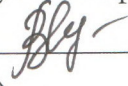


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Вдосконалення конструкції поршневої групи для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 30 кВт. Прототип 4Ч10,5/13

Виконав:

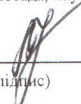
студент групи 61-ТЕМмаг-23


_____ **Вершинін Б. С.**
(підпис)

Керівник роботи:

Ст. викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)


_____ **Грабовенко О.І.**
(підпис)

м. Первомайськ, 2024 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« » 2024 р.

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

Студенту Вершиніну Борису Сергійовичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення конструкції поршневої групи для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 30 кВт. Прототип 4Ч10,5/13».

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 за № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун- прототип 4Ч10,5/13 потужністю 28 кВт.

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

Вступ. 1. Опис двигуна-прототипу. 2. Конструкторський розділ 3. Проектування поршня вдосконаленої конструкції. 4. Охорона праці та захист навколишнього середовища.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Поперечний переріз двигуна (СК). 2. Поздовжній переріз двигуна. 3. Поршень (СК). 4. Поршень (РК) 5. Індикаторна діаграма та діаграми сил, діючих в КШМ. (СХ).

1. Консультанти розділів роботи

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

2. Дата видачі завдання «09» вересня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	16.09.2024	
2	Загальний розділ.	23.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024	
4	Науковий розділ.	28.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2024	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2024	

Студент

Вершинін Б.С.
(підпис)

Керівник роботи Грабовенко О.І.
(підпис)

Анотація

сторінок 63, рисунків 4, таблиць 6, бібліографія 12

В кваліфікаційній роботі «Вдосконалення конструкції поршневої групи для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 30 кВт. Прототип- 4Ч10,5/13» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 4Ч10,5/13, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, проведений аналіз конструкцій деталей поршневої групи ДВЗ. Обґрунтована покращена конструкція поршня, а підібраний метод охолодження його головки забезпечує необхідні ресурсні показники деталей циліндро – поршневої групи. Приведені заходи по забезпеченню охорони праці при обслуговуванні двигуна. В графічній частині роботи виконані складальне креслення двигуна – поперечний та поздовжній перерізи, складальне креслення та робоче поршня, індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Дизельний двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми сил, тепловий баланс, поршнева група, охолодження поршня.*

Annotation

63 pages, 4 figures, 6 tables, 12 bibliography

In the qualification work "Improvement of the design of the piston group for a stationary diesel engine with a capacity of 30 kW. Prototype - 4Ч10.5/13" provides a description of the design of the engine - prototype 4Ч10.5/13, calculations of the work process, heat balance and dynamics of the engine have been performed, and an analysis of the construction of parts of the internal combustion engine piston group has been carried out. The improved design of the piston is substantiated, and the selected method of cooling its head provides the necessary resource indicators of the parts of the cylinder-piston group. Measures to ensure labor protection during engine maintenance are given. The graphic part of the work includes an assembly drawing of the engine - transverse and longitudinal sections, an assembly drawing and working piston, an indicator diagram and diagrams of the forces acting in the crankshaft.

Key words: *Diesel engine, working process, indicator diagram, force diagrams, heat balance, piston group, piston cooling.*

3MICT

ВСТУП.....	5
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1. Опис конструкції двигуна 4Ч10,5/13.....	7
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна.....	12
2.2 Розрахунок робочого процесу.....	14
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	21
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	25
2.5 Динамічний розрахунок.....	30
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів.....	34
3.2 Вибір конструкції проектованого поршня.....	36
3.3 Опис конструкції запроєктованого поршня.....	42
3.4 Розрахунок поршня на міцність.....	44
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	48
4.2 Захист навколишнього середовища.....	54
ВИСНОВКИ.....	57
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	58

					ПІНІ НУК 131.61.24.05 ПЗ						
Зм.	Арк..	№ документа	Підпи с	Дата							
Розробив	Вершинін				Пояснювальна записка	Літера		Лист		Листів	
Перевірів	Грабовенко						н		3	63	
						61-ТЕМмаг-23					
Н. контр	Грабовенко										
Затвердив	Нестеренко										

ДОДАТКИ

ДОДАТОК 1	Дизель 4 10,5/13 (Поперечний розріз), СК, А1	59
ДОДАТОК 2	Дизель 4 10,5/13 (Поздовжній розріз), СК, А1	60
ДОДАТОК 3	Поршень (Складальне креслення), СК, А1	61
ДОДАТОК 4	Поршень (Робоче креслення), РК, А1	62
ДОДАТОК 5	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ..А1	63

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						4
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу).

Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна полягає в інженерній розробці його конструкції, вибору матеріалів та технології виготовлення. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів та технологів створення двигунів з високими техніко-економічними показниками:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції з мінімальною кількістю вузлів та агрегатів.
3. Можливо менші габаритні розміри і маса двигуна. а також допоміжного обладнання.
4. Мінімальна експлуатаційна витрата палива та мастила.
5. Зручність та безпека обслуговування під час роботи, автоматизація управління.
6. Надійний запуск двигуна при різних кліматичних умовах експлуатації.
7. Максимальне врівноваження сил та моментів мас, що рухаються.
8. Відсутність заборонених «критичних» зон частот обертання для експлуатаційних режимів роботи агрегату із приводним ДВЗ.
9. Наявність регулятора, що підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.
10. Забезпечення заданої ступіні рівномірності обертання колінчастого валу, що особливо важливо для приводних ДВЗ електрогенераторів змінного струму.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11.Забезпечення надійного кріплення на фундаменті або на рамі.

12.Технологічність конструкції деталей, максимальне застосування уніфікованих деталей, простота складання двигуна, а також його окремих вузлів та агрегатів.

13.Доступність в експлуатації для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

Запроектований дизельний двигун призначений для приводу водяного відцентрового насосу і встановлюється в контейнері на рамі спільно із водяним насосом. Для забезпечення надійної та тривалої роботи дизеля 4Ч10,5/13 розроблена конструкція поршня з охолодженням його головки для покращення роботи поршневих компресійних кілець. Заміна матеріалу поршня (алюмінієвий сплав на чавун) та охолодження головки за допомогою різьбових вставок із міді значно підвищує термін роботи деталей циліндро - поршневої групи, в першу чергу поршневих компресійних кілець та втулки робочого циліндру.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис констукції дизельного двигуна 4Ч 10,5/13

Дизель 4Ч 10,5/13 (рис.1.1; рис.1.2) чотиритактний, вертикальний, з вихрокамерним сумішоутворенням, блок-картерної конструкції з блочними кришками на кожні два циліндра.

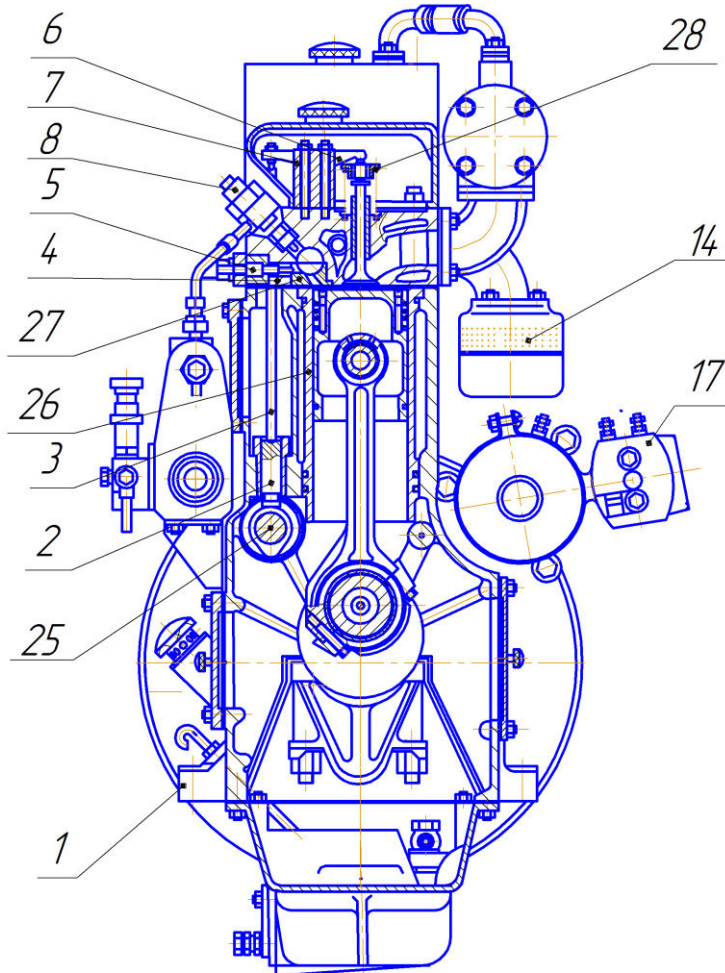


Рисунок 1.1 Дизель 4Ч10,5/13 (поперечний розріз)

1 – блок-картер; 2 – штовхач; 3 – штанга штовхача; 4 – кришка циліндрів;
5 – свічка розжарювання; 6 – коромисло; 7 – стійка коромисла; 8 – форсунка;
14 – фільтр повітряний; 17 – електро-стартер; 25 – вал розподільний;
26 – втулка циліндру; 27 – вставка вихрової камери; 28 – пружина клапану.

- Остов двигуна.

Остов двигуна складається із блок-картера 1 і кришок циліндрів 4. Блок-картер 1 чавунний, литий, поділений перегородками на відсіки по числу циліндрів. В середній частині кожної перегородки є постелі верхніх вкладишів корінних підшипників підвісного колінчастого валу. Кришки корінних підшипників (бугелі) 32 кріпляться до перегородок. Вкладиші корінних підшипників виготовлені із алюмінієво-нікелевого сплаву. Середній корінний

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

підшипник упорний. В перегородках блок-картера (через одну) встановлені бронзові підшипники розподільчого валу 25.

В бокових стінках блок-картера є оглядові люка, які закриті кришками. Поміж оглядовими люками, розташованими із сторони паливного насосу 12, є прилив з нахиленим отвором для щупа масловказника.

В передньому відсіку блок-картера 1, що закритий кришкою кріплення агрегатів 15, розміщується шестерний привід розподільчого валика 31. На верхній горизонтальній площадці переднього відсіку встановлені масляний фільтр 11 і холодильник масла 9. Знизу до картера кріпиться алюмінієвий піддон 20, який утворює масло збирач.

