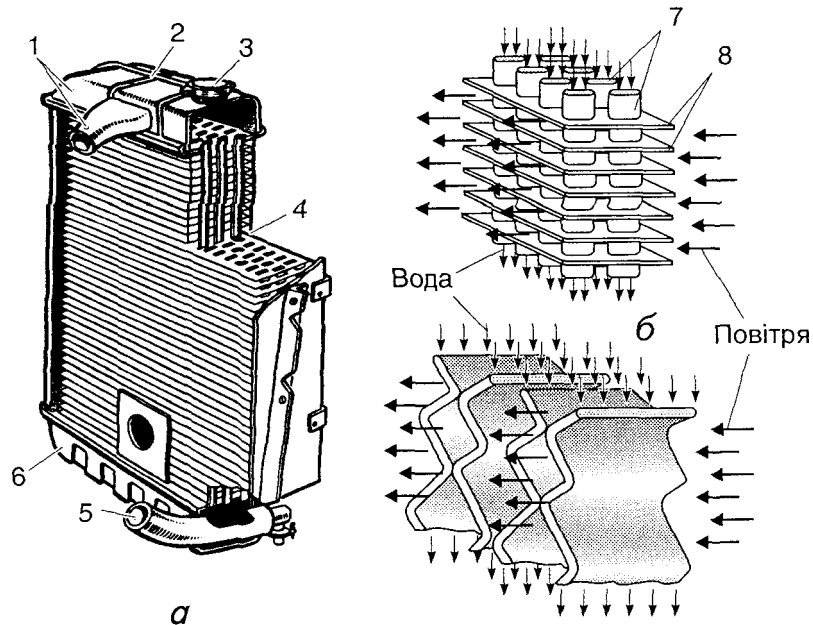


Рисунок 3.2 Радіатор.

а — будова; *б* — трубчаста серцевина; *в* — пластинчаста серцевина; 1 — верхній бачок із патрубком; 2 — паровідвідна трубка; 3 — заливна горловина з пробкою; 4 — серцевина; 5 — патрубок із зливальним краником; 6 — нижній бачок; 7 — трубки; 8 — поперечні пластини

Охолоджувач води (радіатор) призначений для охолодження нагрітої в двигуні води, складається з верхнього 1 (рисунок 3.2, а) і нижнього 6 баків, серцевини 4 і деталей кріплення. Звичайно застосовують трубчасті серцевини, що представляють собою кілька рядів вертикальних круглих чи овальних (рисунок 3.2, б) латунних трубок 7. Для збільшення поверхні охолодження трубок і підвищення

їхньої твердості на трубки надіті і припаяні до них тонкі латунні пластини 8. Верхні і нижні баки радіаторів і боковими, що скріплюють їх, відлиті з чавуна чи зроблені з латуні. Верхній бак 1 радіатора має горловину, що щільно закривається пробкою 3, а нижній 6 - кран або пробку для зливу води із системи.

Регулятори температури.

Відносяться до регулюючих пристроїв за принципом дії і для своєї роботи не вимагають стороннього джерела енергії. Принцип дії терморегуляторів заснований на переміщенні клапана залежно від зміни об'єму заповнювача елемента, чутливого до зміни температури, пропорційно регульованій температурі. Автоматична підтримка заданого значення регульованої температури проводиться за способом перепуску.

Співвідношення кількості охолоджуючого середовища в лініях перепуску і охолоджувача визначається регульованою температурою. При підвищенні температури охолоджуючого середовища, що виходить з двигуна, регулюючий орган, переміщуваний елементом, чутливим до зміни температури, за рахунок збільшення об'єму заповнювача, змінює гідравлічний опір в лініях перепуску і холодильника. При цьому витрата охолоджуючого середовища через охолоджувач, збільшується, а в лініях перепуску зменшується.

