

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


« 09 » 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення надійності роботи 4-тактного дизельного двигуна
потужністю 30 кВт за рахунок охолодження поршня.
Прототип – 4Ч10,5/13.

Виконав:

студент групи 63-ТЕМмаг-24

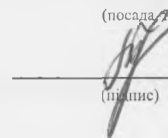
 **Ткаченко І. В.**

(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач кафедри ЕМ

(посада, науковий ступень, вчене звання)

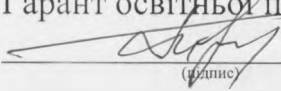
 **Грабовенко О.І.**

(підпис)

м. Первомайськ, 2025 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)
« 15 » 09 2025 р.

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

Студенту Ткаченко Ігорю Валерійовичу

Тема роботи: «Підвищення надійності роботи 4-тактного дизельного двигуна потужністю 30 кВт за рахунок охолодження поршня. Прототип – 4Ч10,5/13»

Керівник роботи Грабовенко О.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2025 за № 53.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2025 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. Науковий розділ. 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 «15» вересня 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	22.09.2025	
2	Загальний розділ.	29.09.2025	
3	Конструкторський розділ.	07.10.2025	
4	Науковий розділ.	28.10.2025	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2025	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2025	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2025	

Студент

Ткаченко І.В.

(підпис)

Керівник роботи Грабовенко О.І.

(підпис)

Анотація

сторінок 65, рисунків 3, таблиць 5, бібліографія 18

В кваліфікаційній роботі «Підвищення надійності роботи 4-тактного дизельного двигуна потужністю 30 кВт за рахунок охолодження поршня. 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 розроблений спосіб охолодження його головки за рахунок застосування натрію забезпечує підвищені ресурсні показники деталей циліндро – поршневої групи. Приведені також заходи по забезпеченню охорони праці при обслуговуванні двигуна. В графічній частині роботи виконані складальні креслення дизель-насос-генератора, двигуна – поперечний та поздовжній перерізи, шатунно-поршневої групи, складальне та робоче креслення 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

65 pages, 3 figures, 5 tables, 18 bibliography

The qualification work “Improving the reliability of a 4-stroke diesel engine with a capacity of 30 kW by cooling the piston. Prototype – 4Ch10.5/13” describes the design of the engine - the prototype 4Ch10.5/13, calculations of the working process, heat balance and engine dynamics are performed, and an analysis of the structures of the piston group parts of the internal combustion engine is carried out. The improved design of the piston is substantiated, and the developed method of cooling its head by using sodium provides increased resource indicators of the parts of the cylinder-piston group. Measures to ensure labor protection during engine maintenance are also given. The graphic part of the work includes assembly drawings of the diesel pump-generator, engine - transverse and longitudinal sections, connecting rod-piston group, assembly and working drawing of the piston, indicator diagram and diagrams of forces acting in the KSHM.

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

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ	
1. Опис конструкції двигуна 4Ч10,5/13.....	9
2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна....	14
2.2 Розрахунок робочого процесу.....	16
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	23
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	26
2.5 Динамічний розрахунок дизельного двигуна 4Ч10,5/13.....	31
3. НАУКОВИЙ РОЗДІЛ	
3.1 Опис та аналіз конструкцій поршнів.....	35
3.2 Аналіз сучасних способів охолодження головки поршня двигунів внутрішнього згоряння.....	37
3.3 Опис конструкції поршня з покращеним охолодженням його головки...	44
3.4 Розрахунок поршня на міцність.....	45
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці при обслуговуванні дизельного двигуна.....	51
4.2 Захист навколишнього середовища при роботі поршневого двигуна внутрішнього згоряння.....	58
ВИСНОВКИ.....	62
ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ.....	64
ДОДАТКИ	
ДОДАТОК 1 Дизель-насос-генератор, СК, А1.....	66