В верхній частині блок-картеру 1, яка утворює сорочку циліндрів, розміщені втулки циліндрів 26. В верхній площині блок-картера 1 є отвори для перепуску води в порожнину кришки і шпильки для кріплення кришок циліндрів.

Із сторони паливного насосу 12 блок-картер 1 має порожнину, в якій розміщений привід клапанів. Порожнина закрита кришкою.

Втулки циліндрів 26 дизелів типу 4Ч10,5/13 чавунні, литі. Зовнішня поверхня втулки хромована. Водяне ущільнення втулки в верхній частині забезпечується за рахунок притирання її бурта, а знизу двома гумовими кільцями.

Кришки циліндрів 4 чавунні, литі, блочні по два циліндра. Ущільнення між кришкою і блок-картером виконується азбосталевою прокладкою. В кришці розміщені впускний 29 і випускний клапани 30, вставка вихрової камери 27, форсунка 8 і свічка розжарювальна 5.

Вихрова камера має форму кулі і складається із двох частин, верхньої частини, яка виконана в кришці циліндру, і нижньої вставної частини із жаростійкої сталі.

Впускні і випускні порожнини клапанів виходять на одну сторону. Середня порожнина впускна, загальна для двох циліндрів, крайні порожнини випускні.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

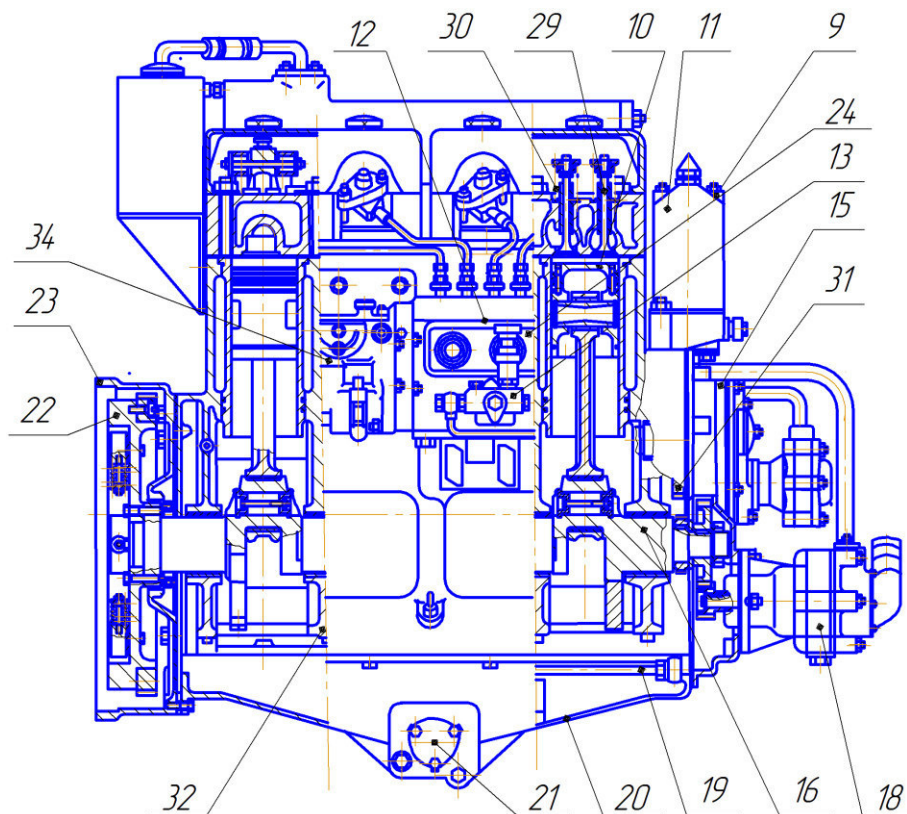


Рисунок 1.2 Дизель 4410,5/13 (поздовжній переріз)

9 – холодильник масла; 10 – шатунно – поршнева група; 11 – масляний фільтр;
12 – паливний насос; 13 – паливнопідкачна помпа; 15 – кришка кріплення агрегатів;
16 – колінчастий вал; 18 – насос води; 19 – маслопровід піддону; 20 – піддон;
21 – маслоприймальний фільтр; 22 – маховик; 23 – кожух маховика; 24 – регулятор швидкості; 29 – клапан впускний; 30 – клапан випускний; 31 – шестерня газорозподілу; 32 – бугель.

- Кривошипний механізм.

Колінчастий вал кований 16 із вуглецевої сталі, має круглі щоки і порожнисті шатунні шийки. Поверхня корінних і шатунних шийок загартовані струмом високої частоти. Вал має похилі отвори для підводу масла від корінних шийок до шатунних. Масло до корінних шийок подається по каналам в перегородках блок-картера 1. На задньому кінці вал має фланець для кріплення маховика 22. На передньому кінці вала закріплені шестерні приводу механізму газорозподілу і водяного насоса 18.

Шатуни 10 дизеля штамповані із вуглецевої сталі, стержень шатуна двотаврового перерізу. У верхню головку шатуна запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна роз'ємна, площина роз'єму розташована під кутом 45° до

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

стержня шатуна. Кришка нижньої головки штампована сталева, кріпиться двома болтами, що завернуті в тіло шатуна. Вкладиші нижньої головки шатуна виготовлені із алюмінієво-нікелевого сплаву.

Поршень шатунно – поршневої групи 10 виготовляється із алюмінієвого сплаву АК-4. На поршні встановлено п'ять поршневих кілець, три із яких компресійні прямокутного перерізу, два маслосфемних. Всі кільця чавунні, верхнє компресійне кільце хромоване. Поршневий палець сталевий, цементований, плаваючого типу.

- Механізм газорозподілу

Дизель має один розподільний валик 25, сталевий, кований. Профіль впускних і випускних кулачків однаковий. Розподільчий валик приводиться від колінчастого валу через шестерну передачу і встановлений на бронзових підшипниках. На розподільчому валику для приводу паливного насоса встановлена шестерня.

- Система подачі палива.

Паливна система дизеля складається із паливopідкачної помпи, фільтра, паливного насоса високого тиску 12, форсунок 8 і трубопроводів.

Паливopідкачна помпа поршневого типу, подає паливо під тиском 0,1...0,15 МПа, встановлена безпосередньо на блочному насосі високого тиску 12. В паливній системі дизеля встановлений фетровий фільтр, а на форсунці щілинний фільтр.

Паливний насос високого тиску 12 блочного типу. Регулювання кількості палива, що подається в циліндри двигуна, виконується зміною кінця подачі за рахунок повороту плунжера насоса, який має на циліндричній поверхні спіральну відсічну кромку. Валик приводу блочного паливного насоса з розподільчим валиком єднається за допомогою шестерень, а з кулачковим валиком паливного насоса за допомогою еластичної муфти.

Форсунка 8 закритого типу із штифтовим розпилювачем. Тиск відкриття голки $14^{+0,5}$ Па. Діаметр соплового отвору 1,5 мм. Кут конуса штифта 15^0 .

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Система змащування.

В систему змащування дизеля входить масляний насос шестерного типу, що встановлюється на передньому торці дизеля і приводиться від колінчастого валу за допомогою шестерень, фільтра основного очищення сітчасто - войлочного типу, масляного холодильника 9, встановленого на спільному корпусі з фільтром основного очищення, фільтра тонкого очищення 11 з картонним патроном ДАСФО-1, сітчастого прийомного фільтру в піддоні 21. Насос засмоктує масло із піддона через приймальний фільтр 21 і подає його через фільтр основного очищення і холодильник в масляну магістраль і фільтр тонкої очистки. Тиск масла в системі 0,15...0,3 МПа.

- Система охолодження.

Система охолодження замкнута, двоконтурна. Відцентровий насос заборотної води 18 прокачує воду через холодильник. Цей насос встановлюється на кришці кріплення агрегатів 15 і приводиться в дію від валика паразитної шестерні, з якою входить в зачеплення хвостовик валика водяного насоса. Циркуляційний водяний насос подає воду в центральну мережу блок-картера, звідки вода поступає в зарубашечний простір циліндрів і перетікає в порожнину кришки циліндрів 4, а потім в зливний трубопровід. Випускний колектор також охолоджується водою. В торці холодильника встановлений термостат.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір вихідних даних робочого циклу

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

В основі прийнятого методу аналітичного розрахунку лежить метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- 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 для дизелів знаходиться в межах $\epsilon = 12...18$ і залежить в основному від діаметру циліндру і числа обертів колінчастого валу. В розрахунку робочого циклу ступінь стиску прийнята такою ж як і в дизелі – прототипі $\epsilon = 12,5$.

- коефіцієнт надлишку повітря для згоряння рідкого палива знаходиться в межах $\alpha = 1,6 \dots 3,0$ і залежить від режиму роботи дизеля.

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

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\phi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140...150^\circ$ дорівнює $1,1...1,15$;

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						12
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Потужність двигуна ефективна	$P_e = 30 \text{ кВт}$
Номинальна частота обертання колінчастого валу	$n = 2000 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 16$
Число циліндрів двигуна	$i = 4$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву (без наддуву)	$P_b = 0,101 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,6$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 0,101$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 0,105 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,84$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,92$

Паливо:

Пальне – дизельне пальне

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,86 \quad H = 0,13 \quad O = 0,01 \quad S = 0$$

Нижча теплота згорання палива

$$Q_H = 34013C + 125600H - 10900(O - S) = 34013 \cdot 0,86 + 125600 \cdot 0,13 - 10900 \cdot (0,01 - 0) = 42500 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг. палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0,4945 \text{ кмоль / кг}$$

$$l_0 = 28,95L_0 = 28,9 \cdot 0,4945 = 14,33 \text{ кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

					ПІННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг} = 2,6 \times 0,4945 = 1,286 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння:

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = C/12 = 0,072 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари H_2O :

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг} \quad M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,065 \text{ кмоль/кг}$$

кисню O_2 :

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,6 - 1) \cdot 0,4945 = 0,166 \text{ кмоль / кг}$$

азоту $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг} = 0,79 \cdot 2,60 \cdot 0,4945 = 1,017 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \text{ кмоль / кг} = 0,072 + 0,065 + 0,166 + 1,017 = 1,32 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_e = 0,95 \times 0,101 = 0,096 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_e - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{293 - 0 + 10}{750} \times \frac{0,105}{16 \times 0,096 - 0,105} = 0,031$$

де $\Delta T_1 = (20 - 120)^\circ \text{C}$ ступінь охолодження повітря $\Delta T_1 = 0 \text{ К}$