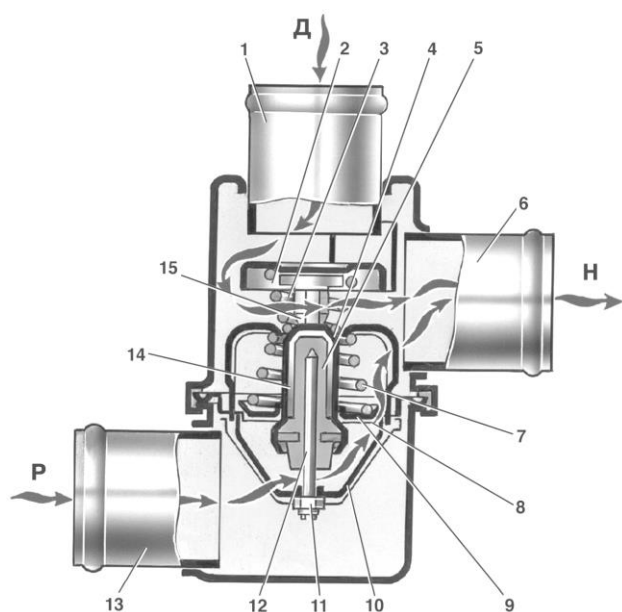


Рисунок 3.3 Регулятор температури:

1 — вхідний патрубок (від двигуна); 2 — перепускний клапан; 3 — пружина перепускного клапана; 4 — стакан; 5 — резинова вставка; 6 — вихідний патрубок; 7 — пружина основного клапана; 8 — сідло основного клапана; 9 — основний клапан; 10 — підтримувач; 11 — регулююча гайка; 12 — поршень; 13 — вхідний патрубок від радіатора; 14 — наповнювач; 15 — обійма; Д — вхід рідини від двигуна; Р — вхід рідини від радіатора; Н — вихід рідини до насоса

Співвідношення витрат змінюється до тих пір, поки регульована температура не досягне заданого значення. При пониженні температури охолоджуючого середовища, що виходить з дизеля об'єм заповнювача термочуйного елемента зменшується і відновлення заданого температурного режиму дизеля відбувається під дією пружини повернення, що переміщає регулюючий орган в положення, при якому гідравлічний опір в лінії перепуску зменшується, в лінії охолоджувача збільшується. РТП відрегульовані і налаштовані на задану температуру фіксованої настройки на заводі і після настройки регулювальний вузол пломбується.

Насоси води відцентрові

Водяний насос відцентрового типу. Привід водяного насоса здійснюється від шківів колінчатого валу клиноподібним ремнем.

