

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробкою конструкції відцентрового фільтру очищення масла 4-
тактного стаціонарного газового двигуна потужністю 300 кВт з заміною типу
палива.

Прототип 6ЧН 23/30

Виконав:

студент групи 44-ЕМ-22

_____ ***Кирилюк В. В.***

(підпис)

Керівник роботи:

доцент кафедри ЕМ, к.т.н., доцент

(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ ***Нестеренко В.В.***

(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

АНОТАЦІЯ

Темою даної кваліфікаційної роботи є: «Розробка конструкції відцентрового фільтру очищення масла 4-тактного стаціонарного газового двигуна потужністю 300 кВт з заміною типу палива. Прототип 6ЧН 23/30».

Виконано опис електростанції, конструкції двигуна, систем двигуна, принцип роботи вузлів та систем.

Проведено конструкторський розрахунок, в який входить розрахунок робочого процесу двигуна з перевірочними розрахунками, розрахунок теплового балансу, побудована індикаторна діаграма, виконаний динамічний розрахунок з побудовою графіків сил, що діють на КШМ.

Проведено аналіз ефективних показників двигуна - прототипу в порівнянні з спроектованим двигуном.

Зроблено опис існуючих видів відцентрових фільтрів, обґрунтування вибору відцентрового масляного фільтру для системи мащення двигуна 6ГЧН23/30. Проведено розрахунки масляної системи проектного двигуна, а саме: визначені об'єм масляного баку, потужність, яка витрачається на привід масляного насоса, розрахунок трубопроводів, масляного насосу, розрахунок пластинчастого теплообмінника, розрахунок центрифуги.

Визначені заходи з безпеки в надзвичайних ситуаціях, охорони праці, проведені розробки заходів із захисту навколишнього середовища.

До проекту додаються 5 аркушів креслень формату А1.

ANNOTATION.

The topic of this qualification work is: "Development of the design of a centrifugal oil purification filter for a 4-stroke stationary gas engine with a capacity of 300 kW with a change of fuel type. Prototype 6CHN 23/30".

A description of the power plant, engine design, engine systems, and the principle of operation of components and systems was made.

A design calculation was performed, which includes the calculation of the engine operating process with verification calculations, calculation of the heat balance, an indicator diagram was built, a dynamic calculation was performed with the construction of graphs of forces acting on the CMM.

An analysis of the effective performance of the prototype engine in comparison with the designed engine is carried out.

The existing types of centrifugal filters are described, and the choice of a centrifugal oil filter for the 6GCHN23/30 engine lubrication system is justified. The calculations of the oil system of the designed engine were carried out, namely: the volume of the oil tank, the power consumed by the oil pump drive, the calculation of pipelines, the oil pump, the calculation of the plate heat exchanger, the calculation of the centrifuge.

Emergency safety and labor protection measures were identified, and environmental protection measures were developed.

The project includes 5 sheets of A1 drawings.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1.1 Опис конструкції базового двигуна	7
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	
2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку основних параметрів робочого циклу газового двигуна.	10
2.2 Розрахунок робочого циклу газового двигуна	13
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	23
2.4 Розрахунок індикаторної діаграми	30
2.5 Динамічний розрахунок двигуна	35
2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу	41
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА	
3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.	43
3.2 Обґрунтування вибору відцентрового масляного фільтру для системи мащення двигуна 6ГЧН 23/30	49
3.3 Розрахунок системи мащення	49
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.	57
4.2 Заходи до зниження рівня шуму та вібрації проектного двигуна	58
4.3 Техніка безпеки та протипожежний захист	61
4.4 Охорона навколишнього середовища	63
ВИСНОВКИ	65

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ</i>			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив		Кирилюк В.В.			<i>Пояснювальна записка</i>	Літера	Лист	Листів
Перевірив		Нестеренко В.В.				н	3	67
						<i>44-ЕМ-22</i>		
Н. контр		Нестеренко В.В.						
Затвердив		Нестеренко В.В.						

ДОДАТКИ:

Додаток 1 Специфікації складальних креслень

Додаток 2 Двигун 6ГЧН 23/30 – поперечний переріз

Додаток 3 Двигун 6ГЧН 23/30 – поздовжній переріз

Додаток 4 Складальне креслення фільтра масляного
відцентрового

Додаток 5 Робоче креслення ковпака ротора

Додаток 6 Схема системи мащення

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

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.

Один з основних споживачів бензину і дизельного палива є автомобільний транспорт. Тому перехід навіть частини автомобільного парку на газове паливо дозволяє значно скоротити споживання нафти і раціональніше використовувати паливні ресурси країни. Це особливо важливо в зв'язку з щорічним ростом автомобільного парку і виконуваного їм обсягу перевезень.

Сучасний газовий двигун являє собою індустріальний дизель, адаптований до газового палива. Технології переходу дизелів на газ добре відомі і вітчизняні двигуни можуть скласти успішну конкуренцію двигунам світових виробників при їхній доробці в напрямку підвищення ресурсу й економічності.

Застосування газу замість рідкого і твердого палива дуже ефективно в різних областях. Особлива ефективність використання газу в поршневих двигунах обумовлену наступними основними перевагами газу.

При роботі двигуна на газовому паливі відбувається більш повне згоряння газоповітряної суміші, завдяки чому поліпшуються умови змащування тертьової пари циліндр - поршневі кільця. Внаслідок зменшення вуглецевих опадів не накопичуються смолисті відкладення в камері згоряння, і тому зменшується утворення нагару на голівці блоку і на поршнях.

Масло при роботі двигуна на газі можна змінювати рідше, тому що воно не розріджується, у меншому ступені піддається забрудненню і довше зберігає свої властивості. Знижується і витрата масла на чад.

Міжремонтний пробіг газового двигуна більш тривалий - на газовому двигуні збільшується термін служби свіч запалювання.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування газового палива помітно знижує сумарну токсичність газів, що відробили, (вихлопу). При правильно обраному режимі роботи двигуна на газовому паливі знижується і рівень створюваного їм шуму, що особливо важливо в умовах міста.

Газове паливо дешевше бензину.

Питома потужність і КПД газових двигунів можуть бути приблизно такими ж, як і дизельних двигунів того ж класу.

Але використання газового палива має певні негативні моменти, а саме:

Збільшення металоємності автомобіля на 30-40кг. Складнощі з пуском холодного двигуна. Зниження потужності двигуна на 5-7%.

Наявність руйнівного впливу високого тиску газів, що скорочує довговічність газового редуктора. Знос направляючих клапанів.

У зв'язку з двома обставинами: енергетичною кризою й обмеженістю ресурсів нафти, а також дуже значним зниженням токсичності продуктів згоряння інтерес до можливості використання газового палива знаходить своє відображення в розвитку нових напрямків застосування газових поршневих двигунів.

В даній кваліфікаційній роботі за базовий двигун був обраний дизельний двигун з наддувом 6ЧН 23/30, конструкція якого добре відпрацьована і який надійно працює при частоті обертання колінчастого валу $n=1000\text{хв}^{-1}$. В ході виконання роботи заплановано проектування газового двигуна з розробкою конструкції відцентрового фільтру очищення масла

Двигун-прототип 6ЧН 23/30 призначений для установки разом з генератором на стаціонарних електростанціях в якості основного або резервного джерела живлення електроенергії змінного струму різних споживачів в режимі паралельної роботи з промисловою енергосистемою, а також в якості когенераційної установки для комбінованого вироблення електричної енергії та тепла.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис конструкції базового двигуна

Двигун 6ЧН23/30 – дизельний, чотиритактний із вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, із газотурбінним наддувом та охолодженням наддувочного повітря. Поперечний переріз двигуна наведений на рисунку 1.1

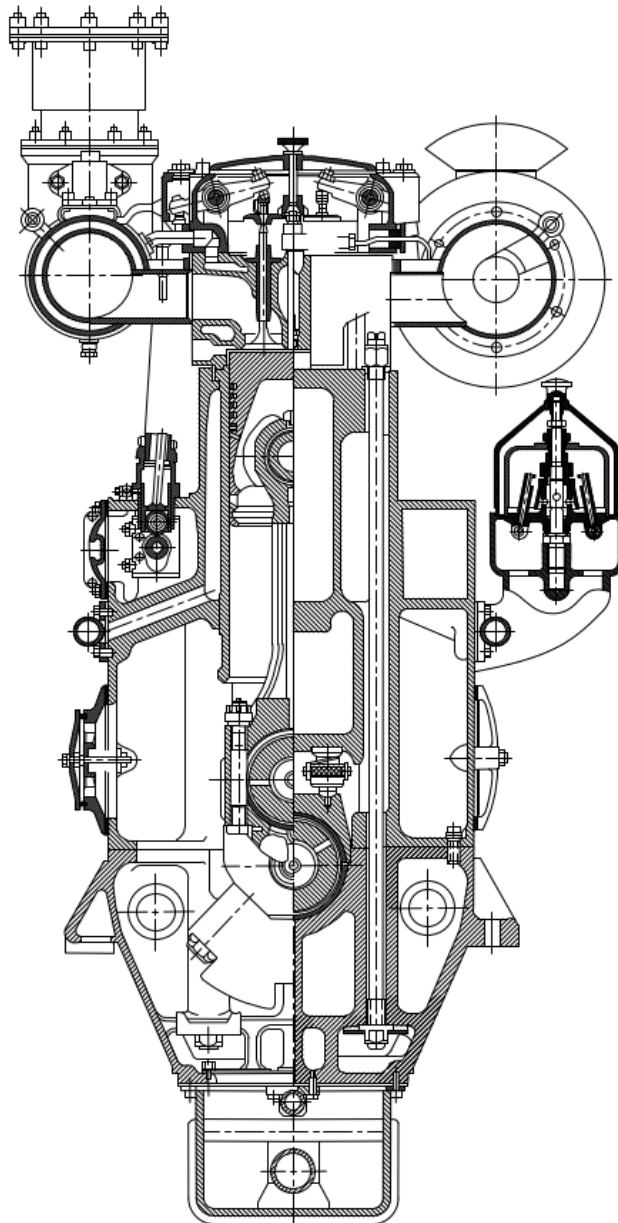


Рисунок 1.1 Дизель 6ЧН 23/30

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Фундаментна рама дизеля лита, чавунна. В гніздах поперечних перегородок рами розташовані ліжка корінних підшипників із сталевими вкладишами, залитими свинцевою бронзою. Блок-картер литий чавунний. В його верхній частині розміщені втулки циліндрів. Нижче розташовані постілі підшипників розподільного валу. Втулка циліндра лита чавунна.

Ущільнення водяної порожнини втулки у верхній частині досягається притиранням її бурту і мідною прокладкою, внизу - двома гумовими кільцями.

Кришка циліндра лита чавунна, індивідуальна на кожний циліндр. Ущільнення між блоком і кришкою здійснюється мідною прокладкою. В кришці розміщені форсунка, два впускних, два випускних, пусковий і декомпресійний запобіжний клапани.

Поршень штампований з алюмінієвого сплаву, з камерою згоряння напіврозділеного типу. На поршні встановлюються чавунні поршневі кільця: чотири компресійних і два маслоснімних. Поршневий палець сталевий, цементований, порожнистий, плаваючого типу. Шатун штампований з легованої сталі. Стрижень — двотаврового перетину, у верхню головку шатуна запресована бронзова втулка, вкладиші нижньої головки сталеві, залиті свинцевою бронзою.

Колінчастий вал штампований з легованої сталі. На передньому кінці укріплені шестерні приводу масляного і водяних насосів, на задньому кінці — роз'ємна шестерня приводу розподільних валів.

В механізм газорозподілу входять два роз'ємні сталеві розподільні вали для впускних і випускних клапанів. Вали встановлені в роз'ємних алюмінієвих підшипниках і розташовані по обох сторонах блоку. У шестициліндрового дизеля вал складається з трьох окремих частин. На розподільному валу впускних клапанів встановлені роз'ємні кулачки для приводу паливних насосів. На іншому розподільному валу встановлена шестерня приводу розподільника повітря.

Регулятор швидкості - одно режимний, непрямої дії, з гідравлічною системою посилення дії вимірника швидкості, з жорсткими зворотними зв'язками і регульованим ступенем нерівномірності. Регулятор встановлений на задній частині

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

торця дизеля, з приводом від розподільного валу впускних клапанів через пару конічних шестерень.

Паливна система дизеля складається з насоса, що підкачує, фільтрів, паливних насосів високого тиску; форсунок і трубопроводів. Підкачуючий шестерний насос розташований на масляному насосі, з приводом від нього. Фільтр – двох секційний. Паливний насос високого тиску - двох секційний. Форсунка закритого типу.

Система мащення - циркуляційна, одно контурна, включає шестеренний насос з приводом від колінчастого валу; здвоєний сітчастий фільтр грубого очищення; два фільтри тонкого очищення; трубчастий холодильник спарений з водяним холодильником. Для прокачування масляної системи дизеля перед пуском є ручний підкачуючий насос. Заповнення піддону маслом і його відкачування проводяться спеціальним насосом.

Система охолодження двоконтурна, з водоводяним охолодженням. Циркуляція прісної води в двигуні здійснюється відцентровим насосом, встановленим на передньому торці двигуна з приводом від колінчастого валу. Пуск дизеля проводиться стислим повітрям.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку основних параметрів робочого циклу газового двигуна.

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектуваного 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.

Двигун проектується на базі дизельного двигуна 6ЧН 23/330, його основні параметри наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Основні параметри дизельного двигуна – прототипу

Потужність номінальна, кВт	330
Частота обертання, хв. ⁻¹	1000
Середній ефективний тиск, бар	5,3
Середня швидкість поршня, м/с.	10,0
Ступінь автоматизації по ГОСТ14228—80	2
Питома витрата, г/кВт·год:	
палива на потужності номінальній	226
масла на чад	2,0
Маса суха, кг	5600
Длина, мм	2980
Ширина, мм	1120
Висота, мм	2100
Паливо дизельне	Л – 0,2 – 61 ГОСТ 305 - 82
Масло моторне	М14В2 ГОСТ 12337 – 84

Проведемо вибір і обґрунтування 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 дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12...18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. Ступінь стиску для газових двигунів $\varepsilon = 8...12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих значеннях ε .