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_e - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 - 0 + 10 + 0,031 \times 750}{1 + 0,031} = 333,1 \text{ К}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_e} \times \frac{T_e - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} = \frac{16}{16 - 1} \times \frac{0,096}{0,24} \times \frac{293 - 0}{333,1 \cdot (1 + 0,031)} = 0,944$$

Густина заряду на впуску.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

$$\rho_n = \frac{P_e \times 10^6}{R_{II} \times (T_e - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3 = \frac{0,096 \times 10^6}{0,24 \times (333,1 - 0)} = 1,1 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

$$R_{II} = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,4 - 15/n$ при $n = 750 \dots 2000 \text{ хв-1}$

$$n_1 = 1,37$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа} = 0,096 \times 16^{1,37} = 4,28 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1}, \text{ К} = 333,1 \times 16^{1,37-1} = 929 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж/(Кмоль} \cdot \text{К)} =$$

$$= 19,88 + 0,002638 \times 929,1 = 22,14 \text{ Дж/(Кмоль} \cdot \text{К)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,32}{1,287} = 1,025$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,025 + 0,031}{1 + 0,031} = 1,024$$

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

$$\text{для кисню } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,00155T_Z$$

$$\text{для азоту } N_2: mCv''_{N_2} = 21,55 + 0,00146T_Z$$

$$\text{для вуглекислого газу } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,61 + 0,00335T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,46 + 0,00444T_Z$$

					ПІННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mC v'' = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mC v''_{CO_2}) + M_{H_2O} \times (mC v''_{H_2O}) + M_{O_2} \times (mC v''_{O_2}) + M_{N_2} \times (mC v''_{N_2}) \right] \frac{KДж}{(ККмол \times K)} =$$

$$= \frac{1}{1,287} \left[0,0725 \times (38,61 + 0,00335) + 0,063 \times (25,46 + 0,00444) + 0,1257 \times (23,3 + 0,00155) + 0,8636 \times (21,55 + 0,00146) \right] \frac{KДж}{(ККмол \times K)}$$

Після підстановки одержимого рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z = 22,89 + 0,0017 \times T_z$$

де:

$$a = 22,89 \text{ КДж/моль}$$

$$v = 0,0017$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134 \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 22,89 \times T + 8,134 \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)} = 31,03 + 0,0017 \times T_z, \frac{KДж}{(Кмоль \times K)}$$

де:

$$a = 31,03 \text{ КДж/кмоль} \times K$$

$$v = 0,0017$$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c = 1,6 \times 4,28 = 6,85 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta(mC''p) \times T_z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння.

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

де :

$$A = 0,0018$$

$$B = 31,8$$

$$C = 59735$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A}, K = \frac{-31,8 + \sqrt{31,8^2 + 4 \times 0,0018 \times 59735}}{2 \times 0,0018} = 1716 K$$

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						17
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,024 \times 1716}{1,6 \times 929} = 1,18$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16,0}{1,18} = 13,5$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{150}{n} = 1,18 + \frac{150}{2000} = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\epsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} = \frac{6,85}{13,5^{1,25}} = 0,26 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1716}{13,5^{1,25-1}} = 895 \text{ К}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} =$$
$$\frac{4,28}{16 - 1} \times \left[1,6 \times (1,18 - 1) + \frac{1,6 \times 1,18}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{13,5^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{16^{1,38-1}} \right) \right] = 0,62 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} = 0,95 \times 0,62 = 0,57 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{0,57 \times 0,4946 \times 2,6}{42500 \times 1,1 \times 0,944 \times 10^{-3}} = 0,484$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(квт.год.)} = \frac{3600}{42500 \times 0,484} = 0,175 \text{ кг/(квт.год.)}$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{пр} = 0,13 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} = \frac{0,13 \times 2000}{30} = 8,67 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср.} = 0,089 + 0,0148 \times 8,67 = 0,170 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_M = 0,570 - 0,17 = 0,400 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{0,400}{0,570} = 0,70$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,484 \times 0,70 = 0,34$$

Питома ефективна витрата палива.

$$e_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} = \frac{3600}{42500 \times 0,34} = 0,251 \text{ кг/(квт. год)}$$

Годинна витрата палива.

$$B = e_e \times P_e = 0,251 \times 30 = 7,52 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{30}{0,4 \times 2000} = 4,5 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{4,5}{4} = 1,125 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа

$$D_{пр} = 105 \text{ мм}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Хід поршня двигуна – прототипа

$$S_{\text{пр}} = 130 \text{ мм}$$

$$\text{Відношення } m = S_{\text{пр}}/D_{\text{пр}} = 130/105 = 1,24$$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 1,125}{3,14 \times 1,24}} = 104,97 \text{ мм}$$

$$\text{Хід поршня. } S = m \times D = 1,24 \times 104,97 = 130,0 \text{ мм}$$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

$$\text{Діаметр циліндра } D = 105 \text{ мм}$$

$$\text{Хід поршня } S = 130 \text{ мм}$$

$$\text{Літраж двигуна. } V_{st} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 105^2 \cdot 130 \cdot 4}{4 \times 10^6} = 4,5 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{0,4 \times 4,5 \times 2000}{30 \times 4} = 30,2 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{30,2 + 30}{2} = 30,1 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

$$\text{на: } \Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\% = \frac{30,1 - 30}{30,1} \times 100\% = 0,09\%$$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей двигуна ΔP_e менше 5 %, отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 4Ч10,5/13 виконується в табличній формі по таким наступним даним [3], [5].

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку робочого циклу дизеля

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	0,57
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,28
3.Показник політропи стиску	n	-	1,37
4.Ступінь стиску	ϵ	-	16
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	6,85
6.Показник політропи розширення	n	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,18
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	13,53
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,04

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі
 $p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n1}$, МПа (2.1)

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n2} / (V/V_c)^{n2}, \text{ МПа (2.2)}$$

Результати розрахунків по формулам (1) і (2) приведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.3 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V _c	P _{ст} ,МПа	P _{ст} ,мм	P _{роз} ,МПа	P _{роз} ,мм
1	4,28	107	6,85	171
1,29	3,52	88,4	7,61	172
1,5	2,71	68,2	6,1	151
2,0	1,85	45,8	4,20	104,8
2,5	1,34	33,7	3,18	79,3
3,0	1,04	26,3	2,53	63,2
4,0	0,70	17,7	1,77	44,1
5,0	0,53	13,0	1,34	33,2
6	0,42	10,3	1,05	26,6
8	0,29	6,8	0,73	18,7
11	0,19	4,5	0,51	12,5
14	0,14	3,1	0,36	9,3
16	0,101	2,6	0,28	7,1

Побудова дійсної індикаторної діаграми для дизельного двигуна 4Ч10,5/13

Дійсну індикаторну діаграму будують із врахуванням її характерних точок:
 с' – точка початку подачі палива форсункою, яка визначається випередженням впорскування палива

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1=10^\circ$ ПКВ.

$\Delta\varphi_2=10^\circ$ ПКВ - кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка моменту початку відкриття впускного клапана.

r' - точка моменту початку відкриття впускного клапана.

r'' - точка моменту закриття впускного клапана.

d - точка моменту закриття впускного клапана.

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

z_d - точка максимального тиску газів в циліндрі двигуна.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda_1 = R/L = 0,065/0,26 = 0,25$.
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 240$ мм.
3. Кут затримки згоряння палива $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,105 \text{ МПа}$.
5. Масштаб тиску $m_p = 0,04 \text{ МПа/мм}$.
6. Хід поршня $S = 0,13$ м.
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,28 \text{ МПа}$.
8. Максимальний тиск згоряння $p_{\max} = 6,85 \text{ МПа}$.

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

$\varphi, \text{ПКВ}$	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $x = (1 - \cos\varphi) + 0,25 \cdot \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $x \cdot (AB)/2$, мм
c' , до ВМТ	20	0,0751	8,98
f , до ВМТ	10	0,0048	2,31
b , після ВМТ	150	1,899	227,3
r' , до ВМТ	70	0,769	92,3
r'' , після ВМТ	50	0,4315	51,8
d , до ВМТ	150	1,898	227,3

Ордината точки r'' $P_r/m_p = 0,103/0,04 = 2,6$ мм.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск газів у ВМТ $p_{c''} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,28 = 5,14$ МПа;

$p_c/m_p = 5,14/0,04 = 128,5$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 6,85$ МПа.

$p_{zd}/m_p = 6,85/0,04 = 171$ мм.

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 65 \cdot 0,25 / 2 = 8,125$ мм

Масштаб переміщення $m_s = S/AB = 130/240 = 0,542$ мм/мм

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$OO_1 = OO/m_s = 8,125/0,542 = 15$ мм.

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі Додатку Д (рис.2.1). Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

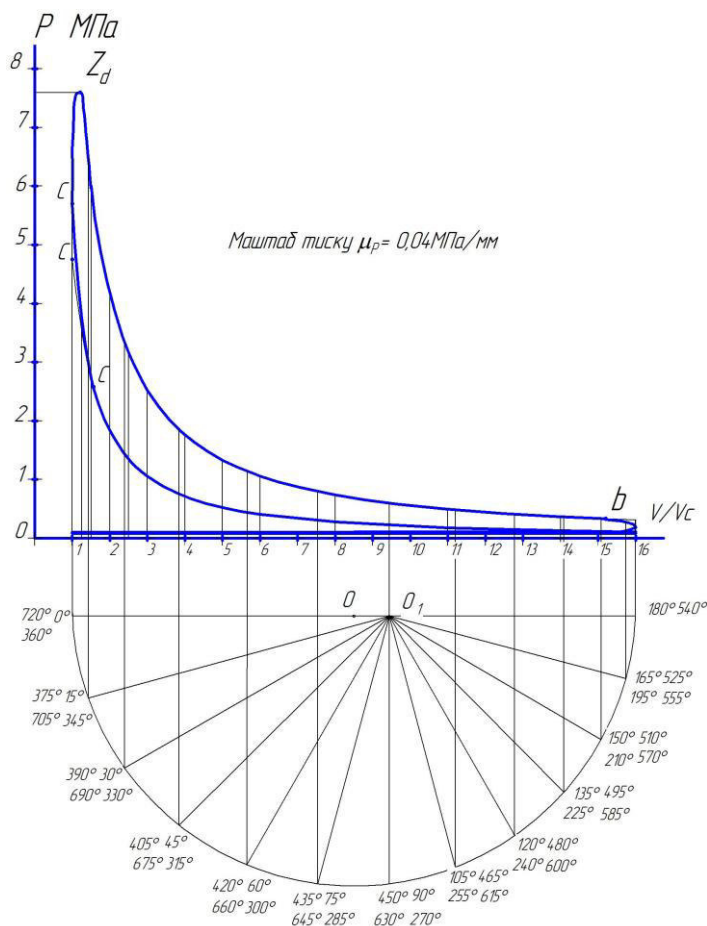


Рисунок 2.1 Індикаторна діаграма дизеля 4410.5/13

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

Ефективна потужність двигуна	$P_e = 30 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу, номінальна	$n = 2000 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру:	$D = 105 \text{ мм}$
Хід поршня:	$S = 130 \text{ мм}$
Число циліндрів:	$i = 4$
Коефіцієнт тактності:	$z = 4$
Нижча теплота згорання дизельного палива:	