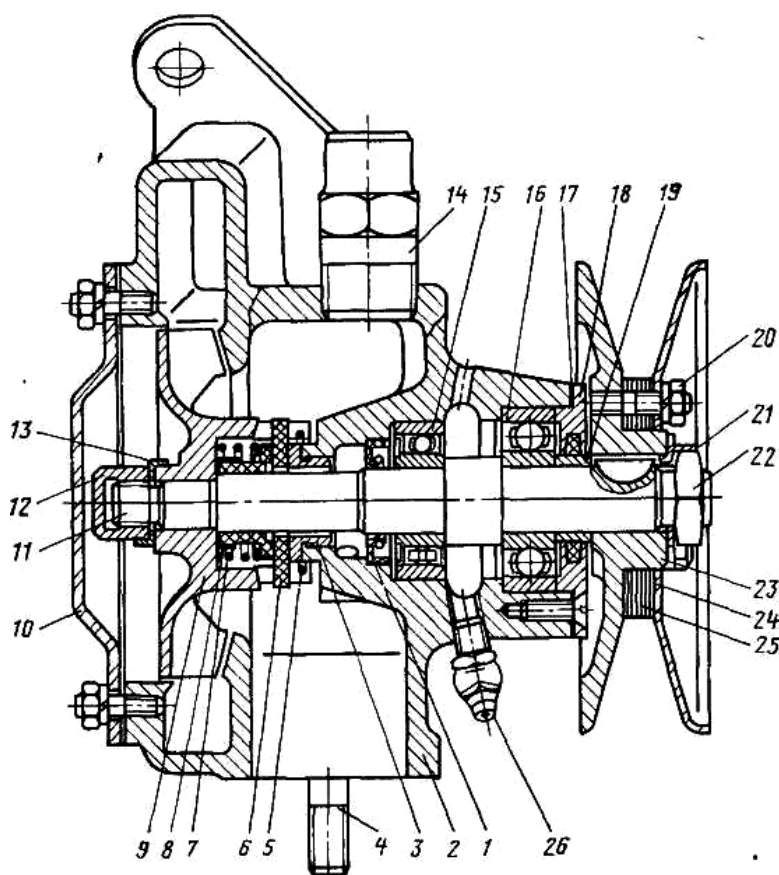


Рисунок 3.4 Водяний насос:

1 — сальник; 2 — корпус; 3, 19 — втулки; 4 — шпилька; 5 — стопорне кільце; 6 — упорне кільце; 7 — пружина; 8 — манжета; 9 — крильчатка; 10 — кришка; 11 — валик; 12, 20, 22 — гайки; 13 — стопорна шайба; 14 — перепускний ніпель трубки термостаті; 15, 16 — кулькові підшипники; 17 — прокладка; 18 — корпус сальника; 21 — замкова шайба; 23 — маточина; 24 — боковина шківів; 25 — регулювальні прокладки; 26 — масельничка.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Принцип дії насоса. Рідина при вході в робоче колесо 9 рухається в осьовому напрямі, а потім в самому колесі в радіальному, причому від центру колеса до периферії. При обертанні робочого колеса з постійною кутовою швидкістю рідина безперервно рухається по каналах колеса, утворених його лопатями.

Лопаті колеса, стінки твірних каналів, надають рідині, що протікає, тиск і значну швидкість. При виході рідини з колеса її швидкість при переході з меншого перетину до більшого зменшується до нормальної, для напірного трубопроводу величини, і перетворюється в додатковий натиск, збільшуючи тим самим первинний тиск, створюваний колесом.

Бачок води.

Розширювальний бачок виготовляється з напівпрозорої пластмаси. Верхній патрубок бачка шлангом постійно сполучений з патрубком радіатора, що попереджає утворення парових пробок. Заливна горловина бачка герметично закрита пробкою. У пробці розширювального бачка поміщаються два клапани: випускний (паровий) клапан, який відкривається при надлишковому тиску в системі охолодження до 20 кПа і випускає частку пари в атмосферу; впускний клапан (повітря), який відкривається при пониженні тиску в системі до 95 — 86 кПа (розрідження) унаслідок охолодження або зливу рідини і пропускає в систему охолодження атмосферне повітря.

Бачок встановлюється в найвищій точці системи. Бачок входить в систему охолодження дизеля і разом з нею складає замкнутий контур цієї системи.

Вентилятор служить для підвищення інтенсивності охолодження рідини в радіаторі. Вентилятор може мати різний привід:

- механічний (постійне з'єднання з колінчастим валом двигуна);
- електричний (керований електродвигун);
- гідравлічний (гідромуфта).

Найбільшого поширення набув електричний привід вентилятора, що забезпечує широкі можливості для регулювання.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок системи охолодження

Вихідною величиною для розрахунку елементів системи охолодження є кількість теплоти, яку необхідно відвести від двигуна в охолоджуюче середовище [1, 7].

Кількість теплоти, що відводиться водою від циліндрів дизеля:

$$Q_a = a \cdot Q_h \cdot g_e \cdot P_e, \text{ кДж/год.}$$

де $a = 0,23 \div 0,27$ – доля тепла, що відводиться в охолоджуючу воду від робочих циліндрів [7];

$g_e = 0,339 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{год.}$ – питома витрата газового палива;

$Q_h = 35490 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння газового палива;

$P_e = 100 \text{ кВт}$ – ефективна потужність дизеля.

$$Q_a = 67801,57 \text{ кДж/год.}$$

Кількість води, необхідної для охолодження двигуна:

$$W_y = \frac{Q_a}{c \cdot \Delta t_y \cdot \rho \cdot 3600}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де $c = 4,187 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ – теплоємність прісної води;