Приймаєм $\varepsilon = 12$.

Коефіцієнт надлишку повітря.

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння дизельного палива знаходиться в межах $\alpha = 1,8 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля. Коефіцієнт надлишку повітря згоряння газового палива менший $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ ([1] с. 32) і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна. Приймаєм $\alpha = 1,15$. При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота двигуна стає нестабільною по причині пропуску запалювання бідної газоповітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200$ К.

Тиск наддуву для дизельних двигунів сягає $0,3 \dots 0,4$ МПа і обмежується в основному механічною міцністю двигуна, так як максимальний тиск згоряння при цьому складає $18 \dots 20$ МПа.

Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо-повітряної суміші (ГПС) 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 самозапалювання.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В стаціонарних газових двигунах при ступені стиску $\varepsilon = 9...12,5$ допускається наддув до надлишкового тиску $0,055\text{МПа}$ при охолодженні наддувочного повітря до температури, не більше ніж на 10°C більшою за температуру навколишнього середовища. ([1] стор.74).

Приймаємо $P_v = 173\text{ кПа}$.

Коефіцієнт продувки камери згоряння.

Коефіцієнт продувки $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}}=140...150^\circ$ дорівнює $1,1...1,2$. 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 $\Delta t = 5...20^\circ\text{C}$ ([3] стор.56). Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 20^\circ\text{C}$.

Коефіцієнти використання теплоти і повноти індикаторної діаграми.

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках з робочого циклу і повноти індикаторної діаграми складають $\xi_z = 0.80...0.90$ і $\xi_b = 0.84...0.96$. ([3] стор.103). Для двигунів із обертами колінчатого валу $n = 750...1000\text{ об/хв}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0.85$ і $\xi_b = 0.96$.

Ступінь підвищення тиску.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохід -ності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів. При розрахунках для СОД рекомендується приймати $\lambda = 2,0 - 3,5$ ([2] стор.41), приймаємо $\lambda = 3,3$.

Охолодження наддувочного повітря

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

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку приймаємо $T_r = 840$ К. ([3] стор.125).

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із охолоджуванним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1.45 \dots 1.8$. ([3] стор.170).

Для розрахунку робочого циклу приймаємо $n_k = 1.6$.

2.2 Розрахунок робочого циклу газового двигуна.

Ефективна потужність	$P_e = 300$ кВт
Частота обертання колінчастого валу	$n = 1000$ хв ⁻¹
Діаметр циліндра	$d = 230$ мм
Хід поршня	$S = 300$ мм
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$

Вихідні дані теплового розрахунку:

Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1.7$	[7 с. 148]
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12$	[7 с. 146]
Тиск наддуву	$P_n = 245$ кПа	[6 с. 10]
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 101$ кПа	
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293$ К	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 16$ К	[7 с. 141]
Температура залишкових газів	$T_r = 880$ К	[7 с. 142]
Максимальний тиск згоряння	$P_{max} = 9000$ кПа	[7 с. 155]
Середнє значення показника політропи:		
стиску	$n_1 = 1.35$	[7 с. 143]
розширення	$n_2 = 1.3$	[7 с. 158]

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" $\xi_Z = 0,79$ [7 с. 154]

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $\xi = 0,94$ [7 с. 165]

Паливо: Природний газ

Найнижча теплота згоряння газу $Q_H^r = 36115 \text{ кДж/м}^3$

Склад газу:	в %	в об'ємних долях
метан	$\text{CH}_4=96$	$R_{\text{CH}_4}=0,96$
етан	$\text{C}_2\text{H}_6=2,5$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6}=0,025$
пропан	$\text{C}_3\text{H}_8=0,5$	$R_{\text{C}_3\text{H}_8}=0,005$
бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10}=0,2$	$R_{\text{C}_4\text{H}_{10}}=0,002$
пентан	$\text{C}_5\text{H}_{12}=0,1$	$R_{\text{C}_5\text{H}_{12}}=0,001$
вуглекислота	$\text{CO}_2=0,2$	$R_{\text{CO}_2}=0,002$
азот	$\text{N}_2=0,5$	$R_{\text{N}_2}=0,005$

Параметри робочого тіла.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0^r = \frac{1}{0,21} \times [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + \sum (n + 0,25m)C_nH_m - \text{O}_2], \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0^r = \frac{1}{0,21} \times \left[0,5(0 + 0) + (1 + 0,25 \times 4) \times 0,96 + (2 + 0,25 \times 6) \times 0,025 + (3 + 0,25 \times 8) \times 0,005 + (4 + 0,25 \times 10) \times 0,002 + (5 + 0,25 \times 12) \times 0,001 - 0 \right] = 9,779 \text{ кмоль/кмоль}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг палива.

$$L_0^{\text{ж}} = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль/кг}$$

$$L_0^{\text{ж}} = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,85}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль/кг}$$

$V_r = 500 \text{ м}^3/\text{год}$ – масова витрата газу

$$q = \frac{22,4 \times 22}{500} = 0,9856 \text{ кг/кмоль}$$

Кількість свіжого заряду.

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

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$M_1 = 1 + 1,7 \times 9,779 = 17,6236 \text{ кмоль} / \text{кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

$$\text{Кількість CO}_2: M_{\text{CO}_2} = q \times \frac{C}{12} + \text{CO} + (\sum n C_n H_m) + \text{CO}_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{CO}_2} = 0,9856 \times \frac{0,86}{12} + 0 + (1 \times 0,96) + (2 \times 0,025) + (3 \times 0,005) + (4 \times 0,002) + (5 \times 0,001) + 0,002 = 1,1106 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість H}_2\text{O}: M_{\text{H}_2\text{O}} = H_2 + \sum (0,5 m C_n H_m) + 0,5 \times q \times H, \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 0 + (0,5 \times 4 \times 0,96) + (0,5 \times 6 \times 0,025) + (0,5 \times 8 \times 0,005) + (0,5 \times 10 \times 0,002) + (0,5 \times 12 \times 0,001) + 0,5 \times 0,9856 \times 0,13 = 2,09501 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість O}_2: M_{\text{O}_2} = 0,21 \times [(\alpha - 1) \times L_0^r - q \times L_0^*] \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \times [(1,7 - 1) \times 9,779 - 0,9856 \times 0,495] = 1,335 \text{ кмоль}$$

$$\text{Кількість N}_2: M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0^r + N_2, \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \times 1,7 \times 9,779 + 0,005 = 13,1376 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль}$$

$$M_2 = 1,1106 + 2,09501 + 1,335 + 13,1376 = 17,6783 \text{ кмоль}$$

Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу.

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

$$\Delta M = 17,6783 - 17,6236 = 0,0547 \text{ кмоль}$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

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

$$\beta_0 = \frac{17,6783}{17,6236} = 1,00311$$

Параметри процесу наповнення.

Температура повітря після нагнітача.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

$$T_{\text{в}} = T_{\text{а}} \times \left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{а}}} \right)^{\frac{n_{\text{к}}-1}{n_{\text{к}}}}, \text{К}$$

де $n_{\text{к}} = 1,7$ – показник політропи стиску для відцентрового насоса

$$T_{\text{в}} = 293 \times \left(\frac{245}{101} \right)^{\frac{1,7-1}{1,7}} = 422,02 \text{ К}$$

Температура повітря після охолоджувача.

$$T_{\text{int}} = T_{\text{в}} - (10 - 50^0)$$

число з інтервалу = 37

$$T_{\text{int}} = 422,02 - 37 = 385,02 \text{ К}$$

Температура газоповітряної суміші.

$$T_{\text{см}} = \frac{T_{\text{г}} + \alpha \times L_0^{\Gamma} \times T_{\text{int}}}{1 + \alpha \times L_0^{\Gamma}}, \text{К}$$

де $T_{\text{г}} = 300\text{К}$ – температура поступаючого газу

$$T_{\text{см}} = \frac{300 + 1,7 \times 9,779 \times 385,02}{1 + 1,7 \times 9,779} = 380,196 \text{ К}$$

Тиск повітря після охолоджувача.

$$P_{\text{int}} = P_{\text{н}} - \Delta P_{\text{охл}}, \text{кПа.}$$

де $\Delta P_{\text{охл}} = 6 \text{ кПа}$ - втрата тиску в охолоджувачі.

$$P_{\text{int}} = 245 - 6 = 239 \text{ кПа}$$

Тиск газової суміші.

$$P_{\text{см}} = \frac{P_{\text{г}} + \alpha \times L_0^{\Gamma} \times P_{\text{int}}}{1 + \alpha \times L_0^{\Gamma}}, \text{кПа}$$

де: $P_{\text{г}} = 200 \text{ кПа}$ - тиск поступаючого газу.

$$P_{\text{см}} = \frac{200 + 1,7 \times 9,779 \times 239}{1 + 1,7 \times 9,779} = 236,787 \text{ кПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де P_d – тиск в кінці впуску

$$P_d = 0,95 \times P_n = 0,95 \times 245 = 215,6 \text{ кПа}$$

P_r – тиск залишкових газів

$$P_r = 1,07 \times P_{int} = 1,07 \times 239 = 253,362 \text{ кПа}$$

$$\gamma_r = \frac{380,196 + 16}{880} \times \frac{253,362}{12 \times 215,6 - 253,362} = 0,0489$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\Phi_c = \frac{T_{cm} \times (\varepsilon \times P_d - P_r)}{(T_{cm} + \Delta T) \times (\varepsilon - 1) \times P_{cm}}$$

$$\Phi_c = \frac{380,196 \times (12 \times 215,6 - 253,362)}{(380,196 + 16) \times (12 - 1) \times 236,787} = 0,86$$

Температура газоповітряної суміші на початку стиску.

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

$$T_d = \frac{380,196 + 16 + 0,0489 \times 880}{1 + 0,0489} = 418,74 \text{ К}$$

Параметри процесу стиску.

Тиск в кінці стиску.

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

$$P_c = 215,6 \times 12^{1,35} = 6173,67 \text{ кПа}$$

Температура в кінці стиску.

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

$$T_c = 418,74 \times 12^{1,35 - 1} = 999,214 \text{ К}$$

Параметри процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

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

$$\beta = \frac{1,00311 + 0,0489}{1 + 0,0489} = 1,00296$$

Ступінь підвищення тиску

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

$$\lambda = \frac{9000}{6173,67} = 1,458$$

Максимальна температура циклу.

$$T_z = \frac{\left[\frac{\xi_z (22,4 \times Q_H^\Gamma + q \times Q_H^{\text{ж}})}{\beta \times (1 + \gamma_r) \times (1 + \alpha \times L_H^\Gamma)} + \frac{C'_v \times T_c}{\beta} \right]}{C''_v}, \text{ К}$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря на лінії розширення.

$$\alpha = \frac{\alpha}{1 + q \times L_0^{\text{ж}} / L_0^\Gamma}$$

$$\alpha = \frac{1,7}{1 + 0,9856 \times 0,495 / 9,779} = 1,619$$

Середня питома теплоємність свіжого заряду при V-const, в проміжку температур від 0...t °C

$$C'_v = \sum (R_k \times C_{vk}) \times 4,18, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{C}}$$

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

29,31 - для 3-х і багатоатомних компонентів.

20,93 - для 2-х атомних компонентів.

12,56 - для одноатомних компонентів.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$C'_v = \left(0,96 \times 29,31 + 0,025 \times 29,31 + 0,005 \times 29,31 + \right. \\ \left. + 0,002 \times 29,31 + 0,001 \times 29,31 + 0,002 \times 29,31 + \right. \\ \left. + 0,005 \times 20,93 + 0,86 \times 12,56 + 0,13 \times 12,56 + \right. \\ \left. + 0,01 \times 12,56 \right) \times 4,18 = 174,841 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль } ^\circ\text{C}}$$

Середня питома теплоємність продуктів згорання.

$$C''_v = \sum (R_k \times C_{v_k}) \times 4,18, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль } ^\circ\text{C}}$$

Склад продуктів згорання в об'ємних долях.

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

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{1,1106}{17,6783} = 0,0628$$

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

$$R_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2,0951}{17,6783} = 0,1185$$

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

$$R_{\text{O}_2} = \frac{1,335}{17,6783} = 0,0755$$

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

$$R_{\text{N}_2} = \frac{13,1376}{17,6783} = 0,7431$$

$$C'_v = \left(0,0628 \times 29,31 + 0,1185 \times 29,31 + 0,0755 \times 20,93 + \right. \\ \left. + 0,7431 \times 20,93 \right) \times 4,18 = 93,8393 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль } ^\circ\text{C}}$$

$$T_z = \frac{\left[\frac{0,79 \times (22,4 \times 36115 + 0,9856 \times 42500)}{1,00296 \times (1 + 0,0489) \times (1 + 1,619 \times 9,779)} + \frac{174,841 \times 999,214}{1,00296} \right]}{93,8393} = 2242,606 \text{ K}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Параметри процесу розширення.

Ступінь попереднього розширення.