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

Годинна витрата пального:	$B_r = 7,52 \text{ кг/год}$
---------------------------	-----------------------------

Індикаторний ККД:	$\eta_i = 0,48$
-------------------	-----------------

Ефективний ККД. :	$\eta_e = 0,34$
-------------------	-----------------

Кількість свіжого заряду повітря	$M_1 = 1,287 \text{ кмоль/кг}$
----------------------------------	--------------------------------

Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 1,32 \text{ кмоль/кг}$
---------------------------------------	-------------------------------

Температура залишкових газів в циліндрі	$T_{г.} = 750 \text{ К}$
---	--------------------------

Температура повітря на початку стиску	$T_d = 333,1 \text{ К}$
---------------------------------------	-------------------------

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання палива	$\alpha = 2,6$
---	----------------

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі, кВт;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, кВт;

$Q_{Г}$ - теплота, яка виноситься випускними газами, кВт;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом, кВт;

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати. кВт.

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						25
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Pi} = B_{\Pi} \cdot Q_H = 7,52 \cdot 42500 / 3,6 = 88,7 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%.

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 30,0 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 30 / 88,7 \cdot 100 \% = 33,8\%$$

2.3 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\theta} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{\theta.н.}$$

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

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

$Q_{\theta.н.}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, кВт.

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{Г.р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0,12 + 0,03) \cdot 88,7 = 13,3 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{Г.р.}} = 0,12$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вип.}} = 0,03$$

2.3.2 Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,12 + 0,015 \cdot 8,67) \cdot 10^3 = 120 \text{ мПа},$$

де $a = 0,12$ в $b = 0,015$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

Середня швидкість поршня.

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,13 \cdot 2000 / 30 = 8,67 \text{ м/с}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 120 = 72 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Потужність тертя поршня.

$$P_{\Pi} = P_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 72 \cdot 0,0113 \cdot 2000 \cdot 4 / (30 \cdot 4) = 5,40 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,105^2 \cdot 0,13 / 4 = 0,00113 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\Pi} = P_{\Pi} = 5,40 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

2.3.3 Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 13,3 + 5,4 = 18,7 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q_B \cdot 10^{-3} \cdot k}{\rho_B \cdot c_B \cdot \Delta t_B} = \frac{18,7 \cdot 10^{-3} \cdot 1,3}{1000 \cdot 4,19 \cdot 8} = 0,00073 \text{ м}^3 / \text{с}$$

де $k = 1,3$ - коефіцієнт запасу.

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

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

$\Delta T_{\text{в}} = 8 \text{ К}$ - температурний перепад води в охолоджувачі води.

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_B \cdot \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}} = 0,00073 \cdot 98 / 0,56 = 2,4 \text{ кВт}$$

де $\Delta P_{\text{в}} = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,55$ - ККД водяного насосу.

Тоді $Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 0,13 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 13,3 + 5,4 + 0,13 = 18,83 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100\% = 18,83 / 88,7 \cdot 100\% = 21,23\%.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						27
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_r = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{cp,z}} \cdot T_{cp,z} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{7,52}{3,6 \cdot 22,4} [1,32 \cdot 30,08 \cdot 856 - 1,287 \cdot 30,16 \cdot 333,1] = 33,5 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 30,08 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 29,09 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_r = Q_r / Q_{II} \cdot 100 \% = 33,5 / 88,7 \cdot 100 \% = 37,8 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{M,d}) - Q_{B.} = (13,3 + 8,18) - 18,83 = 2,65 \text{ кВт}$$

$$Q_{M,d} = \Delta_{M,d} \cdot Q_{п.} = 0,092 \cdot 88,7 = 8,18 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{M,d} = (P_{M,d} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (120 / 570) \cdot 0,46 = 0,092$$

 доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,4 \cdot 2,65}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,00025 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,4$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{MH} = \frac{V_M \cdot p_M}{\eta_{MH} \cdot 10^3} = \frac{0,00025 \cdot 400000}{0,65 \cdot 10^3} = 0,15 \text{ кВт}$$

де $p_M = 0,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі;

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

$\eta_m = 0,65$ - механічний ККД масляного насосу.

Тоді $Q_{M2} = P_{MH} = 0,15 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти відведеної в масло складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 2,65 + 0,15 = 2,8 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 2,8/88,7 \cdot 100\% = 3,2\%.$$

Невраховані теплові втрати від поверхні двигуна в наколишне середовище

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M) = 88,7 - (300 + 18,83 + 33,2 + 2,8) = 3,5 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 3,5/88,7 \cdot 100\% = 4,0\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.4

Таблиця 2.4 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	30	33,8
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	18,8	21,2
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_{Γ}	33,2	37,8
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	2,8	3,2
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	3,5	4,0
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	88,7	100

Динамічний розрахунок дизеля 4Ч10,5/13

Для знаходження сил, які діють на деталі КШМ виконаємо динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на деталі КШМ:

- Сили тиску робочих газів на поршень

$$F_r = p_{\text{ц}} \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де $p_{\text{ц}}$ – тиск робочого газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па.

D – діаметр поршня, м

$$F = -m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_1 \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

сили інерції мас деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально,

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

R – радіус кривошипу колінчастого валу, м

ω – кутова швидкість обертання колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{\text{и}}, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β – кут відхилення шатуна від вертикального положення (осі втулки циліндру), град

- Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент на фланці колінчастого валу двигуна

$$F_k = F_d \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						30
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічний розрахунок двигуна 4Ч10,5/13 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- | | |
|--|---|
| 1. Діаметр поршня | $D = 0,105 \text{ м}$ |
| 2. Частота обертання колінчастого валу | $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ |
| 3. Ордината прийнята для p_{max} | $h_{\text{max}} = 171 \text{ мм}$ |
| 4. Максимальний тиск згоряння | $p_{\text{max}} = 6,85 \text{ МПа}$ |
| 5. Кривошипно- шатунне відношення | $\lambda = R/L = 0,065/0,26 = 0,25$ |
| 6. Масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,04 \text{ МПа/мм}$ |
| 7. Маса деталей ШПГ, що рухаються зворотно – поступально | $m_s = 3,3 \text{ кг}$ |
| 8. Радіус кривошипу | $R = 0,065 \text{ м}$ |
| 9. Кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| 10. Кутова швидкість обертання колінчастого валу | $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 2000/30 = 209 \text{ рад/с.}$ |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку Д графічної частини магістерської роботи.

Таблиця 2.4 Результати динамічного розрахунку дизеля

φ°	$p_{ц}$	F_r	$F_{и}$	F_d	F_N	F_r	F_k	F_r	$F_{и}$	F_d	F_N	F_r	F_k
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
0	2,4	0,83	-25,99	-25,16	0,00	-25,16	0,00	2,4	-75,0	-72,6	0,0	-72,6	0,0
15	2,4	0,83	-24,59	-23,76	-1,54	-22,55	-7,64	2,4	-70,9	-68,5	-4,4	-65,0	-22,0
30	2,4	0,83	-20,61	-19,78	-2,49	-15,88	-12,05	2,4	-59,4	-57,0	-7,2	-45,8	-34,7
45	2,4	0,83	-14,70	-13,87	-2,49	-8,05	-11,57	2,4	-42,4	-40,0	-7,2	-23,2	-33,4
60	2,4	0,83	-7,80	-6,97	-1,54	-2,15	-6,81		-22,5	-20,1	-4,5	-6,2	-19,6
75	2,4	0,83	-0,88	-0,05	-0,01	0,00	-0,05	2,4	-2,5	-0,1	0,0	0,0	-0,1
90	2,4	0,83	5,20	6,03	1,56	-1,56	6,03	2,4	15,0	17,4	4,5	-4,5	17,4
105	2,4	0,83	9,88	10,71	2,67	-5,35	9,66	2,4	28,5	30,9	7,7	-15,4	27,9
120	2,4	0,83	13,00	13,83	3,07	-9,57	10,44	2,4	37,5	39,9	8,8	-27,6	30,1
135	2,4	0,83	14,70	15,53	2,79	-12,96	9,01	2,4	42,4	44,8	8,0	-37,4	26,0
150	2,4	0,83	15,41	16,24	2,05	-15,09	6,35	2,4	44,4	46,8	5,9	-43,5	18,3
165	2,4	0,83	15,58	16,41	1,06	-16,13	3,22	2,4	44,9	47,3	3,1	-46,5	9,3
180	2,4	0,83	15,59	16,43	0,00	-16,43	0,00	2,4	45,0	47,4	0,0	-47,4	0,0
195	2,4	0,83	15,58	16,41	-1,06	-16,13	-3,22	2,4	44,9	47,3	-3,1	-46,5	-9,3
210	2,8	0,97	15,41	16,38	-2,06	-15,21	-6,40	2,8	44,4	47,2	-6,0	-43,9	-18,5
225	3,2	1,11	14,70	15,81	-2,84	-13,19	-9,17	3,2	42,4	45,6	-8,2	-38,0	-26,5
240	3,7	1,28	13,00	14,28	-3,17	-9,88	-10,78	3,7	37,5	41,2	-9,1	-28,5	-31,1
255	4,3	1,49	9,88	11,37	-2,83	-5,68	-10,25	4,3	28,5	32,8	-8,2	-16,4	-29,6
270	5,7	1,97	5,20	7,17	-1,85	-1,85	-7,17	5,7	15,0	20,7	-5,3	-5,3	-20,7
285	7,7	2,67	-0,88	1,79	-0,44	0,03	-1,84	7,7	-2,5	5,2	-1,3	0,1	-5,3
300	11,0	3,80	-7,80	-4,00	0,89	-1,23	3,90	11,0	-22,5	-11,5	2,6	-3,5	11,3
315	18,9	6,54	-14,70	-8,16	1,47	-4,73	6,81	18,9	-42,4	-23,5	4,2	-13,7	19,6
330	35,8	12,39	-20,61	-8,21	1,03	-6,60	5,00	35,7	-59,4	-23,7	3,0	-19,0	14,4
345	74,8	25,89	-24,59	1,31	-0,08	1,24	-0,42	74,7	-70,9	3,8	-0,2	3,6	-1,2
360	142,5	49,33	-25,99	23,34	0,00	23,34	0,00	142,3	-75,0	67,3	0,0	67,3	0,0
375	162,4	56,22	-24,59	31,63	2,05	30,03	10,17	162,2	-70,9	91,2	5,9	86,6	29,3
390	83,4	28,87	-20,61	8,27	1,04	6,64	5,03	83,3	-59,4	23,8	3,0	19,1	14,5
405	46,3	16,03	-14,70	1,33	0,24	0,77	1,11	46,2	-42,4	3,8	0,7	2,2	3,2
420	28,5	9,87	-7,80	2,07	0,46	0,64	2,02	28,5	-22,5	6,0	1,3	1,8	5,8
435	20,0	6,92	-0,88	6,04	1,50	0,11	6,23	20,0	-2,5	17,4	4,3	0,3	18,0
450	15,0	5,19	5,20	10,39	2,68	-2,68	10,39	15,0	15,0	30,0	7,7	-7,7	30,0
465	12,2	4,22	9,88	14,11	3,51	-7,04	12,72	12,2	28,5	40,7	10,1	-20,3	36,7
480	10,2	3,53	13,00	16,53	3,67	-11,44	12,48	10,2	37,5	47,7	10,6	-33,0	36,0
495	9,1	3,15	14,70	17,85	3,21	-14,89	10,36	9,1	42,4	51,5	9,2	-43,0	29,9
510	8,5	2,94	15,41	18,35	2,31	-17,05	7,17	8,5	44,4	52,9	6,7	-49,2	20,7