ДОДАТОК 2	Дизель 4 10,5/13 (Поперечний розріз), СК, А1.....	67
ДОДАТОК 3	Дизель 4 10,5/13 (Поздовжній розріз), СК, А1.....	68
ДОДАТОК 4	Шатунно-поршнева група, СК, А1	69
ДОДАТОК 5	Поршень (Складальне креслення), СК, А1	70
ДОДАТОК 6	Поршень (Робоче креслення), РК, А1	71
ДОДАТОК 7	Діаграма індикаторна та сил, що діють на КШМ, А1 . . .	72

ВСТУП

Дизельні двигуни внутрішнього згоряння широко застосовуються у транспортних засобах, енергетичних установках, сільськогосподарській та будівельній техніці завдяки їх високій економічності, надійності та тривалому ресурсі роботи. Разом із тим, сучасні вимоги до енергозбереження, екологічності та довговічності техніки зумовлюють необхідність постійного вдосконалення конструкцій і систем дизельних двигунів. Одним із найважливіших напрямів підвищення ефективності та надійності є поліпшення теплового стану основних деталей, зокрема поршневої групи.

Поршень дизельного двигуна працює в умовах високих температур і тисків, сприймаючи значні теплові та механічні навантаження. Надмірний нагрів поршня призводить до деформацій, підвищеного зносу поршневих кілець і циліндрової гільзи, а в окремих випадках — до виникнення тріщин і заклинювання. Тому забезпечення оптимального температурного режиму поршня є важливою умовою стабільної та довготривалої роботи двигуна.

Застосування ефективних систем охолодження поршня дозволяє значно знизити його температуру, зменшити термічні напруження, підвищити надійність та ресурс двигуна, а також покращити паливну економічність. Це особливо актуально для дизельних двигунів малої потужності (приблизно 30 кВт), які часто працюють у важких режимах при обмежених можливостях системи охолодження.

Метою магістерської роботи є **підвищення надійності роботи 4-тактного дизельного двигуна потужністю 30 кВт шляхом удосконалення системи охолодження поршня.**

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні завдання:

- проаналізувати конструкцію поршня та систему охолодження базового дизельного двигуна;
 - визначити основні причини перегріву та фактори, що впливають на тепловий стан поршня;

- розробити вдосконалену конструкцію поршня з покращеним охолодженням;
- виконати розрахунок поршня на міцність для оцінки ефективності запропонованих змін;
- провести порівняльний аналіз техніко-експлуатаційних показників двигуна до та після модернізації.

Наукова новизна роботи полягає у **розробленні вдосконаленої конструкції поршня з покращеною системою охолодження**, що забезпечує зменшення максимальних температур у зоні днища та кільцевих канавок, підвищуючи надійність роботи дизельного двигуна.

Практичне значення одержаних результатів полягає у можливості впровадження розробленої конструкції у серійні або експериментальні двигуни малої потужності з метою продовження ресурсу їх експлуатації, зменшення частоти ремонтів та підвищення загальної ефективності роботи силових установок.

1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Опис конструкції дизельного двигуна 4Ч 10,5/13 [10]

Дизель 4Ч10,5/13 (рис.1.1; рис.1.2) чотиритактний, вертикальний, з вихрокамерним сумішоутворенням, блок-картерної конструкції з блочними кришками на кожні два циліндра.