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

$$\rho = \frac{1,00296 \times 2242,606}{1,458 \times 999,214} = 1,544$$

Ступінь подальшого розширення $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$

$$\delta = \frac{12}{1,544} = 7,771$$

Тиск в кінці розширення. $P_B = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}}$, кПа

$$P_B = \frac{9000}{7,771^{1,3}} = 626,023 \text{ кПа}$$

Температура в кінці розширення $T_B = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$, К

$$T_B = \frac{2242,606}{7,771^{1,3-1}} = 1212,279 \text{ К}$$

Температура залишкових газів $T_r = \frac{T_B}{\sqrt[3]{\frac{P_B}{P_r}}}$, К

$$T_r = \frac{1212,279}{\sqrt[3]{\frac{626,023}{253,362}}} = 896,712 \text{ К}$$

$$\text{Перевірка: } \frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|880 - 896,712|}{880} \times 100\% = 1,899\%$$

Індикаторні показники робочого циклу.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P_{mi} = \frac{\xi \times P_C}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ кПа}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{mi} = \frac{0,94 \times 6173,67}{12-1} \times \left[\frac{1,458 \times (1,544-1) + \frac{1,458 \times 1,544}{1,3-1}}{\times \left(1 - \frac{1}{7,771^{1,3-1}} \right) - \frac{1}{1,35-1} \times \left(1 - \frac{1}{12^{1,35-1}} \right)} \right] = 1361,505 \text{ кПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \times \frac{(1 + \alpha \cdot L_0^\Gamma) \Gamma_{cm} \times P_{mi}}{P_{cm} \times \Phi_c \times (22,4 \times Q_H^\Gamma + q \times Q_H^{\text{ж}})} \times 4,186$$

$$\eta_i = 1,985 \times \frac{(1 + 1,7 \times 9,779) \times 380,196 \times 1361,505}{236,787 \times 0,86 \times (22,4 \times 36115 + 0,9856 \times 42500)} \times 4,186 = 0,438$$

Питома індикаторна витрата газу.

$$V_i = \left[\frac{632}{\eta_i \times Q_H^\Gamma} \right] \times \frac{4,18}{0,736}, \text{ м}^3 / \text{кВт год}$$

$$V_i = \left[\frac{632}{0,438 \times 36115} \right] \times \frac{4,18}{0,736} = 0,216 \text{ м}^3 / \text{кВт год}$$

Ефективні показники робочого циклу.

$$\text{Середній тиск механічних втрат } P_M = 0,088 + 0,0118 \times C_{\Pi}, \text{ кПа}$$

$$\text{де } C_{\Pi} - \text{середня швидкість поршня } C_{\Pi} = \frac{S_{\text{пр}} \times n}{30}, \text{ м/с}$$

$$S_{\text{пр}} = 0,30 \text{ м} - \text{хід поршня по прототипу.}$$

$$C_{\Pi} = \frac{0,30 \times 1000}{30} = 10 \text{ м/с}$$

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \times 9 = 194,2 \text{ кПа}$$

$$\text{Середній ефективний тиск } P_{me} = P_{mi} - P_M, \text{ кПа}$$

$$P_{me} = 1361,505 - 194,2 = 1167,305 \text{ кПа}$$

$$\text{Механічний ККД } \eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = \frac{1167,305}{1361,505} = 0,857$$

$$\text{Ефективний ККД } \eta_e = 0,438 \times 0,857 = 0,375$$

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

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Питома ефективна витрата газу. $V_e = \frac{V_i}{\eta_m}, \text{м}^3 / \text{кВт} \times \text{год}$

$$V_e = \frac{0,216}{0,857} = 0,252 \text{м}^3 / \text{кВт} \times \text{год}$$

Годинна витрата газу $B_r = V_e \times P_e, \text{м}^3 / \text{год}$

$$B_r = 0,252 \times 300 = 75,60 \text{м}^3 / \text{год}$$

Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна. $V_{st} = 30 \times z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n}, \text{Л}$

$$V_{st} = 30 \times 4 \times \frac{300 \times 10^3}{1167,305 \times 1000} = 30,857 \text{Л}$$

Робочий об'єм циліндра $V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{Л}$

$$V_s = \frac{30,857}{6} = 5,143 \text{Л}$$

Діаметр циліндра $d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}}, \text{мм}$

де $m = \frac{S_{пр}}{d_{пр}}$ – відношення $m = \frac{0,3}{0,23} = 1,3$

$d_{пр} = 0,23 \text{ м}$ – діаметр циліндра по прототипу

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times 5,143}{3,14 \times 1,3}} = 229,995 \text{мм}$$

Хід поршня $S = m \times d, \text{мм}$

$$S = 1,3 \times 229,995 = 299 \text{мм}$$

Діаметр циліндра $d = 230 \text{ мм}$

Хід поршня $S = 300 \text{ мм}$

Літраж двигуна $V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{Л}$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$V_{St} = \frac{3,14 \times 230^2 \times 300 \times 6}{4 \times 10^6} = 71,415 \text{ Л}$$

$$\text{Робочий об'єм поршня } V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{71,415}{6} = 11,9 \text{ Л}$$

$$\text{Ефективна потужність двигуна } P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{St} \times n}{30 \times z \times 10^3}, \text{ кВт}$$

$$P_{ep} = \frac{1167,305 \times 71,415 \times 1000}{30 \times 4 \times 10^3} = 300,112 \text{ кВт}$$

$$\text{Отримана величина } P_{ep} \text{ відрізняється від заданої на } \Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{ep}} \times 100\%$$

$$\text{де } P_{ep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}; P_{ep} = \frac{300,112 + 300}{2} = 300,056 \text{ кВт}$$

$$\Delta P_e = \frac{300,112 - 300}{300,056} \times 100\% = 0,006 \%$$

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

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

Ефективна потужність	$P_e = 300,112 \text{ кВт}$
Частота обертання колінвалу	$n = 1000 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру	$d = 230 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 300 \text{ мм}$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Найнижча теплота згоряння газу	$Q_n^r = 36115 \text{ кДж/м}^3$
Годинна витрата газу	$B_r^r = 75,6 \text{ м}^3/\text{год}$
Найнижча теплота згоряння дизпалива	$Q_n^k = 42500 \text{ кДж/кг}$
Годинна витрата дизпалива	$B_r^k = 3,33 \text{ кг/год}$
Запальна доля палива	$q = 0,05$
Індикаторний ккд	$\eta_i = 0,438$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Ефективний ккд	$\eta_e = 0,375$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 17,6236$
Загальна кількість продуктів згорання	$M_2 = 17,6783$
Температура випускних газів	$T_{cp.g.} = 896,712 \text{ K}$
Температура на початку стиску	$T_d = 418,74 \text{ K}$
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''v = 25,925 \text{ кДж/кмоль K}$
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'v = 22,233 \text{ кДж/кмоль K}$
Середній індикаторний тиск	$P_{mi} = 1361,505 \text{ кПа}$
Рівняння теплового балансу.	
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	

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

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.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом.

$$Q_{\Pi} = \frac{B_{\Gamma}^{\Gamma} \times Q_{\Pi}^{\Gamma} + B_{\Gamma}^p \times Q_{\Pi}^p}{3,6}, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\Pi} = (75,6 \times 36115 + 3,33 \times 42500) / 3,6 = 797727,5 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна.

$$Q_e = 1000 \times P_e, \text{ Дж/с}$$

$$Q_e = 1000 \times 1900 = 1900000 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні $q = Q_e / Q_{\Pi} \times 100 \%$

$$q = 1900000 / 5049597,3 \times 100 \% = 37,63\%$$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Перевірка: $Q'_e = Q_{\pi} \times \eta_e$, Дж/с

$$Q'_e = 5049597,3 \times 0,375 = 1893599 \text{ Дж/с}$$

Вираховуємо похибку $\Delta = |Q_e - Q'_e| / Q_e \times 100\%$

$$\Delta = |1900000 - 1893599| / 1900000 \times 100\% = 0,337\% \text{ похибка не перевищує } 1\%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_w + Q_{T.П} + Q_{B.Н.}$$

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

$Q_{T.П.}$ – теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{B.Н.}$ – теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{СТ}} + W_{\text{Г.Р.}} + W_{\text{вип}}) \times Q_{\pi}, \text{ Дж/с}$$

де $W_{\text{нап.}}=0, W_{\text{СТ.}}=0, W_{\text{Г.р.}}=0,14, W_{\text{вип.}}=0,03$ – відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

$$Q_w = (-0 + 0 + 0,14 + 0,03) \times 5049597,3 = 858431,54 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + v \times C_m) \times 10^3, \text{ кПа}$$

де $a = 0,088, v = 0,0118$ – коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

$$P_{\text{мд}} = (0,088 + 0,0118 \times 9) \times 10^3 = 194,2 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня $P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \times P_{\text{мд}}, \text{ кПа}$

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \times 194,2 = 116,52 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня $P_{\pi} = P_{\text{ср.т.}} \times V_s \times n \times i / (30 \times Z), \text{ кВт}$

$$V_s = \frac{3,14 \times 0,24^2 \times 0,27}{4} = 0,0122 \text{ м}^3$$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де V_s – робочий об’єм циліндру

$$P_{\pi} = 116,52 \times 0,0122 \times 1000 \times 16 / (30 \times 4) = 189,66846 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня.

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \times P_{\pi}, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 \times 189,66846 = 189668,46 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води як суму теплоти.

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}, \text{ Дж/с}$$

$$Q'_B = 858431,54 + 189668,46 = 1048100 \text{ Дж/с}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \times 10^{-3} \times K}{\rho_B \times C_{\text{мв}} \times \Delta T_B}, \text{ м}^3 / \text{с}$$

де $K=1,3$ – коефіцієнт запасу;

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

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

$\Delta T_B = 8 \text{ К}$ – температурний перепад води в холодильнику.

$$V_B = \frac{1048100 \times 10^{-3} \times 1,3}{1000 \times 4,19 \times 8} = 0,0406 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = V_B \times \Delta P_B / \eta_{\text{в.н.}}, \text{ кВт}$$

де $\Delta P_B = 98 \text{ кПа}$ – гідравлічний опір системи охолодження;

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,85$ – ккд водяного насосу.

$$P_{\text{в.н.}} = 0,0406 \times 98 / 0,85 = 4,68651 \text{ кВт}$$

тоді $Q_{\text{в.н.}} = 1000 \times P_{\text{в.н.}}, \text{ Дж/с}$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\text{в.н.}} = 1000 \times 0,4,68651 = 4686,51 \text{ Дж/с}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н.}}, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{в}} = 858431,54 + 189668,46 + 4686,51 = 1052786,51 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні: $q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{п}} \times 100 \%$

$$q_{\text{в}} = 1052786,51 / 5049597,3 \times 100 \% = 20,849\%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами $Q_{\text{г}} = Q_{\text{г}}^{\text{г}} + Q_{\text{г}}^{\text{ж}}, \text{ Дж/с}$

$$Q_{\text{г}}^{\text{г}} = \frac{B_{\text{г}}^{\text{г}}}{3,6 \times 22,4} \times \left[M_2 \times (mC_p'')_{T_0}^{T_{\text{сп.г}}} \times T_{\text{сп.г}} \times (1-q) - M_1 \times (mC_p)_{T_0}^{T_d} \times T_d \times (1-q) \right], \text{ Дж/с}$$

де mC_p'' – ізобарна теплоємність продуктів згоряння;

$$mC_p'' = 8,314 + mC''_v, \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p'' = 8,314 + 25,925 = 34,239 \text{ кДж/кмоль К}$$

mC_p' – ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 8,314 + mC'_v, \text{ кДж/кмоль К}$$

$$mC_p' = 8,314 + 22,232 = 30,546 \text{ кДж/кмоль К}$$

$$Q_{\text{г}}^{\text{г}} = \frac{478,572}{3,6 \times 22,4} \times \left[17,6783 \times 34,239 \times 896,712 \times (1-0,05) - \right. \\ \left. - 17,6236 \times 30,546 \times 418,74 \times (1-0,05) \right] = 1789114,65 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{г}}^{\text{п}} = \frac{B_{\text{г}}^{\text{г}}}{3,6} \left[M_2 \times (mC_p'')_{t_0}^{t_2} \times t_{\text{г}} \times q - M_1 \times (mC_p)_{t_0}^{t_d} \times t_d \times q \right], \text{ Дж/с}$$

де $mC_p'' = 34,37024 \text{ кДж/кмоль } ^\circ\text{С}$ – ізобарна теплоємність продуктів згоряння;

$mC_p' = 29,3668 \text{ кДж/кмоль } ^\circ\text{С}$ – ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$Q_{\text{г}}^{\text{п}} = \frac{478,572}{3,6} \left[17,6783 \times 34,37024 \times 623,712 \times 0,05 - 17,6236 \times \right. \\ \left. \times 29,3668 \times 418,74 \times 0,05 \right] = 88774,11 \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{г}} = 1789114,65 + 88774,11 = 1877888,76 \text{ Дж/с}$$

Що складає у відсотковому відношенні: $q_{\text{г}} = Q_{\text{г}} / Q_{\text{п}} \times 100 \%$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$q_{\Gamma} = 1877888,76 / 5049597,3 \times 100\% = 37,189$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу.

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_b, \text{ Дж/с}$$

де Q_{MD} – теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна;

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \times Q_{\Pi}, \text{ Дж/с}$$

Δ_{MD} – доля втрат в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \times \eta_i$$

$$\Delta_{MD} = (194,2 / 1361,505) \times 0,438 = 0,0625$$

$$Q_{MD} = 0,0625 \times 5049597,3 = 315472, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{M1} = (858431,54 + 315472) - 1048100 = 121117,05 \text{ Дж/с}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{K \times Q_{M1}}{\rho_M \times C_{mm} \times \Delta T_M}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де $K=1,3$ – коефіцієнт запасу;

$\rho_M=900 \text{ кг/м}^3$ – щільність масла;

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

$\Delta T_M=8 \text{ К}$ – температурний перепад масла в охолоджувачі.

$$V_M = \frac{1,3 \times 121117,05}{900 \times 2,094 \times 8} = 0,01044, \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса.