Продовження таблиці 2.4													
φ°	$P_{ц}$	$F_{г}$	$F_{и}$	F_{d}	F_{N}	F_{r}	F_{k}	$F_{г}$	$F_{и}$	F_{d}	F_{N}	$F_{г}$	F_{k}
ПКВ	мм	кН	кН	кН	кН	кН	кН	мм	мм	мм	мм	мм	мм
525	6,8	2,35	15,58	17,94	1,16	-17,63	3,52	6,8	44,9	51,7	3,4	-50,8	10,2
540	4,7	1,63	15,59	17,22	0,00	-17,22	0,00	4,7	45,0	49,7	0,0	-49,7	0,0
555	3,1	1,07	15,58	16,66	-1,08	-16,37	-3,27	3,1	44,9	48,0	-3,1	-47,2	-9,4
570	2,7	0,93	15,41	16,34	-2,06	-15,18	-6,39	2,7	44,4	47,1	-5,9	-43,8	-18,4
585	2,7	0,93	14,70	15,64	-2,81	-13,04	-9,07	2,7	42,4	45,1	-8,1	-37,6	-26,2
600	2,7	0,93	13,00	13,93	-3,09	-9,64	-10,52	2,7	37,5	40,2	-8,9	-27,8	-30,3
615	2,7	0,93	9,88	10,82	-2,69	-5,40	-9,75	2,7	28,5	31,2	-7,8	-15,6	-28,1
630	2,7	0,93	5,20	6,13	-1,58	-1,58	-6,13	2,7	15,0	17,7	-4,6	-4,6	-17,7
645	2,7	0,93	-0,88	0,05	-0,01	0,00	-0,06	2,7	-2,5	0,2	0,0	0,0	-0,2
660	2,7	8,59	-7,80	0,79	-0,18	0,24	-0,77	24,8	-22,5	2,3	-0,5	0,7	-2,2
675	2,7	0,93	-14,70	-13,77	2,47	-7,99	11,48	2,7	-42,4	-39,7	7,1	-23,0	33,1
690	2,7	0,93	-20,61	-19,67	2,48	-15,80	11,98	2,7	-59,4	-56,7	7,1	-45,6	34,6
705	2,7	0,93	-24,59	-23,65	1,53	-22,45	7,60	2,7	-70,9	-68,2	4,4	-64,8	21,9
720	2,7	0,93	-25,99	-25,06	0,00	-25,06	0,00	2,7	-75,0	-72,3	0,0	-72,3	0,0

3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ

3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів

Поршень є однією із найбільш відповідальних та напружених деталей двигунів як чотиритактних так, особливо, і двотактних.

Поршень приймає на себе навантаження від сил тиску газів та сил інерції, а також теплові навантаження в результаті контакту днища з гарячими газами, головним чином в процесі згоряння та розширення. Крім того, корпус поршня додатково нагрівається від тертя його бокової поверхні по стінці циліндру.

В результаті дії гарячих газів днище поршня сильно нагрівається, внаслідок чого знижується його міцність та погіршуються умови змащування, а в карбюраторному двигуні підвищена температура днища сприяє виникненню детонації. Поршень передає теплоту стінкам циліндру головним чином поршневі кільця та юбку, через внутрішню поверхню днища і стінок – картерним газам та маслу, через поршневий палець – шатуну.

Внаслідок багатьох функцій, що виконує поршень, до матеріалу останнього пред'являються серйозні вимоги. Матеріалами для виготовлення поршнів служить чавун, сталь та легкі сплави. Поширеним матеріалом для поршневих двигунів внутрішнього згоряння усіх типів є чавун (як сірий, так і ковкий). Найбільш часто застосовують чавуни марок СЧ25, СЧ28, СЧ32. В напружених конструкціях двигунів для підвищення механічних якостей та теплостійкості застосовують леговані та зверх міцні чавуни: леговані присадками ванадію, титана, міді, хрому, наприклад, чавун марки ВЧ50-2.

Чавун та сталь порівняно із легкими сплавами характеризуються більш високою міцністю та зносостійкістю, а також малим коефіцієнтом лінійного розширення.

Із легких сплавів застосовують переважно алюмінієві (АЛ1, АЛ10В, АЛ19, В300 та інші), що відрізняються різноманітним хімічним складом. Найбільше поширення знайшли мідно алюмінієві та кремній алюмінієві сплави. Останні мають кращі ливарні властивості та відносно низький коефіцієнт лінійного

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						34
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розширення. Крім того, при застосуванні цих сплавів збільшується зносостійкість поршневих канавок (при підвищеній температурі). Поршні із цих сплавів виготовляють методами лиття як в землю, так і в кокіль; останній спосіб дозволяє достатньо точно видержати масу заготовки, зменшити припуск для наступної механічної обробки та забезпечити порівняно низьку собівартість виготовлення.

Деформуючі алюмінієві сплави АК2, АК4, АК4-1, Д20 дають можливість отримати заготовки поршня шляхомковки та штамповки. Сплави АК4-1 і Д20 мають переваги при підвищених температурах (вище 150 °С). Кращі властивості при температурах вище 300°С мають сплави Д20.

Перевагами поршнів, виготовлених із легких сплавів, в порівнянні з поршнями, виготовленими із чавунів та сталей, є менша маса та в 3...3,5 рази більш висока теплопровідність. При відносно низькій температурі алюмінієвих поршнів (250...350°С замість 400...450°С чавунних поршнів) підвищується коефіцієнт наповнення, а також появляється можливість підвищення ступеню стиску у карбюраторних двигунах без небезпеки виникнення детонації. Крім того, поршні із легких сплавів відрізняються меншим утворенням нагару при роботі та меншим тертям. Маса поршня із алюмінієвого сплаву при інших рівних умовах менше маси чавунного поршня на 30...50 %. В результаті більш низької температури, менших сил інерції та меншого тертя при заміні чавунних поршнів поршнями із легких сплавів потужність двигуна підвищується на 10...20% та зменшується витрата палива та масла.

Проте при великих зазорах (в непрогрітому двигуні та при малих загрузках) поміж корпусом поршня та стінками циліндрів, якщо поршні виготовлені із легких сплавів, спостерігається стук, що приводить до підвищеного зношування двигунів, які працюють при змінних загрузочних режимах. Крім того, у цих поршнів гірші механічні властивості та нижча теплостійкість. До цього треба віднести високу вартість поршнів із легких сплавів та швидку розробку гнізд для поршневого пальця в бобишках і канавок кілець.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						35
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В останні роки значну увагу приділяють поршням складеної конструкції, в яких головка поршня, що містить кільця, виконується із жаростійкого та міцного металу, а саме із спеціального чавуну або сталі. Застосовуючи сталь, можливо жаростійку та міцну конструкцію при відносно невеликій масі. Стальні поршні застосовуються рідко.

3.2 Вибір конструкції проектного поршня

3.2.1 Конструктивна форма днища поршня

Одним із найбільш частих дефектів поршнів слід вважати перегрів днища, який визиває відпуск матеріалів, погіршення механічних властивостей та втрату твердості. Періодична дія сил тиску газів разом з вказаним перегрівом визиває появу мілких тріщин, що призводять до руйнування днища. Температура поршнів залежить від параметрів процесу та конструкції двигуна. Значний вплив на температуру поршня мають конструкції гільз (втулок) та спосіб їх з'єднання з блоком циліндрів. Найбільш інтенсивного охолодження можна досягнути при мокрих гільзах. Значний вплив на розподіл температур в голівці поршня має також розташування передкамер та вихрових камер.

Велике значення для надійної роботи поршня має обрис днища. Форма днища визначається в першу формою камери згоряння, пов'язаною із способом сумішоутворення, розташуванням клапанів в кришці (головці), а в двотактних двигунах – і з системою газорозподілу.

На рисунку 3.1 показані найбільш розповсюджені форми днищ, що застосовуються в форсованих двигунах (дизелях). Плоскі днища застосовують в двигунах із запалюванням від стиску, головним чином в передкамерних та вихрокамерних (а також в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням). Днище, виконане по схемі рис.3.1,а має підвищену жорсткість. Для даної конструкції характерна менша можливість утворення масляного нагару. Подібні днища застосовують в однокамерних та багатокамерних двигунах із запалюванням від стиску, а також у двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. При такій конструкції

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

днища можна в тій або іншій мірі придати необхідне направлення потоку повітря.