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина прісної води;

$\Delta t_y = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ – перепад температур води при охолодженні двигуна.

$$W_y = 0,00045 \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахункова продуктивність насоса:

$$W_{п.в} = \frac{W_y}{\eta}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де $\eta = 0,82$ – коефіцієнт подачі насоса;

$$W_{п.в} = 0,00055 \text{ м}^3/\text{с}$$

Площа теплопередаючої поверхні водо - водяного холодильника:

$$F = \frac{Q_a}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2$$

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $k = 100 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град.}$ – коефіцієнт теплопередачі від води через матеріал охолоджувача; залежить від конструктивної схеми теплообмінника і діаметра трубок (пластин) [7, с.379].

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{1n} + t_{2n}}{2}, \text{ град}$$

де $t_{2n} = 80^\circ\text{C}$; $t_{1n} = 90^\circ\text{C}$ – температура циркуляційної води на виході та вході в охолоджувач;

$$t_{cp} = 85^\circ;$$

$$F = 7,98 \text{ м}^2$$

Ємність розширювального бачка в циркуляційному контурі:

$$V_{p.b} = 2 \cdot V_B \cdot \alpha_1 \cdot t_{cp}, \text{ м}^3$$

де V_B – загальна кількість води в системі охолодження;
приймається $0,16 \div 2,1 \text{ л/кВт}$ [2, с.276].

$$V_B = (0,16 \div 2,1) \cdot N_e = 0,16 \cdot 100 = 16 \text{ л} = 0,016 \text{ м}^3$$

$\alpha_1 = 0,00043 \text{ град}^{-1}$ – коефіцієнт температурного розширення води в системі охолодження.

$$V_{p.b} = 1,17 \text{ л};$$

3.3.1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи охолодження

Рекомендовані швидкості води в головній магістралі системи:

$$V_1 = 1 \div 3 \text{ м/с}$$

Приймаємо $V_1 = 1 \text{ м/с}$

Швидкість води у вихідному трубопроводі:

$$V_2 = 2 \div 6 \text{ м/с}$$

Приймаємо $V_2 = 2 \text{ м/с}$

Об'ємна подача насосу: $V_g = \frac{V_g}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с};$

де: $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – середня щільність води.

$$V_B = 0,000016 \text{ м}^3/\text{с};$$

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Діаметр всмоктуючого трубопроводу: $D_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{W_y \cdot 4}{\pi \cdot V_1}}$, мм

$$D_{\text{вх}} = 26,46 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр всмоктуючого трубопроводу $D_{\text{вх}} = 30 \text{ мм}$

Діаметр нагнітаючого трубопроводу:

$$D_2 = \sqrt{\frac{W_y \cdot 4}{\pi \cdot V_2}}, \text{ мм}$$

$$D_2 = 18,72 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр нагнітаючого трубопроводу $D_2 = 20 \text{ мм}$