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \times P_0}{\eta \times 10^3}, \text{ кВт}$$

де $P_0=0,35 \times 10^6$ – робочий тиск масла в системі;

$\eta_M=0,85$ – механічний ККД масляного насоса.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						28
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{\text{М.Н.}} = \frac{0,01044 \times 0,35 \times 10^6}{0,85 \times 10^3} = 4,3002 \text{ кВт}$$

$$\text{тоді } Q_{\text{М}_2} = 1000 \times P_{\text{МН}}, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{М}_2} = 1000 \times 0,02 = 20 \text{ Дж/с}$$

Загальна кількість теплоти складає.

$$Q_{\text{М}} = Q_{\text{М}_1} + Q_{\text{М}_2}, \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{М}} = 121117,05 + 4300,2 = 125417,25 \text{ Дж/с}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\text{М}} = Q_{\text{М}} / Q_{\text{П}} \times 100 \%$$

$$q_{\text{М}} = 125417,25 / 5049597,3 \times 100 \% = 2,48\%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{\text{Н.В.}} = Q_{\text{П}} - (Q_{\text{е}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{Г}} + Q_{\text{М}}), \text{ Дж/с}$$

$$Q_{\text{Н.В.}} = 5049597,3 - (1900000 + 1052786,5 + 1877888,76 + 125417,25) = 93504,78 \text{ Дж/с}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{Н.В.}} = Q_{\text{Н.В.}} / Q_{\text{П}} \times 100 \%$$

$$q_{\text{Н.В.}} = 93504,78 / 5049597,3 \times 100 \% = 1,852\%$$

Всі отримані дані зводимо в таблицю 2.2

Таблиця 2.2

Зведена таблиця теплового балансу

Складові теплового балансу	Дж/сек	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	300 184,86	37,63
теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	166 318,2	20,849
теплота, яка виноситься випускними газами	296 666,88	37,189
теплота, яка відводиться маслом	19 783,64	2,48
невраховані теплові втрати	12 125,46	1,852
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом	797 727,5	100

2.4 Розрахунок індикаторної діаграми

Середній індикаторний тиск

$$P_{mi} = 1,361 \text{ МПа}$$

Тиск залишкових газів

$$P_r = 0,253 \text{ МПа}$$

Тиск в кінці впуску

$$P_d = 0,215 \text{ МПа}$$

Показник політропи стиску

$$n_1 = 1,35$$

Ступінь стиску

$$\varepsilon = 12$$

Максимальний тиск в циліндрі

$$P_{max} = 9 \text{ МПа}$$

Показник політропи розширення

$$n_2 = 1,3$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = 1,544$$

Маштаб по осі тиску

$$m_p = 0,04 \text{ МПа/мм}$$

Побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахунок лінії стиску.

$$P_{ст} = \frac{P_d \times \varepsilon^{n_1}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}, \text{ МПа}$$

де V/V_c – змінний об'єм.

$$P_{ст_1} = \frac{0,215 \times 12^{1,35}}{1^{1,35}} = 6,174 \text{ МПа}$$

$$P_{ст_{12}} = \frac{0,2156 \times 12^{1,35}}{12^{1,35}} = 0,215 \text{ МПа}$$

Розрахунок лінії розширення.

$$P_{роз} = \frac{P_{max} \times \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}, \text{ МПа}$$

$$P_{роз_{1,544}} = \frac{9 \times 1,544^{1,3}}{1,544^{1,3}} = 9 \text{ МПа}$$

$$P_{роз_{12}} = \frac{9 \times 1,544^{1,3}}{12^{1,3}} = 0,626 \text{ МПа}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3

Результати розрахунків теоретичної індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}, \text{МПа}$	$P_{ст}, \text{мм}$	$P_{роз}, \text{МПа}$	$P_{роз}, \text{мм}$
1	6,174	154,3		
1,25	4,568	114,2		
1,544	3,434	85,9	9	225
1,75	2,9	72,5	7,648	191,2
2	2,422	60,5	6,429	160,7
3	1,4	35	3,795	94,9
4	0,95	23,7	2,611	65,3
5	0,703	17,6	1,953	48,8
6	0,55	13,7	1,541	38,5
7	0,446	11,2	1,261	31,5
8	0,373	9,3	1,06	26,5
9	0,318	8	0,91	22,7
10	0,276	6,9	0,793	19,8
11	0,242	6	0,701	17,5
12	0,216	5,4	0,626	15,6

Побудова дійсної індикаторної діаграми

Кут випередження $\alpha_c=18^\circ$

Кут затримки згоряння $\Delta\phi_1=8^\circ$

C'' – точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

$P_{c''}=1,2 \times P_c=1,2 \times 6,17367=7,408 \text{ МПа}$

Максимальний тиск газів.

$P_{зд}=P_{\max}=9 \text{ МПа}$

Кут після ВМТ де тиск максимальний

$\Delta\phi_2=9^\circ$

Точка відкриття випускного клапану

$$\epsilon' = 54^\circ$$

Точка тиску газів в НМТ в кінці такту розширення – ϵ'' , відкладається посередині лінії між точками ϵ і d

Точка відкриття випускного клапану

$$r' = 32^\circ$$

Точка закриття випускного клапану

$$r'' = 37^\circ$$

Точка закриття випускного клапану

$$d' = 40^\circ$$

Швидкість наростання тиску

$$\frac{\Delta P}{\Delta \varphi_2} = \frac{P_{\max} - P_{c''}}{\Delta \varphi_2}, \text{ МПа/град}$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta \varphi_2} = \frac{9 - 7,408}{9} = 0,177 \text{ МПа/град}$$

Таблиця 2.4

Визначення точок дійсної індикаторної діаграми

Позначки точки φ° пкв	Положення точки відносно ВМТ, φ° пкв	Постійна $X = (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_L}{4} \times (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до $X \times \frac{[AB]}{2}$, мм
С', до ВМТ	18	0,061	8,4
f, до ВМТ	10	0,019	2,6
$\Delta \varphi_2$, після ВМТ	9	0,015	2,1
ϵ' , після ВМТ	126	1,67	229,6
r' , до ВМТ	32	0,187	25,7
r'' , після ВМТ	37	0,247	34
d' , до ВМТ	140	1,818	250

Розраховуємо дійсний середній індикаторний тиск.

$$P_{mi}^d = \frac{A_d}{[AB]} \times m_p, \text{ МПа}$$

$$P_{mi}^{\lambda} = \frac{9452}{275} \times 0,04 = 1,375 \text{ МПа}$$

Похибка середнього індикаторного тиску розрахованого за діаграмою

$$\Delta P_{mi} = \frac{|P_{mi} - P_{mi}^{\lambda}|}{P_{mi_{cp}}} \times 100\%$$

$$P_{mi_{cp}} = \frac{P_{mi} + P_{mi}^{\lambda}}{2}, \text{ МПа}$$

$$P_{mi_{cp}} = \frac{1,361 + 1,375}{2} = 1,368 \text{ МПа}$$

$$\Delta P_{mi} = \frac{|1,361 - 1,375|}{1,368} \times 100\% = 0,99\%$$

Похибка не перевищує 5%

Побудова розгорнутої індикаторної діаграми

Радіус кривошипа $R = \frac{S}{2} = \frac{300}{2} = 150 \text{ мм}$

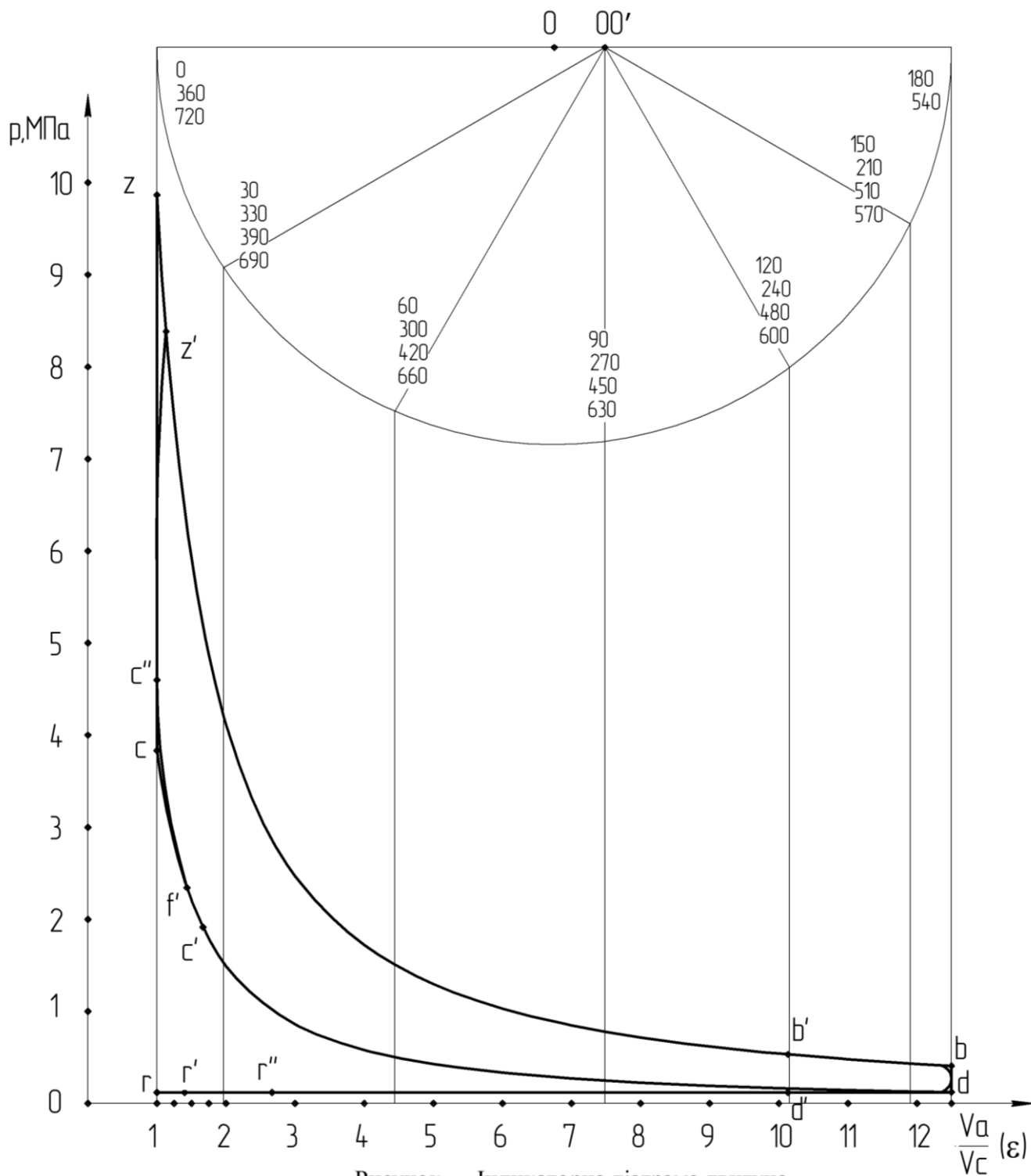
Знаходимо поправку Брікса $OO' = \frac{R \times \lambda_L}{2}; \quad OO' = \frac{150 \times 0,25}{2} = 16,875$

Розраховуємо масштаб $M_s = \frac{S}{AB}; \quad M_s = \frac{300}{295} = 0,982$

Знаходимо поправку Брікса в масштабі переміщення

$$OO' = \frac{OO'}{M_s}, \text{ мм}; \quad OO' = \frac{16,875}{0,982} = 17,2 \text{ мм}$$

					Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ
					33

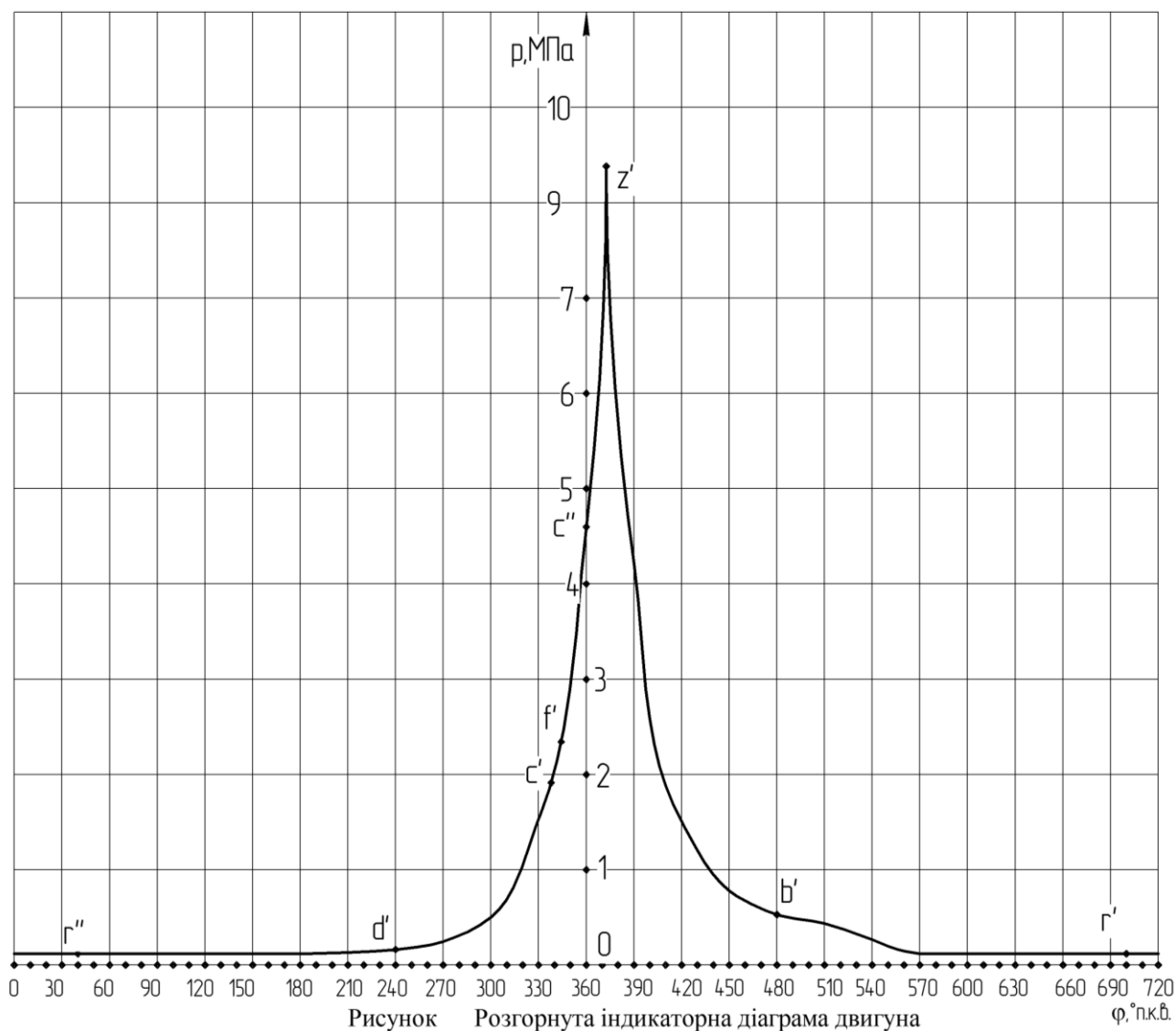


Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ

Лист

34



2.5 Динамічний розрахунок двигуна

Маса деталей, що рухаються зворотно - поступально.