Днище, що виконане по схемі рис.3.1,б утворює сприятливу форму камери згоряння, що наближається до шарової, при безпосередньому впорскуванні. Ці днища застосовують головним чином в чотиритактних двигунах як із внутрішнім, так із зовнішнім сумішоутворенням та в деяких конструкціях двохтактних двигунів.

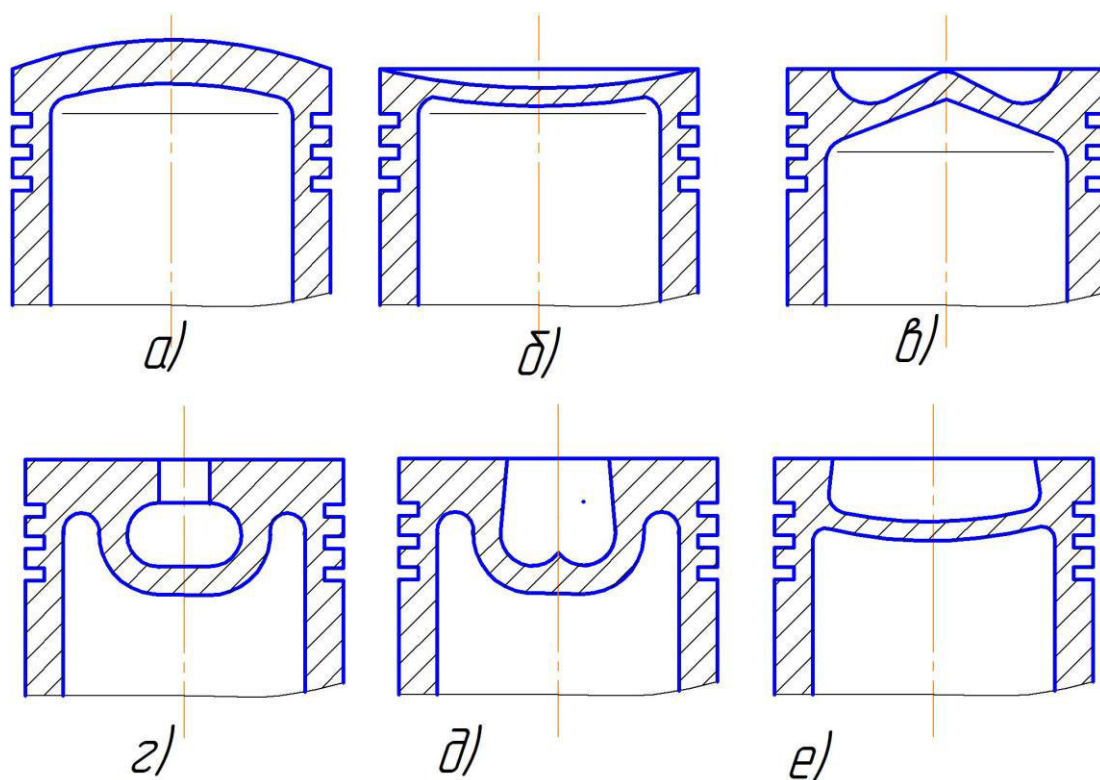


Рисунок .3.1 Форми днищ поршня дизельних двигунів

Днище поршня, що показане на рис.3.1,в, утворює камеру згоряння, близької по формі до факелу розпилюваного палива. Такі днища застосовують при безпосередньому впорскуванні в двигунах із запалюванням від стиску як в чотиритактних, так і в двотактних при прямоточній продувці. В такій конструкції розпилене паливо не попадає на стінки циліндру, що покращує його витрату та попереджує попаданню його в мастило.

Днище, що показане на рис.3.1,г сприяє поліпшенню сумішоутворення. Однак при такій формі необхідні спеціальні конструктивні заходи для підвищення надійності днища. Цю конструкцію застосовують в основному в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску з безпосереднім впорскуванням.

Днище, що виконане по схемі рис.3.1, д відрізняється формою, що сприяє покращенню сумішоутворення. Інколи камери згоряння, що розташовані в поршні, зміщують в сторону для забезпечення тангенціального напрямку повітря, яке збільшує швидкість вихру. Але при цьому маємо нерівномірний розподіл температур в голівці поршня.

Днище, показане на рис.3.1,е, завдяки більш простій формі відрізняється підвищеною надійністю, ніж днища показані на рис.3.1,г,д. Таку конструкцію застосовують головним чином в чотиритактних двигунах із запалюванням від стиску.

3.2.2 Форма поршня

Форма тронка поршня та його основні розміри визначаються в першу чергу умовами відведення тепла, що надходить від камери згоряння. Поршні виконують монолітними та складеної конструкції. Одні та другі можуть бути без охолодження та з охолодженням.

При конструюванні поршня необхідно прагнути до того, щоб він мав просту циліндричну, по можливості симетричну форму відносно вісі циліндру. Перехід від днища до стінок необхідно виконувати з великими радіусами закруглення для забезпечення рівномірної теплової загрузки в розрізах головки поршня. В напружених конструкціях бобишки зв'язують з днищем поздовжніми та поперечними ребрами. В легких двигунах великої потужності часто бобишки з'єднують безпосередньо з днищем, що полегшує штамповку внутрішньої поверхні поршнів.

Для зменшення температурних напружень раціонально застосовувати днища без ребер. Ребра ускладнюють виготовлення поршня та можуть служити причиною появи внутрішніх напружень в матеріалі.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Компресійні кільця застосовують в кількості від 2 до 6, в залежності від швидкохідності, а також від величини максимального тиску згоряння. Компресійні кільця не слід розміщувати близько до днища, так як внаслідок цього збільшується їх теплова напруженість, а особливо першого кільця, але віддалення кілець від днища приводить до збільшення загальної довжини бокової поверхні та висоти поршня. Це особливо необхідно враховувати при проектуванні легких малогабаритних двигунів, так як віддалення пальця від днища обумовлює збільшення габаритних розмірів двигуна в напрямку вісі циліндру.

Для двигунів тихохідних та середньої швидкохідності, коли технічними вимогами не передбачується особливо малі габаритні розміри двигунів, довжину поршня визначають, в основному враховуючи величину допустимого бокового тиску.

Для швидкохідних малогабаритних чотиритактних двигунів (з малим ресурсом) в першу чергу враховують можливість розміщення основних елементів конструкції: компресійних кілець, перемичок поміж ними, поршневого пальця з бобишками та маслоз'ємних кілець.

Пояс поршня, що несе поршневі кільця, практично не приймає участі в передачі бокових сил. так як поверхня перерізна канавками. Наявність канавок не дозволяє також створити стійку масляну плівку. Величину зазору поміж цією частиною поршня та стінками циліндру вибирають із умови захисту поршневих кілець від дії гарячих газів, з однієї сторони, та з умови попередження попадання масла в камеру згоряння – з другої сторони. При цьому враховують температурні деформації корпусу поршня та стінок втулки циліндру. Зазор поміж юбкою поршня та стінками циліндру при роботі вибирають із розрахунку вільного переміщення поршня та його можливості встановлюватися (в деяких межах) під дією сил, що розвиваються в масляному шарі поміж поршнем та циліндром.

Для зменшення тертя бажано збільшувати зазор, але це приводить до зростання витрати масла, стуку та зношуванню поршня внаслідок поперечного переміщення поршня в мертвих точках.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зазор поміж поясом поршня, який несе поршневі кільця, та стінками циліндру виконують дещо більшим, ніж в направляючій частині.

Профілі бокової поверхні корпусу поршня виконують у вигляді циліндричних або конічних ступенів. В деяких випадках, особливо в останні роки, бокову поверхню поршня на висоті бобишків або дещо ближче до нижнього торця корпусу виконують бочкоподібною. При зміні робочої сторони поршня частина бокової поверхні вступає в контакт з циліндром, і тому дещо поліпшуються умови роботи бічної поверхні поршня, а також змащування юбки під час робочого ходу поршня.

Середні значення зазорів поміж корпусом поршня та стінкою циліндру:

Для чавунних та сталєх поршнів:

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,004 \dots 0,008)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,0008 \dots 0,0013)D$$

Для поршнів із алюмінієвого сплаву:

- зазор в стороні, що звернена до камери згоряння

$$\Delta D' = (0,008 \dots 0,013)D$$

- зазор в стороні, що звернена до колінчастого валу

$$\Delta D'' = (0,001 \dots 0,003)D$$

В двигунах з повітряним охолодженням, що працюють при більш високих температурах, зазори поміж поршнями та циліндрами (в холодному стані) мають бути більшими, ніж зазори у двигунів з водяним охолодженням.

Вибір зовнішнього обрису направляючої частини корпусу залежить від деформації середньої частини поршня (в зоні розташування поршневого пальця).

В результаті дії температурних деформацій, сили тиску газів на днище поршня та поперечної сили на бокову поверхню поршня розріз корпусу приймає овальну форму. Внаслідок того, що значна частина матеріалу розташована в напрямку вісі поршневого пальця, при нагріванні матеріал деформується

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						40
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нерівномірно, тому корпус в районі бобишків приймає форму овалу із збільшенням розміру вздовж вісі пальця. В тому ж напрямку деформацію визиває і дія сили F_N . В результаті цього поміж циліндром та частиною поршня, розташованою біля пальця, може виникнути натяг, що може стати причиною заїдання поршня.

Вказані вище деформації враховують при виготовленні поршня: інколи корпусу поршня надають попередньо при механічній обробці овальну форму з більшою віссю овалу, що перпендикулярна до вісі поршневого пальця, або ж видаляють частину матеріалу із зовнішньої сторони корпусу біля поршневого пальця.

Стінки юбки виконують постійної по довжині товщини або дещо зменшеною в напрямку від поршневого пальця до колінчастого валу. Нерідко стінку юбки виконують з потовщенням у кромки, яке попереджає стінку від можливих при складанні та розбиранні деформацій. Це потовщення використовують також для розташування маслорозподільних кілець; крім того, потовщення служить для підгонки поршнів по масі і при їх обробці – як база для кріплення.

Часто для усунення стуку та перекосу поршня в непрогрітому двигуні та попередження заїдань при роботі поршня із легких сплавів їх виконують розрізними та еліптичними юбками. Розріз може бути виконаним по всій довжині юбки.

В цьому випадку пружна тонкостінна юбка деформується незалежно від деформації головки поршня, і зазор поміж корпусом поршня і стінкою циліндра може бути встановлений малим. Звичайно для збільшення міцності розріз роблять не по всій довжині; його виконують П- подібної або Т – подібної форми.