3.3.2 Розрахунок відцентрового водяного насосу

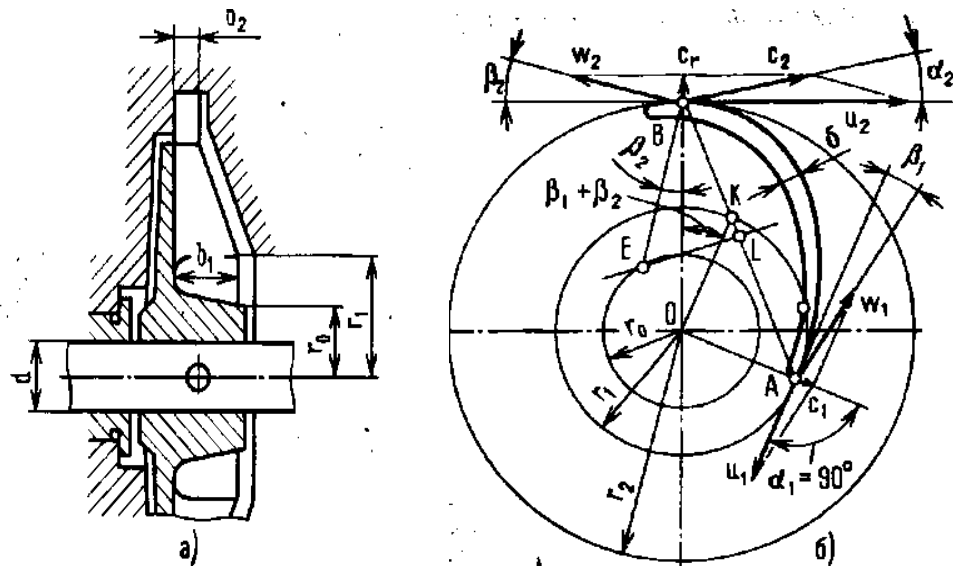


Рисунок 3.5 Розрахункова схема відцентрового насосу

Циркуляційна витрата води в системі охолодження:

$$G_{\text{ж}} = 0,00045 \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахункова продуктивність насосу:

$$G_{\text{жр}} = 0,00055 \text{ м}^3/\text{с}$$

Напір, що створюється насосом:

$$p_p = 0,05 \div 0,35 \text{ МПа}$$

Приймаємо напір: $p_p = 0,2 \text{ МПа}$

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Середня густина води:

$$\rho_{\text{ж}} = 1000 \text{ кг/м}^3$$

Частота обертання насоса:

$$n_{\text{в.н}} = 3000 \text{ об/хв.}$$

Радіус вхідного отвору крильчаті:

$$r_1 = \sqrt{\frac{G_{\text{ж.п}}}{\pi c_1} + r_0^2}, \text{ м}$$

Де $c_1 = 1 \div 2 \text{ м/с}$ – швидкість води на вході в насос; приймаємо $c_1 = 1,7 \text{ м/с}$.

$r_0 = 0,02 \text{ м}$ – радіус маточини крильчаті, м

$$r_1 = 0,022 \text{ м}$$

Окружна швидкість потоку води на виході з колеса:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \sqrt{\frac{p_p}{\rho_{\text{ж}} \eta_h}}, \text{ м/с}$$

де $\alpha_2 = 8^\circ$; $\beta_2 = 40^\circ$ - кути між напрямками швидкостей c_2 , u_2 і ω_2 .

$\eta_h = 0,66$ – гідравлічний ККД насоса.

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} 8^\circ \operatorname{ctg} 40^\circ} \sqrt{\frac{200000}{1000 \cdot 0,66}} = 18,8092 \text{ м/с}$$

Радіус крильчаті колеса на виході:

$$r_2 = \frac{30 u_2}{\pi n_{\text{в.н}}}, \text{ м}; \quad r_2 = 0,06 \text{ м}$$

Окружна швидкість входу потоку:

$$u_1 = \frac{u_2 r_1}{r_2} = 6,89 \text{ м/с}$$

Кут між швидкостями c_1 і u_1 приймається $\alpha_1 = 90^\circ$, при цьому:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = 0,247, \text{ звідки} \quad \beta_1 = 13,86^\circ.$$

Ширина лопатки на вході:

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_1 - \frac{z\delta_1}{\sin\beta_1})c_1}, \text{ м}$$

де $z = 6$ – число лопаток на крильчаті насосу;

$\delta = 0,004$ – товщина лопаток біля входу, м.

$$b_1 = 0,011 \text{ м}$$

Радіальна швидкість потоку на виході із колеса:

$$c_r = \frac{p_p \operatorname{tg} \alpha}{\rho_{ж} \eta_h u_2} = \frac{200000 \operatorname{tg} 8^\circ}{1000 \cdot 0,66 \cdot 18,8092} = 2,2642 \text{ м/с}$$

Ширина лопатки на виході:

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{(2\pi r_2 - \frac{z\delta_2}{\sin\beta_2})c_r}, \text{ м}$$

де $\delta_2 = 0,004$ – товщина лопаток на виході, м.