$$m_s = m_{\text{пк}} + \frac{1}{3} \times m_{\text{ш}}, \text{ кг}$$

де $m_{\text{пк}} = 29$ – маса поршневого комплекту, кг; $m_{\text{ш}} = 72$ – маса шатуна, кг

$$m_s = 29 + \frac{1}{3} \times 72 = 53 \text{ кг}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Маса деталей, що рухаються обертально $m_R = \frac{2}{3} \times m_{ш}, \text{ кг}$

$$m_R = \frac{2}{3} \times 72 = 48 \text{ кг}$$

Кутова швидкість $\varpi = \frac{\pi \times n}{30}; \quad \varpi = \frac{3,14 \times 1000}{30} = 104,67 \text{ с}^{-1}$

Сила тиску газу

$$F_r = P_{ц} \times \frac{\pi \times d^2}{4}, \text{ кН}$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i = -m_s \times r \times \omega^2 \times (\cos \varphi + \lambda_L \times \cos 2 \times \varphi), \text{ кН}$$

Дійсна сила $F_d = F_r \pm F_i, \text{ кН}$

Нормальна сила $F_n = F_d \times \operatorname{tg} \beta, \text{ кН}$

Радіальна сила

$$F_r = F_d \times \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ кН}$$

Дотична сила

$$F_k = F_d \times \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ кН}$$

Сила інерції обертаючихся мас $F_{iоб} = -m_R \times r \times \varpi^2, \text{ кН}$

$$F_{iоб} = -48 \times 0,135 \times 104,67^2 = -70,989 \text{ кН}$$

Дані розрахунків заносимо до таблиці 2.5

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати динамічного розрахунку

Таблиця 2.5

φ ПКВ	R _ц , мм	F _г , кН	F _i , кН	F _d , кН	F _N , кН	F _r , кН	F _k , кН	F _{г,мм}	F _{i,мм}	F _{d,мм}	F _{N,мм}	F _{r,мм}	F _{k,мм}	β
0	5,4	9,767	-97,98	-88,213	0	-88,213	0	5,4	-54,2	-48,8	0	-48,8	0	0
10	5,4	9,767	-95,607	-85,841	-3,73	-83,889	-18,579	5,4	-52,9	-47,5	-2,1	-46,4	-10,3	2,49
20	5,4	9,767	-88,668	-78,901	-6,771	-71,827	-33,349	5,4	-49,0	-43,6	-3,7	-39,7	-18,4	4,91
30	5,4	9,767	-77,68	-67,914	-8,556	-54,537	-41,367	5,4	-42,9	-37,5	-4,7	-30,2	-22,9	7,18
40	5,4	9,767	-63,448	-53,682	-8,74	-35,505	-41,201	5,4	-35,1	-29,7	-4,8	-19,6	-22,8	9,25
50	5,4	9,767	-46,981	-37,215	-7,261	-18,359	-33,176	5,4	-26	-20,6	-4	-10,2	-18,3	11,04
60	5,4	9,767	-29,394	-19,627	-4,353	-6,044	-19,174	5,4	-16,3	-10,9	-2,4	-3,3	-10,6	12,5
70	5,4	9,767	-11,797	-2,031	-0,491	-0,233	-2,076	5,4	-6,5	-1,1	-0,3	-0,1	-1,1	13,59
80	5,4	9,767	4,803	14,57	3,701	-1,115	14,991	5,4	2,7	8,1	2	-0,6	8,3	14,25
90	5,4	9,767	19,596	29,363	7,581	-7,581	29,363	5,4	10,8	16,2	4,2	-4,2	16,2	14,48
100	5,4	9,767	32,025	41,792	10,616	-17,712	39,314	5,4	17,7	23,1	5,9	-9,8	21,7	14,25
110	5,4	9,767	41,82	51,587	12,468	-29,36	44,212	5,4	23,1	28,5	6,9	-16,2	24,4	13,59
120	5,4	9,767	48,99	58,757	13,03	-40,663	44,37	5,4	27,1	32,5	7,2	-22,5	24,5	12,50
130	5,4	9,767	53,787	63,554	12,401	-50,351	40,714	5,4	29,7	35,1	6,9	-27,8	22,5	11,04
140	5,4	9,767	56,643	66,409	10,812	-57,823	34,404	5,4	31,3	36,7	6	-32	19	9,25
150	5,4	9,767	58,084	67,851	8,548	-63,035	26,522	5,4	32,1	37,5	4,7	-34,9	14,7	7,18
160	5,4	9,767	58,645	68,412	5,871	-66,294	17,881	5,4	32,4	37,8	3,2	-36,7	9,9	4,91
170	5,4	9,767	58,779	68,545	2,979	-68,021	8,97	5,4	32,5	37,9	1,6	-37,6	5,0	2,49

ІННІ НУК І 42.44.24.09 ПЗ

Продовження таблиці 2.5

φ ПКВ	R _ц , мм	F _Г , кН	F _i , кН	F _d , кН	F _N , кН	F _r , кН	F _k , кН	F _Г ,мм	F _i ,мм	F _d ,мм	F _N ,мм	F _r ,мм	F _k ,мм	β
180	5,4	9,767	58,788	68,555	0	-68,555	0	5,4	32,5	37,9	0	-37,9	0	0
190	5,4	9,767	58,779	68,545	-2,979	-68,021	-8,97	5,4	32,5	37,9	-1,6	-37,6	-5	-2,49
200	5,6	10,128	58,645	68,774	-5,902	-66,645	-17,976	5,6	32,43	38,03	-3,26	-36,85	-9,94	-4,91
210	5,8	10,49	58,084	68,575	-8,64	-63,707	-26,805	5,8	32,1	37,9	-4,8	-35,2	-14,8	-7,18
220	6	10,852	56,643	67,495	-10,989	-58,767	-34,967	6	31,3	37,3	-6,1	-32,5	-19,3	-9,25
230	6,5	11,756	53,787	65,543	-12,789	-51,927	-41,988	6,5	29,7	36,2	-7,1	-28,7	-23,2	-11,04
240	7	12,66	48,99	61,65	-13,672	-42,665	-46,555	7	27,1	34,1	-7,6	-23,6	-25,7	-12,5
250	8	14,469	41,82	56,289	-13,604	-32,036	-48,242	8	23,1	31,1	-7,5	-17,7	-26,7	-13,59
260	9	16,278	32,025	48,303	-12,27	-20,471	-45,439	9	17,7	26,7	-6,8	-11,3	-25,1	-14,25
270	11	19,895	19,596	39,491	-10,197	-10,197	-39,491	11	10,8	21,8	-5,6	-5,6	-21,8	-14,48
280	13	23,512	4,803	28,315	-7,193	-2,167	-29,134	13	2,7	15,7	-4	-1,2	-16,1	-14,25
290	16,5	29,843	-11,797	18,045	-4,361	2,074	-18,448	16,5	-6,5	10	-2,4	1,1	-10,2	-13,59
300	22	39,79	-29,394	10,396	-2,306	3,201	-10,156	22	-16,3	5,7	-1,3	1,8	-5,6	-12,5
310	29,5	53,355	-46,981	6,374	-1,244	3,144	-5,682	29,5	-26	3,5	-0,7	1,7	-3,1	-11,04
320	43	77,772	-63,448	14,323	-2,332	9,473	-10,993	43	-35,1	7,9	-1,3	5,2	-6,1	-9,25
330	64	115,753	-77,680	38,073	-4,797	30,573	-23,19	64	-42,9	21,1	-2,7	16,9	-12,8	-7,18
340	97	175,438	-88,668	86,77	-7,447	78,99	-36,675	97	-49	48	-4,1	43,7	-20,3	-4,91
350	134	242,358	-95,607	146,751	-6,377	143,414	-31,763	134	-52,9	81,1	-3,5	79,3	-17,6	-2,49

ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ

Ізм.		
Арк.		
№ докум.		
Підпис		
Дата		
ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ		
Лист	40	

Продовження таблиці 2.5

φ пкв	R _ц , мм	F _г , кН	F _i , кН	F _d , кН	F _N , кН	F _r , кН	F _k , кН	F _{г,мм}	F _{i,мм}	F _{d,мм}	F _{N,мм}	F _{r,мм}	F _{k,мм}	β
360	187	338,216	-97,98	240,236	0	240,236	0	187	-54,2	132,8	0	132,8	0	0
370	225	406,944	-95,607	311,337	13,529	304,258	67,386	225	-52,9	172,1	7,5	168,2	37,3	2,49
380	208	376,197	-88,668	287,529	24,676	261,749	121,528	208	-49	159	13,6	144,7	67,2	4,91
390	170	307,469	-77,68	229,788	28,951	184,527	139,966	170	-42,9	127,1	16	102	77,4	7,18
400	113	204,376	-63,448	140,928	22,945	93,208	108,164	113	-35,1	77,9	12,7	51,5	59,8	9,25
410	82	148,308	-46,981	101,327	19,771	49,986	90,33	82	-26	56	10,9	27,6	49,9	11,04
420	60	108,518	-29,394	79,124	17,547	24,366	77,297	60	-16,3	43,7	9,7	13,5	42,7	12,5
430	46	83,197	-11,797	71,4	17,256	8,204	72,996	46	-6,5	39,5	9,5	4,5	40,4	13,59
440	37	66,92	4,803	71,723	18,219	-5,488	73,797	37	2,7	39,7	10,1	-3	40,8	14,25
450	30,5	55,164	19,596	74,759	19,303	-19,303	74,759	30,5	10,8	41,3	10,7	-10,7	41,3	14,48
460	26	47,025	32,025	79,05	20,08	-33,502	74,362	26	17,7	43,7	11,1	-18,5	41,1	14,25
470	23	41,599	41,82	83,419	20,161	-47,476	71,493	23	23,1	46,1	11,1	-26,2	39,5	13,59
480	20,5	37,077	48,99	86,067	19,087	-59,563	64,993	20,5	27,1	47,6	10,6	-32,9	35,9	12,5
490	18,5	33,46	53,787	87,247	17,024	-69,122	55,892	18,5	29,7	48,2	9,4	-38,2	30,9	11,04
500	17	30,747	56,643	87,39	14,228	-76,09	45,274	17	31,3	48,3	7,9	-42,1	25	9,25
510	15	27,13	58,084	85,214	10,736	-79,165	33,309	15	32,1	47,1	5,9	-43,8	18,4	7,18
520	14	25,321	58,645	83,966	7,206	-81,367	21,947	14	32,4	46,4	4	-45	12,1	4,91
530	12,5	22,608	58,779	81,387	3,537	-80,764	10,65	12,5	32,5	45	2	-44,7	5,9	2,49

2.6 Аналіз ефективних показників проектного двигуна та двигуна-прототипу.

Таблиця 2.2

Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

Показники двигуна	Двигун-прототип	Проектований двигун
Ефективна потужність P_e , кВт	330	300,112
Діаметр циліндра d , мм	230	230
Середній ефективний тиск P_{me} , МПа	0,56	1,167
Ефективний ККД, η_e	$\eta_e = 0,413$	0,375
Питома ефективна витрата палива b_e : - газоподібного, $m^3/(кВт \cdot год)$		0,252
Годинна витрата палива B_e : - газоподібного, $m^3/(кВт \cdot год)$		75,6
Робочий об'єм циліндру V_s , л	5,140	5,140
Індикаторний ККД, η_i	0,482	0,438
Коефіцієнт наповнення, Φ_c	невідомо	0,86
Механічний ККД, η_m	0,857	0,857
Коефіцієнт надлишку повітря, α	невідомо	1,7

Відповідно завданню у проектному двигуні потужність становила 300 кВт (порівняно з потужністю двигуна-прототипу, тобто зменшилась на 10,0 %). Це сталося за рахунок того, що у проектного двигуна, порівняно з двигуном-прототипом, основним видом палива є газ. Найнижча теплота згоряння газу менша ніж дизельного палива. За рахунок цього середній ефективний тиск зменшився на 15,44%, індикаторний ККД зменшився на 9,13%, ефективний ККД зменшився на 9,2%. Вплив коефіцієнту наповнення Φ_c , коефіцієнту надлишку повітря α та γ_k – щільності повітря двигуна-прототипу невідомі (відсутні дані), але у проектного двигуна в розрахунок робочого процесу величини цих коефіцієнтів позитивно вплинули на ефективні показники проектного двигуна.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ДВИГУНА

3.1 Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів.

Масляна система забезпечує змащування деталей двигуна з метою зменшення тертя, запобігання підвищеного спрацьовування, перегріву і заїдання поверхонь тертя, зменшення витрати потужності двигуна на механічні втрати, видалення продуктів зносу з зони контакту спряжених деталей, а також, часткове охолодження окремих вузлів двигуна контактуючих з маслом системи мащення.

В деяких форсованих двигунах системи мащення використовуються для охолодження поршня. Масло, крім того, сприяє ущільненню камери згоряння й захисту деталей від корозії. Умови змащення й масла для окремих вузлів і деталей двигуна обираються залежно від навантаження поверхонь тертя, швидкості взаємного їх переміщення, температурної напруженості деталей, тривалості роботи та інших факторів.