В циліндрі поршень встановлюють так, щоб розріз був на тій стороні, де бокова сила менша. Подібні поршні виконують звичайно з юбкою еліптичної форми з малою віссю еліпса, яка направлена по вісі поршневого пальця. Різниця поміж вісями еліпса для поршнів автомобільних двигунів складає 0,1...0,3 мм.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						41
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При холодному поршні забезпечується ходова посадка по розмірам більшої вісі еліпса. При роботі поршень деформується та приймає практично правильну циліндричну форму.

3.3 Опис конструкції запроєктованого поршня

Для підвищення надійності роботи поршня (рис.3.2) запроєктованого двигуна пропонується покращення його конструкції, в якій охолодження верхньої частини (головки) поршня здійснюється за рахунок застосування вставок, виготовлених із мідного прутка. В практиці двигунобудування відомий спосіб охолодження таких теплонапружених деталей двигуна, як поршень і газові клапана, за рахунок застосування натрію, який має низьку температуру плавлення (97°C) та значну питому теплоємність (4604 кДж/кг) при низькій питомій вазі $0,97 \text{ г/см}^3$. Для цього в головці поршня виконують отвори з розвинутою внутрішньою поверхнею, яку приблизно на 60% заповнюють натрієм. Натрій при контакті з нагрітою поверхнею головки поршня розплавляється, поглинаючи велику кількість тепла та охолоджуючи її. Контактуючи із стінками отворів в їх нижній частині, натрій конденсується, виділяючи та передаючи тепло в юбку поршня, яка охолоджується маслом за рахунок барботажу.

Недоліком натрію є те, що це дуже активний метал по хімічним властивостям. Він швидко окислюється на повітрі з утворенням рихлих продуктів. Також натрій самозапалюється при низькій температурі в атмосфері фтору та хлору і при незначному нагріванні енергійно взаємодіє із бромом, йодом, воднем, сіркою та іншими речовинами. Для зберігання його властивостей його необхідно утримувати в запаяних посудинах або ж під гасом. Отже, застосування натрію в деталях ДВЗ, термін експлуатації яких складає десятки тисяч годин проблематично через можливу втрату його властивостей, перевірити і контролювати які практично не можливо. Крім того, відведення тепла від нагрітих поверхонь головки поршня розплавленим натрієм відбувається

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

циклічно, а, отже, його ефективність залежить від частоти обертання колінчастого валу.

Запропонований метод охолодження головки поршня за допомогою мідних різьбових вставок не має таких суттєвих недоліків, як застосування натрію.

Мідь є кольоровим металом з гарними експлуатаційними властивостями. Тому його широко застосовують в автомобільній, авіаційній, суднобудівній, електротехнічній промисловості. З міді виготовляють гайки, шайби, вали, клапана та інші відповідальні деталі. Теплопровідність міді є найбільшою серед кольорових металів і складає $405 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Для порівняння сірий чавун, з якого виготовлений поршень, має теплопровідність всього $\lambda = 42 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Температура плавлення міді складає 1083°C , а максимальна температура головки чавунного поршня дизельного двигуна не перевищує $350 \dots 400^\circ\text{C}$. Отже, термін експлуатації поршня із мідними вставками необмежений. Зменшення теплонапруженості поршня з покращеним охолодженням позитивно вплине на роботу пари поршневе кільце – втулки циліндра, що збільшить ресурсні показники двигуна.

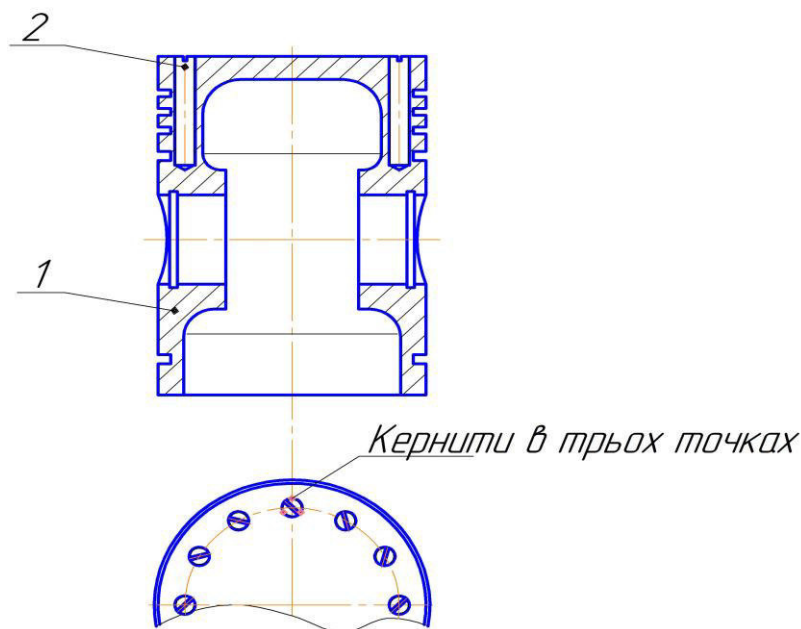


Рисунок 3.2 Поршень із мідними вставками

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

3.4 Розрахунок поршня па міцність

Завданням розрахунку поршня на міцність є перевірка його працездатності при дії на нього максимального тиску згоряння та теплового навантаження

Вихідні дані для розрахунку

1.Потужність двигуна	$P =$	30	кВт
2.Число циліндрів двигуна	$i =$	4	
3.Питома ефективна витрата палива:			
- дизельного	$q_e =$	0,251	кг/(кВт · год)
4.Нижча теплота згоряння	$Q_H =$	42500	кДж / кг)
- дизельного палива, кДж/кг $Q_{HH} = 42500$			
5.Доля загальної кількості теплоти, відведеної через головку поршня $a = 0,04...0,10$	$a =$	0,06	
6.Максимальний тиск згоряння	$P_{max} =$	6,85	МПа
7.Діаметр поршня	$D =$	0,105	м
8.Внутрішній діаметр канавки під компресійне кільце $D_k = (0,90...0,95) \cdot D$	$D_k =$	0,095	м
9.Внутрішній діаметр поперечного перерізу головки поршня $D_{BH} = (0,65...0,82) \cdot D$	$D_{BH} =$	0,07	м
10.Робоча висота юбки поршня $L_{II} = (0,80 ... 1,0) \cdot D$	$L_{II} =$	0,10	м
11.Діаметр поршневого пальця $d = (0,35 ... 0,45) \cdot D$	$d =$	0,0385	м
12.Робоча довжина гнізд під палець в бобишках поршня $l_p = (0,36 ... 0,42) \cdot D$	$l_p =$	0,038	м
13.Діаметр зовнішній бобишки поршня $D_B = (1,4 ... 1,6) \cdot d$	$D_B =$	0,06	м
14.Товщина днища поршня $\delta = (0,08 ... 0,15) \cdot D$	$\delta =$	0,010	м
15.Радіус защемлення днища поршня $r = (0,25 ... 0,4) \cdot D$	$r =$	0,015	м
16.Коефіцієнт, що враховує пружність защемлення $\xi =$		1	
17.Матеріал поршня		Чавун	
18.Модуль пружності для матеріалу поршня	$E =$	100000	МПа

Алюміній - $0,72 \cdot 10^{-5}$ Чавун - $1 \cdot 10^{-5}$ Сталь - $2,1 \cdot 10^{-5}$

19. Коефіцієнт Пуассона для матеріалу поршня $\mu = 0,3$

Алюміній - $0,26$ Чавун - $0,3$ Сталь - $0,3$

20. Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу поршня $\alpha = 0,000011 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

Алюміній - $1,9 \cdot 10^{-5}$ Чавун - $1,1 \cdot 10^{-5}$ Сталь - $1,4 \cdot 10^{-5}$

Розрахунок

Розрахунок поршня виконуємо в його небезпечних перерізах від сили тиску p

1. Площа днища поршня $A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ $A_{\Pi} = 0,009 \text{ м}^2$

2. Максимальна сила тиску газів $F_{\Gamma} = A_{\Pi} \cdot p_{\max}$ $F_{\Gamma} = 59,28 \text{ кН}$

3. Максимальна нормальна сила, що діє на поршень $F_N = (0,035 \dots 0,05) \cdot F_{\Gamma}$ $F_N = 2,37 \text{ кН}$

4. Площа поперечного перерізу поршня по канавці компресійного кільця $A_{\min} = \frac{\pi \cdot (D_K^2 - D_{BH}^2)}{4}$ $A_{\min} = 0,003 \text{ м}^2$

5. Напруження стиску в перерізі поршня по канавці компресійного кільця $\sigma_{CT} = \frac{F_N}{A_{\min}}$ $18,24 \text{ МПа}$

Допустиме напруження стиску для поршнів із

чавуну - 50 МПа, алюмінію - 40 МПа, сталі - 80 МПа

6. Питомий тиск поршня на втулку робочого циліндру $K = \frac{F_N}{D \cdot L_{\Pi}}$ $K = 0,23 \text{ МПа}$

Допустимий питомий тиск для поршнів:

із чавуну - 0,2...0,5 МПа із алюмінієвого сплаву - 0,5...1,0 МПа

7. Питомий тиск в бобишках поршнів $q = \frac{F_{\Gamma}}{d \cdot l_p}$ $q = 40,70 \text{ МПа}$

Допустимий питомий тиск для поршнів:

із чавуну - 50 МПа із алюмінієвого сплаву - 35 МПа

8. Перевірка бобишків поршня на зріз

Площа зрізу бобишків поршня $A = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_o^2 - d^2)}{4}$ $A = 0,003 \text{ м}^2$

Напруження зрізу в бобишках поршня $\tau = \frac{F_{\Gamma}}{A}$ $\tau = 19,41 \text{ МПа}$

Допустиме напруження зрізу для поршнів:

із чавуну - 45 МПа із алюмінієвого сплаву - 30 МПа

Розрахунок днища поршня

Днище поршня розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру та навантажена рівномірно розподіленим тиском газів

1. Найбільші нормальні напруження по контуру закріплення:

- в радіальному напрямку

$$\sigma_x = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2}, \text{МПа} \quad \sigma_x = 11,48 \quad \text{МПа}$$

- в тангенціальному напрямку

$$\sigma_y = \frac{3 \cdot \mu \cdot r^2 \cdot p_{\max}}{4 \cdot \delta^2}, \text{МПа} \quad \sigma_y = 3,44 \quad \text{МПа}$$