$$b_2 = 0,009 \text{ м}$$

Потужність, яка споживається водяним насосом:

$$N_{в.н} = \frac{W_{н.в} p_p}{1000 \eta_m}, \text{ кВт}$$

де $\eta_m = 0,9$ – механічний ККД водяного насосу.

$$N_{вн} = 0,64 \text{ кВт.}$$

3.4 Висновок по розділу 3

В третьому розділі дипломного проекту було виконано опис існуючих систем охолодження двигуна. Проаналізовано переваги та недоліки та обрано схему системи охолодження для двигуна 6ГЧН12/14 (водо - повітряну, закритого типу). Проведено розрахунок системи охолодження, гідравлічний розрахунок трубопроводів системи охолодження та розрахунок відцентрового водяного насоса.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, створених проектованим двигуном

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують двигун, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83.

Пари палива й масла

Пари палива й масла проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів. За ДСТ 12.1.005 – 76 установлені припустимі границі концентрації пар газового палива – у повітрі виробничих приміщень. При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й олії. По СНіП 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 . Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.

3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Освітлення

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

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

Вентиляція

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH₄). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції. Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП.

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, припливна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Припливна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість припливного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху. Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1 .

Санітарні норми шуму.

Таблиця 4.1

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_0 , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Вібрація

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

Розрахунок рівня шуму і вібрації в приміщенні машинного відділення.

Рівень шуму вироблений двигуном 6ГЧН 12/14 визначається по формулі:

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

де: n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 1500 \text{ хв}^{-1}$;

n – робоча частота обертання, $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$;

N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 100 \text{ кВт}$.

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(1500 + 100^{0.55}) + 30 \cdot \lg\left(\frac{1400}{1500}\right) \right] = 84,83 \text{ Дб};$$

Рівень шуму перевищує припустимі значення. Необхідно проводити заходи щодо зниження рівня шуму.

Санітарні норми вібрації

Таблиця 4.2

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), 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

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10 – 12 Дб.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10 – 15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для двигуна 6ГЧН 12/14 визначається по формулі:

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

де m – маса двигуна, $m = 1610 \text{ кг}$;

$$L = 44 + 10 \cdot \lg \left(\frac{1500 \cdot 100^{0.55} \cdot \left(\frac{1+100}{1610} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{1610}{100}} + 30 \cdot \lg \left(\frac{1400}{1500} \right) \right) = 62,81 \text{ Дб};$$

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір мало гучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установа віброгасників у місцях підвищеної вібрації.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошлемів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з яких провадиться управління двигуном. Способи індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15-20 Дб.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Техніка безпеки при експлуатації двигуна

До обслуговування і експлуатації двигун-генераторів допускаються особи:

- що мають необхідні навички і технікум по обслуговуванню і експлуатації двигун-генераторів;
- що пройшли курс навчання по експлуатації газового устаткування і мають посвідчення;
- що пройшли інструктаж по техніці безпеки, охорони праці і пожежної безпеки.

Заходи безпеки

У період монтажу, експлуатації, технічного обслуговування двигун-генераторів необхідно дотримуватися вимоги техніки безпеки, охорони праці і пожежної безпеки і, крім того, необхідно виконувати і дотримувати наступного:

1. Машинне відділення повинне мати медичну аптечку для надання першої допомоги при опіках, травмах і отруєнні газом, а також вогнегасники. Їх вміст і готовність до використання повинні регулярно перевірятися.
2. За допомогою приладів (газоаналізаторів) систематично визначати загазованість машинного залу.
3. При ремонті газових двигунів у всіх місцях, пов'язаних з управлінням подачею газу і стислого повітря для пуску двигуна, а також на пульті дистанційного керування вивісити попереджувальні таблички, які застерігають про те, що пуск двигуна забороняється. Після закінчення робіт на двигуні і його майданчиках не дозволяється залишати деталі, інструмент і пристосування. Пролите мастило або вода повинні бути негайно прибрані.
4. Паливна система непрацюючого двигун-генератора повинна бути перекрита від подачі газу і під'єднана до атмосфери через «свічку».
5. Перед пуском двигун-генератора перевіряти на герметичність місця з'єднання газових трубопроводів і газової апаратури мильним розчином. Категорично забороняється перевіряти герметичність з'єднань відкритим полум'ям.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