Між поверхнями тертя, які працюють у важких умовах (насамперед, у підшипниках колінчастого і розподільчого валів), намагаються забезпечити рідинне тертя, при якому мастильний шар має товщину, достатню для повного розділення цих поверхонь. Для більшості поверхонь тертя в двигуні достатньо забезпечити напівсухе або напіврідинне тертя, щоб гарантувати їх надійну роботу (деталі механізму газорозподілу, пара стержень клапана - напрямна втулка та ряд інших). У таких парах, як поршень - циліндр, застосування надмірного змащення небажане, бо потрапляння масла до камери згоряння призведе до порушення встановленого теплового режиму групи поршня, головки циліндрів і до збільшеного нагароутворення і перегрівання двигуна.

За способом подання масла до поверхонь тертя системи змащення, що застосовуються в ДВЗ, розподіляються на системи, у яких масло подається розбризкування і самопливом, під тиском та комбіновано. В двигунах переважно застосовуються системи з комбінованою подачею масла, при якому масло до пар

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

тертя підводиться з примусовою подачею, а також розбризкується колінчастим валом, іншими деталями, що обертаються та під час стікання масла з деталей у картер. Залежно від місцезнаходження основної кількості масла системи змащення двигунів розділяють на системи з мокрим та сухим картером. У системі з мокрим картером масло знаходиться у нижній частині картера - піддоні, розміщеному нижче картера, а у системі з сухим картером - у спеціальному проміжному баці.

Основні елементи проектованої системи мащення з мокрим картером: масляний насос, масляні фільтри грубого та тонкого очищення, масляний охолоджувач, масляні магістралі, перепускні та редукційні клапани, контрольні прибори. Одним з важливих та відповідальних елементів масляної системи, що проектується є відцентровий фільтр очищення масла. Використання відцентрового поля для розділення речовин різної щільності в даний час набуло широкого поширення в багатьох галузях промисловості.

Основи теорії центрифугування розроблені радянськими вченими проф. В. І. Соколовим, проф. Г. І. Бремером, проф. Н. А. Фігуровський та іншими. В даний час встановлені методи технічних розрахунків, що дозволяють обґрунтовано підійти до вибору параметрів і конструктивного оформлення центрифуг.

Однією з перспективних галузей застосування центрифуг є їх використання для очищення масла в двигунах внутрішнього згоряння. Застосувати центрифуги в цій галузі намагалися давно, однак труднощі в створенні простого за конструкцією і надійного в експлуатації приводу ротора затримували їх масове поширення. Поява ідеї гідрореактивного приводу, заснованого на принципі Сегнерова колеса, дозволило створити просту і надійну конструкцію центрифуги, що отримала широке застосування.

Більшість сучасних двигунів має дві системи очищення масла: грубу і тонку. Багаторічний досвід експлуатації двигунів показав, що існуючі системи фільтрації мають серйозні недоліки, що знижують їх ефективність.

Особливо це відноситься до системи тонкої очистки масла. В цій системі, що складається з одного або декількох фільтруючих елементів (ДАСФО, Р-1, ЛБФ

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тощо), потрібна періодична заміна елементів. У зв'язку з цим з'являється необхідність організації дорогих служб для виготовлення, транспортування та зберігання фільтруючих елементів.

За останній час внаслідок різкого збільшення навантажувальних, теплових і швидкісних режимів роботи двигунів, а також широкого застосування тонкостінних вкладишів в підшипниках колінчастого валу, з характерними для них малими зазорами і незначною товщиною антифрикційного шару, значення процесу фільтрації масла суттєво зросло.

Перераховані вище чинники створили сприятливі передумови для розробки та впровадження відцентрових очищувачів (центрифуг), які, будучи постійно діючими агрегатами двигуна, повністю усувають змінні фільтруючі елементи і значно знижують знос основних пар тертя двигуна.

На сьогоднішній день в результаті проведених дослідних робіт виявлено основні закономірності процесу відцентрової очистки масла, уточнені методи розрахунку і намічені практичні рекомендації, за якими можна сконструювати і виготовити центрифугу для будь-якого двигуна внутрішнього згорання.

В центрифугах ротор зазвичай складається з однієї трубчастої камери. Тому шлях осадження забруднюючої частки становить досить велику величину і повнота очищення масла від забруднюючих домішок відносно невисока.

Для підвищення очищення масла в роторі необхідно зменшити шлях осадження частки і збільшити загальну поверхню осадження. Це досягається застосуванням: а) багатокамерного ротора; б) ротора із спіральною камерою; в) ротора з пакетом конічних тарілок рисунки 3.1; 3,2; 3,3.

Всі три типи роторів, через складність їх виготовлення і експлуатації, ще не отримали широкого застосування в двигунах. Особливо складний у виготовленні й експлуатації ротор з поміщенням в ньому пакетом конічних тарілок. Проте в майбутньому при розробці простої технології виготовлення і особливо у зв'язку з перспективою використання для виготовлення центрифуг пластичних мас і полімерів ці типи роторів можуть отримати широке застосування не тільки в

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						45
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

центрифугах з механічним приводом, а й в центрифугах з гідрореактивним приводом.

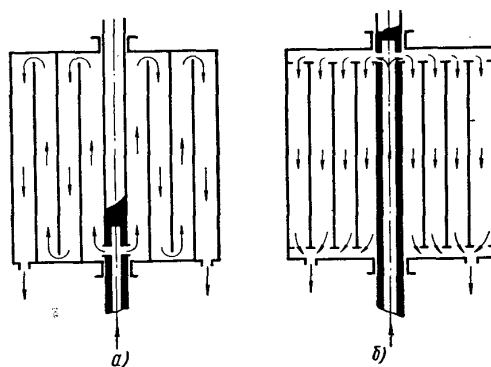


Рисунок 3.1 Центрифуги з багатокамерними роторами.
а) з послідовними камерами, б) з паралельними камерами

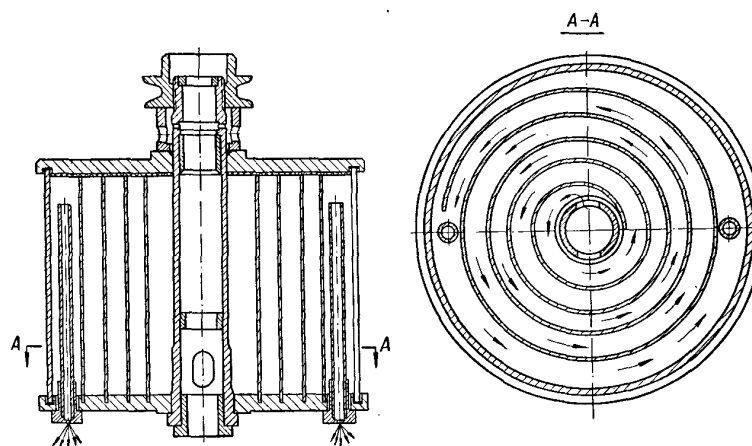


Рисунок 3.2 Центрифуга з спіральною камерою

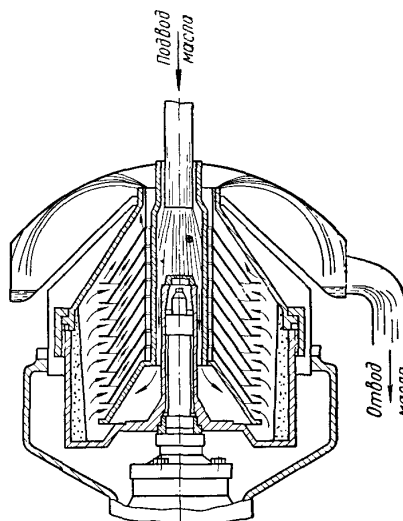


Рисунок 3.3 Центрифуга з пакетом конічних тарілок

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Проблема створення центрифуг для очищення масла в двигунах виявилася складною в основному через труднощі здійснення надійного і простого приводу ротора центрифуги. Ідея застосування центрифуг для очищення масла виникла давно. Можна назвати десятки різних конструкцій центрифуг, створених для очищення масла як в стаціонарних установках (регенераційні установки Лаваля), так і в двигунах.

Класифікація центрифуг за принципом дії їх приводу дана на рисунку 3.4.



Рисунок 3.4 Схема приводу центрифуг

Привід центрифуги для очищення масла в двигунах повинен відповідати наступним експлуатаційно-технічним вимогам:

- а) забезпечення високих кутових швидкостей ротора центрифуги (5000 – 10 000 об / хв);
- б) наявність нежорсткого зв'язку з колінчастим валом двигуна, інакше змінні швидкісні режими роботи двигуна будуть викликати відповідну зміну кутової швидкості ротора, що зумовить появу динамічних навантажень в деталях приводу і несприятливо відіб'ється на процесі осадження в роторі забруднюючих часток;
- в) простота конструкції, достатній термін служби, а також простота і зручність обслуговування центрифуги (очищення ротора від осаду забруднення) в експлуатаційних умовах.

В даний час найбільш широке отримали центрифуги з гідрореактивним приводом. Дія цього приводу заснована на використанні реакції струменів масла, що вибиваються із сопел ротора. Основними перевагами центрифуг з гідрореактивним приводом є:

- а) висока кутова швидкість ротора; б) відсутність різкої зміни кутової швидкості ротора зі зміною швидкісного режиму роботи двигуна;
- в) простота конструкції центрифуг і зручність їх розміщення на двигуні;
- г) простота обслуговування при експлуатації.

Однак для досягнення необхідного числа обертів ротора (5000-6000 об / хв) необхідна значна витрата масла на привід (до 9-12 л / хв) при тиску масла в магістралі двигуна 0,3 – 0,6 МПа. Тому застосування центрифуг з гідрореактивним приводом двигунах вимагає або підвищення продуктивності масляного насоса або введення додаткової секції насоса спеціально для живлення маслом приводу центрифуги.

В результаті цього центрифуги з гідрореактивним приводом недоцільно встановлювати на двигуни, що вже знаходяться в експлуатації, так як це вимагає істотних змін масляної системи.

При проектуванні нового двигуна дані заходи цілком виправдані, так як гідрореактивний привід центрифуги потребує найменших змін в конструкції двигуна в порівнянні з іншими видами приводів, які вимагають або значних змін в конструкції елементів двигуна (вентилятор системи повітряного охолодження, газовий привід, механічний привід) або ж взагалі застосування стороннього джерела енергії та електродвигуна (електропривід) та розв'язання проблем підведення та відведення масла до ротору центрифуги, а також ущільнення приєднаних елементів.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						48
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Обґрунтування вибору відцентрового масляного фільтру для системи мащення двигуна 6ГЧН 23/30

У зв'язку з різким збільшення навантажувальних, теплових і швидкісних режимів роботи двигунів, а також широкого застосування тонкостінних вкладишів в підшипниках колінчастого валу, з характерними для них малими зазорами і незначною товщиною антифрикційного шару, значення процесу фільтрації масла суттєво зросло. Також не на останньому місці є вимоги по зниженню вартості обслуговування установок з двигунами внутрішнього згорання.

Одним з засобів, що значній мірі може задовольнити ці вимоги є застосування в системі мащення двигуна відцентрового фільтру очистки масла, який на достатньому рівні здатен очистити масло від забруднюючих часток та значно зменшити витрати на розхідні матеріали такі як картонні та інші фільтри тонкої очистки, що потребують періодичної заміни в процесі експлуатації. Таким чином центрифуга (фільтр тонкої очистки) в поєднанні з сітчастим фільтром грубої очистки є оптимальним варіантом для системи мащення проектного двигуна 6ГЧН 23/30.

3.3 Розрахунок системи мащення

Кількість теплоти, яка відводиться маслом:

$$Q_m = Q_n \cdot q_m = 798 \cdot 3 = 2394 \text{ кДж / с}$$

Де: $Q_n = 798 \text{ кДж/с}$ - кількість теплоти, що підведена паливом у циліндр

$q_m = 3 \%$ - частка теплоти, яка відводиться з маслом.

$$Q_n = \frac{Q_{\text{н}} \cdot N_e \cdot g_e}{3600} = \frac{33222 \cdot 300 \cdot 0,297}{3600} = 2056$$

Де: $Q_{\text{н}} = 33222 \text{ кДж/кг}$ - найменша теплота згорання палива;

$N_e = 300,0 \text{ кВт}$ - ефективна потужність двигуна;

$g_e = 0,297 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{год}$ - питома ефективна витрата палива.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Циркуляційна витрата масла:

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{м}}}{c_{\text{м}} \cdot \Delta T_0 \cdot \rho_{\text{м}}} = \frac{2394}{2,1 \cdot 10 \cdot 900} = 0,003 \text{ м}^3$$

Де: $c_{\text{м}}=2,1$ кДж/кг·К - теплоємність масла;

$\Delta T_0=10$ К - температурний перепад масла в охолоджувачі;

$\rho_{\text{м}}=900$ кг/м³ - середня густина масла.

Дійсна подача насосу:

$$V_{\text{д}} = R \cdot V_{\text{ц}} = 1,75 \cdot 0,003 = 0,006 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Де: $R=1,75$ – коефіцієнт запасу масла, що перекачується

Циркуляційна витрата з урахуванням стабілізації тиску масла в системі:

$$V' = 2 \cdot V_{\text{ц}} = 2 \cdot 0,003 = 0,007 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Розрахунок продуктивності насоса:

$$V_{\text{р}} = \frac{V'}{\eta_{\text{н}}} = \frac{0,007}{0,8} = 0,008 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Де: $\eta_{\text{н}}=0,8$ – об'ємний коефіцієнт подачі.

Потужність, яка витрачається на привід масляного насоса:

$$N_{\text{н}} = \frac{V_{\text{р}} \cdot p}{\eta_{\text{м.н.}} \cdot 10^3} = \frac{0,008 \cdot 0,44}{0,85 \cdot 10^3} = 0,42 \text{ кВт}$$

Де: $p=0,44$ кг/см² – робочий тиск масла в системі;

$\eta_{\text{м.н.}}=0,85$ – механічний ККД масляного насоса.