2. Напруження в центрі днища поршня

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{r^2}{\delta^2}, \text{МПа} \quad \sigma_x = 7,46 \quad \text{МПа}$$

3. Теплове навантаження днища поршня визначається тепловою напруженістю, під якою мається на увазі кількість теплоти q , що проходить через одиницю площі поверхні в одиницю часу

$$q = \frac{\alpha \cdot P_e \cdot q_e \cdot Q_n}{3600 \cdot F_n}, \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{с)} \quad q = 154,07 \quad \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

4. Коефіцієнт теплопровідності:

- для чавуну - $\lambda = 52 \text{ Вт/(м} \cdot \text{град)}$;

$$\lambda = 52,00 \quad \text{Вт/(м} \cdot \text{град)}$$

- для алюмінієвого сплаву - $\lambda = 240 \text{ Вт/(м} \cdot \text{град)}$

4. Різницю температур між оберненою до камери згоряння поверхнею днища поршня і поверхнею, що охолоджується маслом можна знайти із рівняння для передачі тепла через плоску стінку

$$\Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda}, ^\circ \text{C} \quad \Delta t = 30,2 \quad ^\circ \text{C}$$

5. При жорсткому защемленні днища по контуру радіальні та тангенціальні напруги від вісьового перепаду температур на периферії та в центрі днища поршня знаходяться по формулі

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \Delta t, \text{МПа} \quad \sigma_T = 23,71 \quad \text{МПа}$$

6. Сумарні механічні і термічні напруження на периферії днища поршня

$$\sigma_\Sigma = 35,19 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_\Sigma = \sigma_x + \sigma_T, \text{МПа}$$

Допустимі напруження для днищ поршнів:

із чавуну $[\sigma] = 150 \dots 200 \text{ МПа}$

із сталі $[\sigma] = 200 \dots 400 \text{ МПа}$

із алюмінієвого сплаву $[\sigma] = 70 \dots 120 \text{ МПа}$

Висновки

Результати розрахунків поршня двигуна 4Ч10,5/13 на міцність свідчать про його працездатність при потужності $P = 30,0$ кВт та максимальному тиску згоряння $p_{\max} = 6,85$ МПа, так як напруження в його елементах не перевищують допустимих напружень для його матеріалу.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці

4.1.1 Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниження працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал, який обслуговує дизель.

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

Вихлопні гази та пари мастила.

Вихлопні гази та пари мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легень і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-76 установлені припустимі границі концентрації газу – 100 мг/м³ – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива та мастила.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

По СНиПу 245 – 71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м³.

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник випускних газів) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для запобігання цього треба всі гарячі частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

4.1.3 Пожежна безпека.

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

4.1.4 Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико-хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

4.1.5 Освітлення.

Велику роль у виробничому процесі відіграє система освітлення, яка призначена для забезпечення освітлення приміщення дизель-насосної.

Освітлювальне електроустаткування контейнера складається з наступних елементів:

- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

4.1.6 Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні дизель-насосної може з'являтися небезпечна концентрація парів палива, що може привести до отруєння персоналу або вибуху. Щоб запобігти цьому, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні контейнеру.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНиП .

Вентиляція, що застосовується у виробничих приміщеннях буває штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з контейнеру здійснюється природним шляхом через жалюзі, установлені на стінках.

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

Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

1. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.

2. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

4.1.7 Шум.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарата, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Санітарні норми шуму

В,Гц	6	12	250	500	1000	2000	4000	8000
	3	5		0				
A ₀ ,Дб	103	69	91	88	85	83	81	80

4.1.8 Вібрація.

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. Стандартні норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця.4.2. Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с · 10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132		2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

4.1.9 Розрахунок рівня шуму і вібрації в контейнері

Рівень шуму вироблений двигуном 4Ч10,5/13 визначається по формулі:

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

n_n – номінальна частота обертання, $n_n = 2000$ об/хв;

n – робоча частота обертання, $n = 2000$ об/хв;

$P_e = 30$ кВт – номінальна потужність двигуна

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(2000 + 30^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{2000}{2000}\right) \right] = 92,5 \text{ дБ}$$

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

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушители різних конструкцій. Використання глушителів дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10-12 Дб.

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

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

Рівень вібрації для дизеля 4Ч 10,5/13 визначається по формулі:

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

де $m = 610 \text{ кг}$ – маса двигуна,

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{1500 \cdot 30^{0.55} \cdot \left(\frac{1+30}{610} \right)}{1 + \left(\frac{1}{2000} \right)^3 \cdot \frac{610}{30}} \right) + 30 \lg \left(\frac{2000}{2000} \right) = 74,8 \text{ дБ}$$

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

4.1.10 Заходи щодо зниження шуму і вібрації.

Шум і вібрація, двигунів внутрішнього згоряння впливають на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага .

Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Проблемою шуму ДВЗ є усунення чи максимальне зменшення шкідливого впливу повітряного шуму двигуна. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу - у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшені технології

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

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

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

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

4.11 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал.

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки і правилам експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримуватися наступних правил:

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менш двох оборотів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

4.2 Захист навколишнього середовища.

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень.

Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, пар, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища, є важливою народногосподарською задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

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

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

1. Загально токсичні речовини, які викликають отруєння всього організму (окис вуглецю, ціаністі з'єднання, свинець, ртуть).
2. Речовини, які викликають подразнення дихальних шляхів і слизоватих оболонок (хлор, аміак).
3. Речовини, що діють як алерген (формальдегід, різні розчини та інш).
4. Канцерогенні, що викликають ракові захворювання (амін, окисли хрому, азбест).

4.2.2 Забруднення навколишнього середовища, що виникають при експлуатації дизеля.

В процесі експлуатації дизель знаходиться у взаємозв'язку з навколишнім середовищем, для роботи споживається повітря і вода, викидаються в атмосферу випускні гази, а в гідросферу вода з двигуна та нафтоутримуючі води. Дизель є джерелом теплового, шумового, вібраційного та радіаційного забруднень біосфери.

Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, конструкції механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварії сильно

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забруднюється біосфера. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і впливає на флору і фауну.

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

У випускних газах знаходиться близько 200 компонентів, які можна розділити на п'ять груп:

- 1). Продукти повного згоряння палива, що сприяють утворенню парникового ефекту та кислотних дощів.
- 2). Окисли вуглецю.
- 3). Окисли азоту - беруть участь в утворенні фотохімічних реакцій.
- 4). Канцерогенні домішки.
- 5). Альдегіди.

Випускні гази від двигунів внутрішнього згоряння сприяють задимленню атмосфери.

Димність крім забруднення біосфери погіршує видимість і зменшує сонячну радіацію на поверхні землі в результаті поглинання і розсіювання світла зваженими частками.

При роботі дизеля значна частина теплової енергії передається атмосфері чи гідросфері.

Разом з охолоджуючою водою, що відходить від дизеля, у землю може потрапити мастило, паливо. Це може відбуватися крізь нещільність з'єднань систем, сальники арматури і насосів, а також крізь трубопроводи при їхньому зношенні.

Транспортування і збереження нафтопродуктів супроводжується випарюванням летучих вуглеводневих з'єднань в атмосферу.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У зв'язку з цим в наш час розробляють двигуни, що можуть працювати на альтернативних видах палива, що дає менше забруднення навколишнього середовища.

4.2.3 Розробка заходів щодо зменшення забруднення навколишнього середовища.

Збереження стану навколишнього середовища може бути забезпечений виконанням відповідних організаційно – технічних заходів. До основних з них відносяться:

1.Механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними. Ці заходи мають велике значення для захисту від впливу шкідливих речовин, теплового випромінювання, особливо при виконанні важких робіт.

Автоматизація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, не тільки підвищує продуктивність, але і поліпшує умови праці, оскільки робітники виводяться з небезпечної зони.

2.Застосування технологічних процесів і устаткування, що виключають утворення шкідливих речовин чи виділення їх у робочу зону. При проектуванні нових технологічних процесів і устаткування необхідно домагатися виключення чи різкого зменшення виділення шкідливих речовин у повітря виробничих приміщень.

3.Захист від джерел теплових випромінювань. Це важливо для зниження температури повітря в приміщенні і тепловому опроміненні працівників.

4. Встановлення вентиляції та опалення.

5. Застосування засобів індивідуального захисту.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна магістерська робота на тему "Вдосконалення конструкції поршневої групи для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 30 кВт. Прототип 4Ч10,5/13" містить в собі розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 4Ч10,5/13 і детальну розробку конструкції поршня з покращеним охолодженням головки. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та графічної частини роботи загальною кількістю 5 листів формату А1.

Дизельний двигун 4Ч10,5/13 потужністю 30 кВт при частоті обертання колінчастого валу 2000 хв^{-1} використовується для приводу відцентрового водяного насосу і встановлюється в місцях постійного споживання води у великих об'ємах. Детальна конструкція дизельного двигуна 4Ч10,5/13 показані в Додатку 1 і Додатку 2 графічної частини роботи.

У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P = 30 \text{ кВт}$, $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$) визначений двигун – прототип 4Ч10,5/13 та виконані розрахунки параметрів робочого циклу.

По результатам розрахунку робочого процесу побудовані теоретична та дійсна індикаторні діаграми робочого циклу. Діаграми сил, що діють на деталі КШМ побудовані на листі Додатку 5 по результатам динамічного розрахунку двигуна.

Важливу увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці конструкції поршня, виготовленого із сірого чавуну та охолодженням головки за рахунок застосування різьбових вставок із міді. В пояснювальній записці приведений детальний опис поршня та виконаний розрахунок його на міцність. Складальне креслення поршня показано в Додатку 3, а робоче креслення в Додатку 4 графічної частини роботи.

Дизельний двигун 4Ч10,5/13 є джерелом шуму і вібрації, а тому значну увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці організаційно-технічних

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

					ПІННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / : Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
2. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
3. Добровольский В.В., Лукин А.И. Конструктивные схемы судовых ДВС и их элементов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 78с.,ил.
4. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
5. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
6. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
7. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
8. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми». Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2000р.
- 9.Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згорання». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ПП, 2005.
10. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.

Допоміжна

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.-356с.
2. Э.В. Корнилов, Э.Н. Голофастов. Главные среднеоборотные дизеля морских судов (Конструкция. Эксплуатация). Учебное пособие. Одесса – 296с.:ил.

					ПННІ НУК 131.61.24.05 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		