6. Щодня перевіряти розрідження в картері і у разі відхилення від допустимих меж - виявляти і усувати несправність.
7. Люки картера при необхідності рекомендується відкривати не менше ніж через 15 хвилин після зупинки газо-генератора.
8. Машинне відділення повинне бути забезпечене природною або штучною вентиляцією. Вентиляційні канали не можна закривати.
9. При поміченій несправності необхідно зупинити працюючий газо-генератор і усунути несправність.
10. Перед шафами управління повинні бути встановлені гумові килимки, на яких обслуговуючий персонал повинний знаходитися при проведенні будь-яких робіт по шафі.
11. При роботі в картері двигуна використовувати переносні електролампи напругою 6-36 В. електролампа повинна бути захищена металевою сіткою.
12. У машинному відділенні забороняється палити і користуватися відкритим вогнем.
13. Газо-генератор і його основні частини: електрогенератор, дроти, кабелі і розподільні пристрої (шафі) – регулярно (щонеділі), а двигун щоденно, очищати від палива, мастильних речовин, пилу.
14. У нічні години при ремонті повинне бути забезпечене хороше освітлення машинного відділення, а також аварійне освітлення, що забезпечує спостереження за свідченнями приладів під годину відключення освітлювальної мережі.
15. При експлуатації газодизеля в машинному відділенні рекомендується носити облягаючий одяг.
16. Особи, обслуговуючі газодизель – генератор (працюючий) з рівнем шуму вище 85 дБа повинні мати засоби індивідуального проти шумного захисту по ГОСТ 12.4.051-78.
17. При появі ознак детонації (різкі стукоті) негайно понизити навантаження до припинення стуків в циліндрі.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Забороняється:

- пускати двигун при знятому кожусі, що закриває маховик;
- обтирати рухомі і деталі, що обертаються, підтягувати гайки і болти з'єднань трубопроводів, що знаходяться під тиском, на працюючому двигуні;
- торкатися без застосування теплозахисних засобів до незахищених деталей, не призначених для обслуговування, які мають температуру більш +45°C;
- відкривати декомпресійні крани на працюючому двигуні без приєднаних до них вимірювальних приладів;
- працювати в шафах управління, що знаходяться під напругою;
- проводити зварювальні роботи електрозварювальним апаратом на працюючому газодизель – генераторі і за наявності напруги живлення на регуляторі швидкості на зупиненому газодизель – генераторі.

4.3 Охорона навколишнього середовища

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином крізь дихальні шляхи, а також крізь шкіру з їжею. Більшість цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони впливають на організм людини.

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються на:

- а) загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть);

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- б) речовини які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак);
- в) речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інш);
- г) канцерогенні речовини, які викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, що сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

Токсичність випускних газів визначається сортом палива та умовами його згоряння. Так застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування. При виборі сорту палива вирішальне значення можуть мати перераховані фактори, а не його дешевизна.

У відпрацьовані гази входить більше 1000 різних шкідливих речовин, які чинять негативний вплив на довкілля. Серед них є: оксид вуглецю, вуглеводні, альдегіди, канцерогенні речовини, оксиди азоту, сполуки сірки, тверді частинки, сполуки свинцю.

До основних забруднювальних речовин, які утворюються в атмосфері, відносять речовини, що виникають у результаті термохімічних і фотохімічних реакцій. Переважно це речовини, які утворюються в результаті фотохімічних реакцій і утворюють фотохімічні тумани. Джерелом їх утворення, в основному є відпрацьовані гази. Утворюються ці речовини у атмосфері під впливом сонячного ультрафіолетового випромінювання.