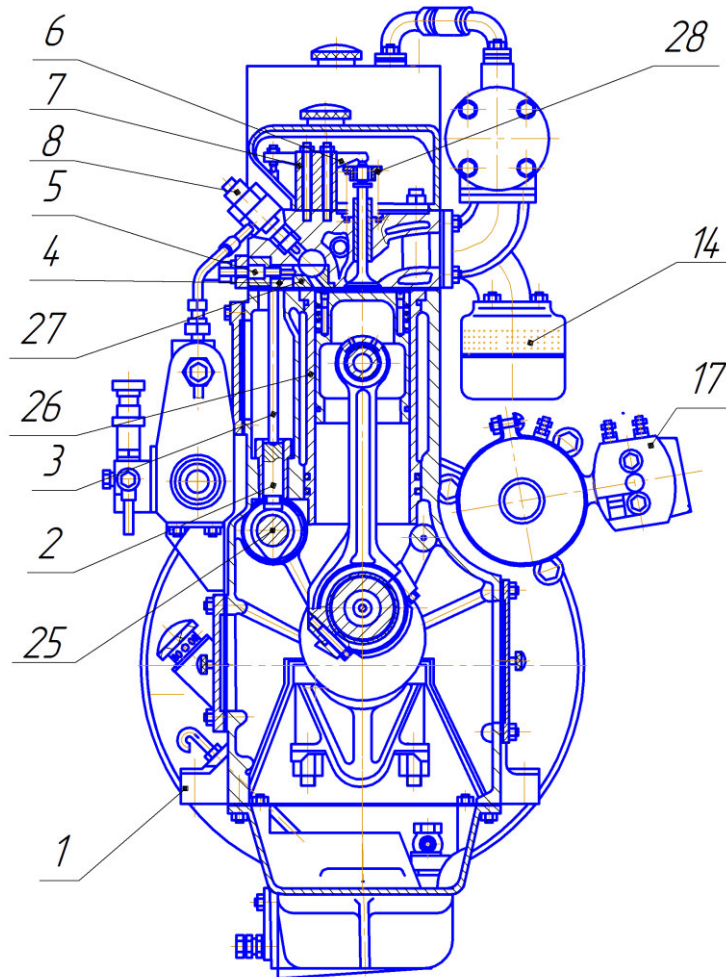


Рисунок 1.1 Дизель 4Ч10,5/13 (поперечний розріз)

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

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.

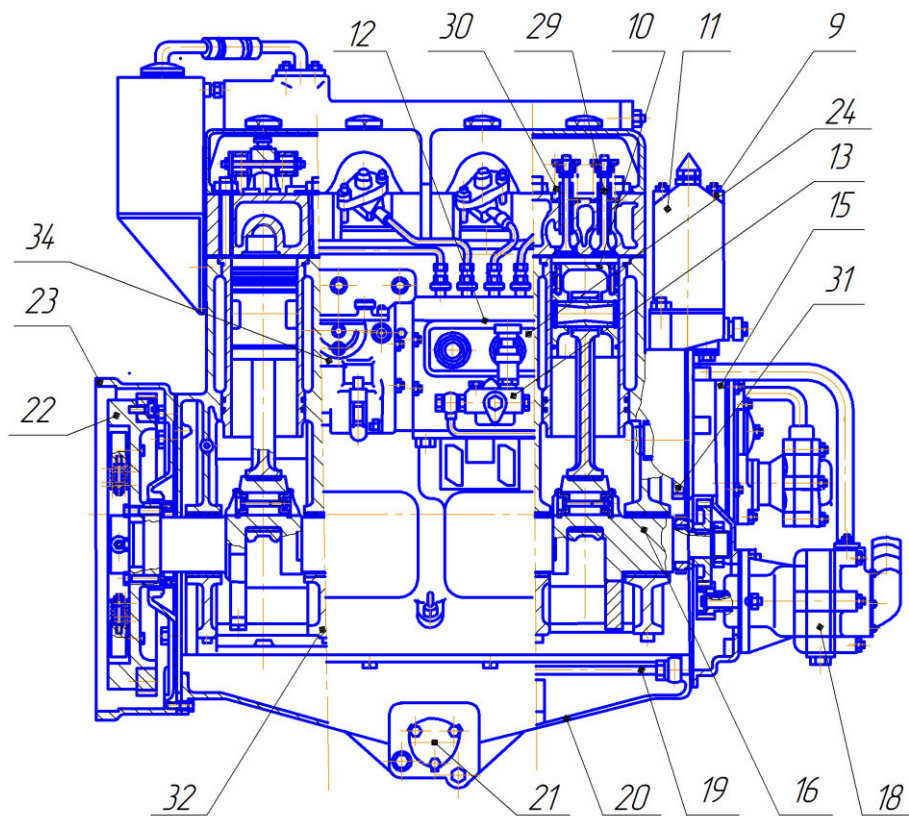


Рисунок 1.2 Дизель 4410,5/13 (поздовжній переріз)

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, площа роз'єму розташована під кутом 45° до 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. Поршковий 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 шестерню 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° .