Година витрата масла:

$$G_{\text{м}} = q_{\text{м}} \cdot N_{\text{е}} \cdot g_{\text{е}} = 1,5 \cdot 750 \cdot 0,297 = 3,341 \text{ кг} / \text{год}$$

Де: $q_{\text{м}}=1,5$ % - відсоток витрати масла;

Питомий об'єм системи мащення:

$$V_{\text{м}}=0,00021 \text{ м}^3 / \text{кВт}$$

Об'єм масляного баку:

$$V_{\text{б}} = k \cdot V_{\text{м}} \cdot N_{\text{е}} = 0,8 \cdot 0,00021 \cdot 750 = 0,126$$

Де: $k=0,8$ – коефіцієнт запасу.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Тиск масла в системі мащення:

$$p_m = 0,44 \text{ МПа}$$

Для даного двигуна обираємо масло М14Г2ЦС.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи

Рекомендовані швидкості масла в головній магістралі системи:

$$V_{г.м} = 3,6 - 6,2$$

Приймаємо: $V_{г.м} = 3,6 \text{ м/с}$

Об'ємна подача насосу:

$$V_m = \frac{V_d}{\rho_m} = \frac{0,0057}{900} = 0,0063 \text{ м}^3/\text{с}$$

Діаметр всмоктуючого трубопроводу:

$$D_0 = \sqrt{\frac{V_d \cdot 4}{\pi \cdot V_{г.м}}} \cdot 10^3 = \sqrt{\frac{0,0057 \cdot 4}{3,14 \cdot 3,6}} \cdot 10^3 = 44,95 \text{ мм}$$

Приймаємо: $D_0 = 50 \text{ мм}$

Діаметр нагнітаючого трубопроводу:

$$D_1 = \sqrt{\frac{V_d \cdot 4}{\pi \cdot V_{н.м}}} \cdot 10^3 = \sqrt{\frac{0,0057 \cdot 4}{3,14 \cdot 2}} \cdot 10^3 = 60,31 \text{ мм}$$

Де: $V_{н.м} = 2 \text{ м/с}$ - швидкість масла в нагнітаючому трубопроводі.

Приймаємо: $D_1 = 70 \text{ мм}$

Кількість масла, що перекачується в двигун:

$$V_{м1} = 0,7 \cdot V_m = 0,7 \cdot 0,0063 = 0,0044 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Розрахунок елементів системи мащення

Розрахунок масляного насосу

Діаметр початкового кола шестерні:

$$D_0 = z \cdot m = 12 \cdot 6 = 72 \text{ мм}$$

Де: $z = 12$ – число зібців шестерні;

$m = 6 \text{ мм}$ – модуль зачеплення зуба.

Діаметр зовнішнього кола шестерні:

$$D = m(z + 2) = 6(12 + 2) = 84 \text{ мм}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Частота обертання шестерні насоса:

$$n_n = \frac{u_n \cdot 60}{\pi \cdot D} = \frac{8 \cdot 60}{3,14 \cdot 84} = 1820 \text{ об}^{-1}$$

Де: $u_n = 8 \text{ м/с}$ – колова швидкість на зовнішньому діаметрі шестерні.

Довжина зуба шестері:

$$b = \frac{60 \cdot V_p \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_n} = \frac{60 \cdot 0,0082 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 6^2 \cdot 12 \cdot 1820} = 0,0991 \text{ м}$$

Розрахунок пластинчастого теплообмінника

Внутрішній контур

Температура масла на вході $t'_1 = 70^\circ \text{C}$

Температура масла на виході $t''_1 = 59^\circ \text{C}$

Питома вага масла $\gamma_1 = 867 \text{ кг/м}^3$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_1 = 0,0000245 \text{ м}^2/\text{сек}$

Коефіцієнт теплопровідності масла $\lambda_1 = 0,1085 \text{ ккал/м} \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}$

Питома теплоємність масла $c_1 = 0,48 \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ \text{C}$

Еквівалентний діаметр каналу $d_3 = 0,0059 \text{ м}$

Довжина потоку в каналі $L_f = 0,8 \text{ м}$

Поверхня теплообміну пластини $F_1 = 0,2 \text{ м}^2$

Допустимі втрати напору в масляній порожнині $\Delta p_1 = 0,5 \text{ кг/см}^2$

Витрата масла $u_1 = 40 \text{ м}^3/\text{с}$

Температура охолоджуючої води на вході $t'_2 = 32^\circ \text{C}$

Температура охолоджуючої води на виході $t''_2 = 42^\circ \text{C}$

Питома вага води $\gamma_2 = 1019 \text{ кг/м}^3$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_2 = 0,000000867 \text{ м}^2/\text{сек}$

Коефіцієнт теплопровідності масла $\lambda_2 = 0,492 \text{ ккал/м} \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}$

Питома теплоємність води $c_2 = 0,973 \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ \text{C}$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа поперечного потоку в одному каналі

$$f_1 = 0,00075 \text{ м}^2$$

Пластини з гофрами

«ялинка»

Тепловий розрахунок

Середній температурний напір

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_1 - t''_2) + (t''_1 - t'_2)}{2} = \frac{(70 - 42) + (59 - 32)}{2} = 27,5^\circ \text{C}$$

Кількість переданого тепла

$$Q = u_1 \cdot \gamma_1 \cdot (t'_1 - t''_1) = 40 \cdot 0,48 \cdot 867 \cdot (70 - 59) = 183110,4 \text{ ккал / год}$$

Витрата охолоджуючої води

$$v_2 = \frac{Q}{\gamma_2 \cdot c_2 \cdot (t''_2 - t'_2)} = \frac{183110,4}{1019 \cdot 0,973 \cdot (42 - 32)} = 18,468 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Швидкість потоку масла

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \cdot k \cdot \Delta t_{cp} \cdot \Delta p_1 \cdot 10000}{450 \cdot \gamma_1^2 \cdot c_1 \cdot (t'_1 - t''_1)}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 500 \cdot 27,5 \cdot 0,5 \cdot 1000}{450 \cdot 867^2 \cdot 0,48 \cdot (70 - 59)}} = 0,19 \text{ м / сек}$$

Приймаємо: ($\omega_1 = 0,2 \text{ м / сек}$) де $k = 500 \text{ ккал / год } ^\circ \text{C}$

Критерій Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_3}{\nu_1} = \frac{0,2 \cdot 0,0059}{0,0000245} = 48,163 \quad Re_1^{0,73} = 16,92$$

Критерій Прандтля

$$Pr_1 = \frac{3600 \cdot \nu_1 \cdot \gamma_1 \cdot c_1}{\lambda_1} = \frac{3600 \cdot 0,0000245 \cdot 867 \cdot 0,48}{0,1085} = 338,298$$

$$Pr_1^{0,43} = 12,235$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку масла

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{d_3} \cdot Nu = \frac{\lambda_1}{d_3} \cdot 0,096 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} = \frac{0,1085}{0,0059} \cdot 0,096 \cdot 16,92 \cdot 12,235 = 365,47 \text{ ккал / м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}$$

Площа поперечного перерізу для потоку води

$$f_{II} = \frac{u_1}{3600 \cdot \omega_1} = \frac{40}{3600 \cdot 0,19} = 0,058 \text{ м}^2$$

Швидкість руху охолоджуючої рідинни

$$\omega_2 = \frac{v_2}{3600 \cdot f_{II}} = \frac{18,468}{3600 \cdot 0,058} = 0,088 \text{ м / сек}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Критерій Рейнольдса

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_3}{\nu_2} = \frac{0,088 \cdot 0,0059}{0,000000867} = 601.89$$

$$Re_2^{0,73} = 106.918$$

Критерій Прандтля

$$Pr_2^{0,43} = 2.205$$

$$Pr_2 = \frac{3600 \cdot \nu_2 \cdot \gamma_2 \cdot c_2}{\lambda_2} = \frac{3600 \cdot 0,000000867 \cdot 1019 \cdot 0,973}{0,492} = 6.289$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_3} \cdot Nu = \frac{\lambda_2}{d_3} \cdot 0,096 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} = \frac{0,492}{0,0059} \cdot 0,096 \cdot 106.918 \cdot 2.205 = 1887.3 \text{ ккал} / \text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{365.47} + 0,0025 + 0,00004 + 0,00015 + \frac{1}{1887.3}}$$
$$= 167.896 \text{ ккал} / \text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ \text{C}$$

Необхідна поверхня теплообміну

$$F_a = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP}} = \frac{183110.4}{167.896 \cdot 37} = 29.476 \text{ м}^2$$

Приймаємо: $F_a = 29 \text{ м}^2$

Компунувальний розрахунок

Кількість каналів

$$m = \frac{f_{II}}{f_1} = \frac{0,058}{0,00075} = 78 \text{ шт}$$

Число пластин в пакеті

$$n_1 = \frac{f_{II} \cdot 2}{f_1} + 1 = \frac{0,058 \cdot 2}{0,00075} + 1 = 155$$

Поверхня теплообміну одного пакету

$$F_{II} = F_1 \cdot n_1 = 0.2 \cdot 155 = 31 \text{ м}^2$$

$$F_1 = 0,2 \text{ м}^2$$

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число пакетів в апаратурі

$$x = \frac{F_a}{F_{\Pi}} = \frac{29.476}{31} = 0.95 = 1_{шт}$$

Гідравлічний розрахунок

Фактична швидкість руху теплоносіїв

$$\omega_1 = \frac{v_1}{3600 \cdot f_{\Pi}} = \frac{40}{3600 \cdot 0,058} = 0,19 м/сек$$

$$\omega_2 = \frac{v_2}{3600 \cdot f_{\Pi}} = \frac{18.468}{3600 \cdot 0,058} = 0,088 м/сек$$

Критерій Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_3}{\nu_1} = \frac{0,19 \cdot 0,0059}{0,0000245} = 45.755$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_3}{\nu_2} = \frac{0,088 \cdot 0,0059}{0,000000867} = 598.846$$

Коефіцієнт опорів пакета з боку води

$$\xi_1 = \frac{A}{Re_1^{0,25}} = \frac{11,2}{45.755^{0,25}} = 4.306$$

де $A=11,2$ коефіцієнт ,що залежить від конструкції каналів.

$$\xi_2 = \frac{A}{Re_2^{0,25}} = \frac{11,2}{598.846^{0,25}} = 2.26$$

Загальний гідравлічний опір

$$\Delta p_1 = \frac{\xi_1 \cdot L_n \cdot \gamma_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \chi}{d_3 \cdot 2 \cdot g} = \frac{4.306 \cdot 0,8 \cdot 867 \cdot 0.19^2 \cdot 1}{0,0059 \cdot 2 \cdot 9,81} = 93.14 кг/м^2$$

$$\Delta p_2 = \frac{\xi_2 \cdot L_n \cdot \gamma_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \chi}{d_3 \cdot 2 \cdot g} = \frac{2.26 \cdot 0,8 \cdot 1019 \cdot 0.088^2 \cdot 1}{0,0059 \cdot 2 \cdot 9,81} = 12.325 кг/м^2$$

Розрахунок фільтруючих елементів

Площа фільтруючої поверхні повнопоточного фільтра грубого очищення:

$$F_{ф.з.о.} = \frac{V_o}{v_m \cdot k_{ж.п.}} = \frac{0,0057}{0,18 \cdot 0,25} = 0,1269 м^2$$

Де: $v_m=0,18$ м/с – допустима швидкість мастила;

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

$k_{ж.п.}=0,25$ – коефіцієнт живого перерізу

Площа поверхні фільтру тонкого очищення:

$$F_{ф.м.о.} = \frac{V_o \cdot 3600}{g_{\phi}} = \frac{0,0057 \cdot 3600}{1,1} = 18,687 \text{ м}^2$$

Де: $g_{\phi}=1,1 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ – питома пропускна здатність паперу, із якого виготовлений фільтруючий елемент.

Розрахунок центрифуги

Продуктивність центрифуги:

$$V_{p.ц.} = 0,2 \cdot V_{ц.} = 0,00196 \text{ м}^3/\text{с}$$

Площа отворів сопла:

$$F_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} = 0,000003 \text{ м}^2$$

де $d_c = 0,002 \text{ м}$ – діаметр сопла центрифуги

Частота обертання ротора центрифуги за хвилину:

$$n = \frac{(\rho_m \cdot V_{p.ц.}^2 \cdot R) / (2 \cdot \varepsilon \cdot F_c) - a}{b + (\pi \cdot \rho_m \cdot V \cdot R^2) / 30} = 72896,7 \text{ хв}^{-1}$$

де $R = 0,04 \text{ м}$ – відстань від осі сопла до осі обертання ротора;

$\varepsilon = 1$

$a = 0,001 \text{ Нм}$ – момент опору спочатку обертання ротора;

$b = 0,000006 \text{ Нм/хв}^{-1}$ – швидкість наростання моменту опору.

Тиск масла перед центрифугою:

$$\rho_1 = \rho_m \left[\frac{V_{p.ц.}^2 - 4 \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right) \cdot (R^2 - r^2) \cdot \alpha \cdot F_c^2}{8 \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2 \cdot (1 - \psi)} \right] = 27,5743 \text{ МПа}$$

де $r_0 = 0,008 \text{ м}$ – радіус осі ротора;

$\alpha = 0,82$ – коефіцієнт витрати масла через сопло;

$\psi = 0,15$ – коефіцієнт гідравлічних втрат.

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує газовий двигун.

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

При проектуванні двигуна в останній час дуже велику увагу приділяють зниженню шкідливої дії двигуна на людей і навколишнє середовище. Джерелами викидів шкідливих речовин в двигуні є відпрацьовані і картерні гази, а також пари палива. Найбільше шкідливих речовин виділяється з відпрацьованими газами(CO , CH , NO).