Дослідження щодо впливу СО на рослинний світ довели, що за концентрації СО нижче 0,01% такого впливу не відбувається навіть у випадку витримки рослин в цій атмосфері протягом 3 тижнів, але в деяких випадках досліджень порушувалось утворення пилку.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Характерною особливістю дії вуглеводнів на організм людини є їх вплив на центральну нервову систему. Великі концентрації вуглеводнів можуть призвести до наркотичного сп'яніння, що неприйнятно, особливо під час керування автомобілем. Окрім того вуглеводні спричиняють виникнення серцево-судинних захворювань, аритмію серця, порушують діяльність шлунково-кишкового тракту, викликають зміни у складі крові.

Численними дослідженнями встановлено, що один із вуглеводнів – етилен – негативно впливає на рослини, викликаючи симптоми раннього старіння, хронічні ураження, відпадання квіток та плодів, припинення росту.

Для зменшення шкідливих факторів на навколишнє середовище від роботи двигуна та забезпечення відповідності екологічним нормам Євро-3, передбачається встановлення в системі випуску вихлопних газів каталітичного нейтралізатора. Нейтралізатор має окислювальний та відновлювальний каталізатори, які прискорюють процес перетворення вуглеводнів та окису азоту в нетоксичні з'єднання. Окислювальним каталізатором є платина, яка сприяє окисненню вуглеводнів у водяний пар та двоокис вуглецю. Відновлювальний каталізатор – родій, що прискорює реакцію відновлення окису азоту в нешкідливий азот.

4.4 Висновок по розділу 4

В розділі охорони праці та навколишнього середовища проведено аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні двигуна. Розраховано рівень шуму та вібрації двигуна 6ГЧН12/14, запропоновані заходи та засоби для їх зменшення. Розроблено ряд заходів для зменшення негативного впливу відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Розроблена відповідно завдання кваліфікаційна робота на тему «Розробка системи охолодження з удосконаленням конструкції водяного насоса для 4-тактного газового двигуна з наддувом потужністю $P_e=95\text{кВт}$. Двигун-прототип 6ГЧН12/14» містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по проектуваному газовому двигуну 6ГЧН 12/14 і розробку конструкції водяного насоса. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 листа формату А1.

В першому розділі кваліфікаційної роботи наведено опис будови двигуна - прототипу та його технічні характеристики. Конструкція газового двигуна 6ГЧН 12/14 показана на листі графічної частини проекту.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e=95\text{кВт}$) виконані розрахунки параметрів робочого циклу проектуваного газового двигуна 6ГЧН 12/14. Результати розрахунків показали, що задану потужність $P_e = 94,6 \text{ кВт}$ можна отримати при тиску наддуву $p_k = 0,18 \text{ МПа}$, ступеню стиску $\varepsilon = 12$ і коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,5$, який є оптимальним для надійної і тривалої роботи двигуна із прийнятним рівнем температур деталей циліндро-поршневої групи. По результатам розрахунків побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу і діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Важливе місце в кваліфікаційній роботі знайшли розрахунки відцентрового водяного насоса. В графічній частині проекту розроблені складальне креслення насоса, а також робоче креслення колеса насоса.

Враховуючи те, що проектуваний газовий двигун 6ГЧН12/14 є джерелом шуму і вібрації, значну частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						68
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна, шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК, глушника – іскрогасника на випускному трубопроводі. Підвищені також вимоги до підбору мас деталей двигуна, що обертаються і рухаються зворотно – поступально.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						69
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Література

1. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil. // Proceedings of 24th International Scientific Conference Transport Means, 2020: - Kaunas, Lithuania, 2020, pp. 671-675
2. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей «Судостроение». Л., 1969 . – 640с.
3. ДВС: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для ВУЗов. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 3-е изд.-М.: Машиностроение, 1985. – 455 с.
4. Доценко С. М., Бельський Ф. В. Григоренко В. О. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу газового двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». - Первомайськ: ППІ – 36 с.
5. Дизели ряда 6Ч12/14 и агрегаты. Техническое описание и инструкция по эксплуатации № 452.10.01-76-ТОР.: В/О Энергомашэкспорт. – 124с.

					ПННІ НУК 142.44.23.04 ПЗ	Лист
						70
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		