- 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 засорочковий простір циліндрів і перетікає в порожнину кришки циліндрів 4, а потім в зливний трубопровід. Випускний колектор також охолоджується водою. В торці холодильника встановлений термостат.

2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір основних параметрів робочого циклу дизеля

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу дизеля потрібно враховувати його призначення, 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 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 $\varepsilon = 12 \dots 18$ 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 $\varepsilon = 16$.

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

- 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 [1].

- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну, який для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,15$ [5].

- підігрів заряду свіжого повітря від стінок циліндру, яких він торкається при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [6]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [6] стор.103. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750 \text{ хв}^{-1}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,90$.

- ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньо -оборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [6]

- механічний ККД двигуна залежить від його конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Механічний ККД запроектованого двигуна знаходимо по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля.

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900 \text{ К}$. В розрахунку прийнято $T_r = 750 \text{ К}$. [6].

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згорання $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [6]

2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна 4Ч10,5/13 [1].

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Потужність ефективна	$P_e = 30 \text{ кВт}$
Номінальна частота обертання	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$
Номінальна ступінь стиску	$\varepsilon = 16$
Число циліндрів дизеля	$i = 4$
Коефіцієнт тактності двигуна	$z = 4$
Тиск наддуву (без наддуву)	$p_b = 0,101 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha = 2,06$
Атмосферний тиск	$P_a = 0,101$
Температура повітря в приміщенні	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів повітря від стінок втулки циліндру	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів в циліндрі двигуна	$p_r = 0,105 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,95$

Паливо:

Дизельне пальне ДСТУ4840:2007

Середній елементарний склад дизельного палива

$$C = 0,86 \quad H = 0,13 \quad O = 1 \quad S = 0$$

Нижча теплота згорання дизельного палива

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг. рідкого палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{1}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль / кг}$$

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0 = 28,95 \cdot 0,495 = 14,3 \text{ кг/кг}$$

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 2,06 \times 0,495 = 1,0393 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = 0,86/12 = 0,0726 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари H_2O : $M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2/2 = 0,13/2 = 0,064 \text{ кмоль/кг}$

кисню O_2 : $M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,1 - 1) \cdot 0,495 = 0,114 \text{ кмоль/кг}$

азоту N_2 : $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times 2,1 \times 0,495 = 0,820 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,0726 + 0,064 + 0,114 + 0,820 = 1,074 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_\epsilon$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_\epsilon - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r} \quad \gamma_r = \frac{T_\epsilon - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

де $\Delta T_1 = 0^\circ \text{C}$ ступінь охолодження повітря

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_\epsilon - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K = \frac{293 - 0 + 10 + 0,032 \times 750}{1 + 0,032} = 342,9 K$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_\epsilon} \times \frac{T_\epsilon - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} = \frac{16}{16 - 1} \times \frac{0,096}{0,101} \times \frac{293 - 0}{342,9 (1 + 0,032)} = 0,917$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_\epsilon \times 10^6}{R_H \times (T_\epsilon - \Delta T_1)}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = \frac{0,101 \times 10^6}{287 \times (293 - 0)} = 1,10 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Універсальна газова постійна для повітря

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

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,4 - 15/n$ при $n = 350 \dots 1500 \text{ хв}^{-1}$

$$n_1 = 1,37$$

Тиск повітря в кінці стиску

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

Температура повітря в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1}, \text{ К} = 342,9 \times 16^{1,37-1} = 956,5 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \frac{\text{КДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})} =$$
$$= 19,88 + 0,002638 \times 956,5 = 22,20 \text{ КДж / кмоль}$$