При роботі двигуна на номінальній потужності помітна незначна концентрація CO , CO_2 та C_nH_m . Виняток становлять режими малих навантажень, коли зниження швидкості згоряння збіднілої суміші приводить до неповного згоряння і збільшення викиду неспаленого метану. До недоліків застосування природного газу як палива для дизелів треба віднести також досить високий, як і при роботі на дизельному пальному, викид NO_x на максимальних навантаженнях.

Крім того небезпеку для людини створюють нагріті деталі двигуна, а також деталі, що рухаються і обертаються.

Основними напрямками по зниженню шкідливого впливу двигуна є:

- використання нейтралізаторів шкідливих речовин;
- використання газоподібного палива;
- використання закритих систем вентиляції картера;

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

- ізоляція і екранування нагрітих деталей;
- закриття об'ємів, де рухаються і обертаються деталі, спеціальними кожухами.

4.2 Заходи до зниження рівня шуму та вібрації проектного двигуна.

Двигуни внутрішнього згоряння є одним з джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум - це комплекс звуків що змінюються за частотою та рівнем. Як відомо звук має хвильову природу в будь - якому середовищі і сприймається органами слуху людини в результаті дії на них звукових хвиль. Двигуни випромінюють хвилі в основному з частотою від 20 до 8000 Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила звуку. Тиск звуку являє собою різницю між митним значенням тиску хвилі і барометричним тиском. Тиск і сила звуку змінюються в широких межах, тому для вимірювання шуму використовують логарифмічну шкалу і логарифмічні одиниці - децибели (дБ). Рівнем шуму називають дванадцятикратний логарифм відношення тиску звуку до його порогового значення, або десятикратний логарифм відношення сили звуку до її порогового значення. Шум двигунів внутрішнього згоряння має двояке походження. З одного боку, це шум механічного походження, що виникає внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу. З іншого боку, це шуми газодінамічного (гідравлічного) походження, що є наслідком збурень, які виникають в процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливоповітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згоряння на номінальному режимі сягає 110 ... 120дБ. Він у значній мірі залежить від таких експлуатаційних факторів, як навантаження та частота обертання. Із зменшенням навантаження рівень шуму дизелів зменшується - на 1..3дБ. Зменшення частоти обертання зменшує рівень

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шуму на 10... 15дБ.

При експлуатації двигуна рівні звукового тиску згідно ГОСТ 12.1.003 - 83 не повинні перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Рівні звукового тиску

Середньгеометричні частоти октавних полос, Гц	3,15	63	125	250	500	1000	2000
Рівні звукового тиску, дБ	109	99	92	86	83	80	76

Рівні зовнішнього шуму проектованого двигуна приблизно визначають по формулі:

$$L = \left[54 + 10 \lg(n_H \times P_e^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_H}\right) \right] = \left[54 + 10 \lg(600 \times 300^{0,55}) + 30 \lg\left(\frac{600}{1000}\right) \right] = 96,3 \text{ дБ}$$

де n_H – 1000 хв^{-1} - номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

n – 600 хв^{-1} - робоча частота обертання колінчастого валу;

P_e – 300 кВт- номінальна потужність двигуна.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками.

Капотування двигунів спеціальними звукопоглинаючими прокладками значно зменшує вплив шуму двигуна.

До конструктивних засобів, що направлені на зменшення шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, кулачка розподільного валу з безударним профілем, використання шумопоглинаючих накладок, збільшення товщини стінок циліндра в тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування конструкції камер згоряння, забезпечуючих плавний ріст тиску газів.

Для зниження шуму впуску застосовують спеціальні конструкції повітроочисників, в яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні розширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму на 30...35 дБ.

Для глушіння шуму випуску застосовують глушники різних конструкцій. Конструкцію глушника та його розміри вибирають і розраховують для конкретної

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

моделі двигуна. Найбільш розповсюджені глушники, в яких використовуються до глушіння розширювальні резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

Заходи по зниженню рівня вібрації проєктованого двигуна.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість 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.

При експлуатації двигуна рівень вібрації згідно ГОСТ 12.1.012-90 не повинен перевищувати значення, які приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібраційного навантаження

Середньгеометричні частоти октавних полос, Гц	63	20,0	31,5	40	50	63	80
Рівні вібрації по прискоренню, дБ	95	103	107	109	111	113	115

Рівень вібрації приблизно визначається з формули:

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{n_H \times P_e^{0,55} \times \left(1 + \frac{P_e}{M} \right)}{1 + \left(\frac{f}{1500} \right) \times \frac{M}{P_e}} \right] + 30 \lg \left(\frac{n}{n_H} \right) \right\}, \text{дБ}$$

де $M = 5600$ кг – маса двигуна;

$f = 104,67 \text{ с}^{-1}$ – частота обертання колінчастого валу.

$$L_v = \left\{ 44 + 10 \lg \left[\frac{1000 \times 300^{0,55} \times \left(1 + \frac{300}{5600} \right)}{1 + \left(\frac{104,67}{1500} \right)^3 \times \frac{5600}{350}} \right] + 30 \lg \left(\frac{600}{1000} \right) \right\} = 82,25 \text{ дБ}$$

Для зниження рівня вібрацій виконують такі конструктивні та технологічні заходи:

- врівноваженням та балансуванням частин, що обертаються;
- використанням динамічних гасників вібрацій;
- пружною підвіскою та амортизацією (включанням проміжних засобів).

Основні міри боротьби з вібрацією:

- покращення конструкцій двигунів та технологічних процесів (заміна кулачкових та кривошипних механізмів такими, що рівномірно обертаються, гідроприводами);
- відбудова від режиму резонансу(змінення маси або жорсткості системи);
- віброізоляція за допомогою пристрою амортизаторів, тобто введення в систему пружного віброгасника.

4.3 Техніка безпеки та протипожежний захист

Заходи з техніки безпеки на території стаціонарної електростанції можливо розділити на організаційні та технічні. До організаційних заходів відносяться інструктаж з техніки безпеки безпосередньо на робочому місці, обладнання електростанції плакатами та інструкціями.

Безпосередню відповідальність за дотриманням техніки безпеки на території стаціонарної електростанції несе бригадир і майстер складального цеху. Майстер проводить 1 раз на квартал інструктаж з техніки безпеки.

До технічних заходів з техніки безпеки відносяться :

- періодична перевірка обладнання стаціонарної електростанції;
- інструмент і пристосування якими користуються при роботі на електростанції повинні бути справні, не зношені і відповідають вимогам техніки безпеки;
- на території стаціонарної електростанції повинна знаходитись аптечка укомплектована згідно вимог.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						61
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Заходи з протипожежного захисту також можливо розділити на організаційні та технічні.

Організаційні заходи: навчання робітників дільниці правилам пожежної безпеки, проведення лекцій, бесід, друкування необхідних інструкцій, обладнання дільниці плакатами.

З технічних заходів на дільниці потрібні :

- обладнати електростанцію протипожежним щитом, який укомплектувати згідно вимог;
- укомплектувати електростанцію ящиком з піском для тушіння ізоляції дротів, які знаходяться під напругою ;
- пролите масло потрібно негайно прибрати. Для цього бути ящик для використаного ганчір'я;
- для місцевого освітлення потрібно використовувати тільки електричну лампочку під напругою 6-36 V, яка захищена металевією сіткою;
- обладнати планом евакуації робітників у випадку пожежі.

Техніка безпеки при експлуатації двигуна

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

- двигун і всі допоміжні механізми і пристрої установки повинні експлуатуватися в строгій відповідності з діючими правилами технічної експлуатації і інструкціями;
- не дозволяється знімати огорожі з рухомих частин (маховиків, муфт, редукторів і т. д.) працюючих механізмів;
- необхідно надійно закріплювати в своїх місцях запасні частини, пристосування і інвентар;
- постійно підтримувати чистими і сухими проходи, місця огляду;
- не дозволяється захаращувати якими-небудь предметами проходи;

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						62
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- дотримувати необхідні заходи обережності при перевірці на дотик ступеня нагрівання рухомих частин механізмів;
- не дозволяється чистити і обтирати рухомі частини працюючих механізмів, а також виробляти на них роботу, яка може привести до нещасних випадків;
- при перебірці двигуна не можна розміщувати болти, гайки, інструмент тощо на деталях механізму руху;
- пуск двигуна необхідно здійснювати в строгій відповідності із заводською інструкцією;
- слід періодично перевіряти (по інструкції) всі запобіжні клапани, стежити за справністю запобіжних пристроїв, встановлених на картерах двигунів для запобігання небезпечному вибуху в них пари масла;
- при зупинці двигуна повинні бути вжиті відповідні заходи, що не допускають його пуск до закінчення огляду.

4.4 Охорона навколишнього середовища

Охорона природи в нашій країні – важлива справа. Проблема захисту навколишнього середовища від забруднюючих відходів промисловості і транспорту з кожним роком набуває все більше значення, погрожуюча перетворитися в екологічну катастрофу для нашої планети. Рішення такої проблеми носить комплексний характер і жоден джерело зараження не повинно залишитися без уваги.

На рівні держави прийнято багато рішень по розробці в здійсненні заходів по охороні навколишнього середовища, раціонального використання і відтворення природних ресурсів.

Двигуни внутрішнього згорання, які працюють на вуглеводних типах пального являється значним джерелом забруднення навколишнього середовища. Джерелом забруднення на стаціонарних електростанціях являються відпрацьовані гази двигуна внутрішнього згорання і скиди палива, масла.

Завдання зберегти навколишнє середовище складається у неперевищенні

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						63
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

допустимого рівня забруднення шляхом створення системи, працюючої по замкнутому циклу, яка дозволяє утилізувати загальну масу відходів, а також очисткою і зниженням токсичності викидів які потрапляють у біосферу.

Очистка відпрацьованих газів від шкідливих речовин полягає в застосуванні фільтрів та нейтралізаторів, які відповідно, утримують та нейтралізують шкідливі речовини.

Існує декілька способів нейтралізації відпрацьованих газів у випускній системі двигуна:

- Окислення відпрацьованих газів шляхом подачі до них додаткового повітря в термічних реакторах. Поглинання токсичних компонентів рідиною в рідинних нейтралізаторах. Цей спосіб не набув широкого поширення через малу ефективність і необхідність частої заміни рідини.

- Застосування каталітичних нейтралізаторів і фільтрів сажі.

					<i>ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ</i>	Лист
						64
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Згідно із завданням розроблено необхідні конструкторські, розрахункові і пояснювальні матеріали по газовому двигуну 6ГЧН23/30 з розробкою конструкції відцентрового фільтру масла, які оформлені у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини проекту загальною кількістю 5 аркуші формату А1.

Розглянуто актуальність проблеми використання для двигунів в якості палива природного газу. Виконано опис конструкції двигуна прототипу.

У зв'язку з різким збільшення навантажувальних, теплових і швидкісних режимів роботи двигунів, а також широкого застосування тонкостінних вкладишів в підшипниках колінчастого валу з характерними для них малими зазорами і незначною товщиною антифрикційного шару, значення процесу фільтрації масла суттєво зросло. Також не на останньому місці є вимоги по зниженню вартості обслуговування установок з двигунами внутрішнього згоряння.

Одним з засобів, що значній мірі може задовольнити ці вимоги є застосування в системі мащення двигуна відцентрового фільтру очистки масла, який на достатньому рівні здатен очистити масло від забруднюючих часток та значно зменшити витрати на розхідні матеріали такі, як картонні та інші фільтри тонкої очистки, що потребують періодичної заміни в процесі експлуатації. Таким чином центрифуга (фільтр тонкої очистки) в поєднанні з сітчастим фільтром грубої очистки є оптимальним варіантом для системи мащення проектного двигуна 6ГЧН 23/30.

Зважаючи на те, що розроблений двигун є джерелом шуму і вібрації, частину дипломного проекту відведено для розробки заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

Розглянуто питання техніки безпеки та протипожежний захист

					ПІННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						65
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Нестеренко В.В., Лисих А.Ю. Теоретичні передумови застосування альтернативних палив як екологічно безпечних енергоресурсів. //Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення (випуск 80): матеріали Міжнародної наукової інтернет - конференції, (м. Тернопіль, Україна – м. Ополе, Польща. 19-20 вересня 2023р. – С. 214-216.

2. O. Cherednichenko, M. Tkach, B. Timoshevskiy, V. Havrysh, S. Dotsenko. Improving the efficiency of a gas-fueled ship power plant using a Waste Heat Recovery metal hydride system. Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie № 59 (131) – 30.09.2019. – С. 9 – 15.

3. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. «Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil». // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – Pages 671-675.

4. Нестеренко В.В. Фідровська Н.М., Писарцов О.С. Визначення впливу геометричних параметрів канатних блоків на довговічність канату.: - Підйомно-транспортна техніка, Вип. 1(62), 2020, - с. 19-28

5. Фідровська Н.М., Ломакін А.О., Хурсенко С.О., Нестеренко В.В. Напружений стан дротинки канату в процесі згинання на блоці.: - Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Вип. 92, т.1, 2021, - с.184-187

6. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ» // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Григоренко В.О.-Первомайськ ПП, 2010.

7. І.О. Григурко, М.Ф. Брендюля, С.М. Доценко Технологія обробки типових деталей (курсове проектування) «Новий світ – 2000», Львів, 2006. – 576с.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						66
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (Практикум). «Новий світ – 2000», Львів, 2017. – 348с.

9. С.М. Доценко О.І. Грабовенко, І.А. Швець, А.Ю. Лисих Експериментальні дослідження екологічних параметрів дизельного двигуна при роботі на соєвій олії. Збірник наукових праць НУК – Миколаїв: НУК, 2023. – № 2 - 3 (491- 492). – С. 49 – 56.

10. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets Mathematical modelling of emissions of toxic components of a medium speed diesel engine when operating on soybean oil. 27rd International Scientific Conference on Transport Means 2023 04.10. - 06.10.2023: – Palanqa, Lithuania, 2023. – Pages.

					ПННІ НУК 142.44.24.09 ПЗ	Лист
						67
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		