5. Параметри процесу згоряння паливно-повітряної суміші. Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,072}{1,0395} = 1,031$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,031 + 0,032}{1 + 0,032} = 1,0305$$

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

$$\text{для } O_2: mC_{v''_{O_2}} = 23,4 + 0,00156 \times T_Z$$

$$\text{для } N_2: mC_{v''_{N_2}} = 21,553 + 0,001462 \times T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mC_{v''_{CO_2}} = 38,61 + 0,003350 \times T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mC_{v''_{H_2O}} = 25,46 + 0,00445 \times T_Z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mC_{v''} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mC_{v''_{CO_2}}) + M_{H_2O} \times (mC_{v''_{H_2O}}) + M_{O_2} \times (mC_{v''_{O_2}}) + M_{N_2} \times (mC_{v''_{N_2}}) \right] \frac{\text{КДж}}{(\text{ККмол} \times \text{К})} =$$
$$= \frac{1}{1,072} \left[0,072 \times (38,609 + 0,003349) + 0,065 \times (25,459 + 0,004438) + 0,114 \times (23,3 + 0,00155) + 0,821 \times (21,554 + 0,001457) \right] \frac{\text{КДж}}{(\text{ККмол} \times \text{К})}$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z = 23,047 + 0,0018 \times T_z$$

де: $a = 23,118 \text{ кДж/моль}$; $v = 0,0019$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134, \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})} = 23,0488 \times T + 8,134, \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

Після підстановки отримаємо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z, \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})} = 31,251 + 0,0018 \times T_z, \frac{\text{кДж}}{(\text{Кмоль} \times \text{К})}$$

де: $a = 31,250 \text{ кДж/кмоль} \times \text{К}$; $v = 0,00185$

Максимальний тиск згоряння.

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

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 отримаємо квадратне рівняння.

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

де :

$$A = 0,0018$$

$$B = 32,22$$

$$C = 6795,8$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = \frac{-32,2 + \sqrt{32,2^2 + 4 \times 0,0018 \times 6795,8}}{2 \times 0,0018} = 1904,4 \text{К}$$

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,0305 \times 1904,4}{1,6 \times 956,5} = 1,28$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16}{1,28} = 12,48,$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{100}{n} = 1,18 + \frac{100}{1500} = 1,25 \quad n_2 = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\epsilon} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} = \frac{6,85}{12,48^{1,25}} = 0,29 \text{ МПа} \quad p_B = 0,72 \quad \text{МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1745,6}{9,82^{1,25-1}} = 994 \quad T_B = 994 \quad \text{К}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_C}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} =$$
$$\frac{4,28}{16 - 1} \times \left[1,6 \times (1,28 - 1) + \frac{1,6 \times 1,28}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,48^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{16^{1,37-1}} \right) \right] = 0,73 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} = 0,96 \times 0,73 = 0,70 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\epsilon} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{0,70 \times 0,495 \times 2,1}{42500 \times 1,1 \times 0,917 \times 10^{-3}} = 0,492$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг} / (\text{квт.год.}) = \frac{3600}{42500 \times 0,492} = 0,172 \text{ кг} / (\text{квт.год.})$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна-прототипу $S_{\text{пр}} = 0,13 \text{ м}$

Середня швидкість поршня

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S_{\text{пр.}} \times n}{30} = \frac{0,13 \times 1500}{30} = 6,50 \text{ м} / \text{с}$$

Середній тиск механічних втрат в кривошипно-шатунному механізмі.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср} = 0,089 + 0,0148 \times 6,50 = 0,166 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m = 0,70 - 0,166 = 0,534 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д. двигуна

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{0,534}{0,7} = 0,76$$

Ефективний К.К.Д. двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,792 \times 0,76 = 0,38$$

Питома ефективна витрата палива двигуна.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e} = \frac{3600}{42500 \cdot 0,38} = 0,225 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$$

Годинна витрата палива двигуном.

$$B = v_e \times P_e = 0,225 \cdot 30 = 6,76 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{30}{0,534 \times 1500} = 4,48 \text{ л}$$

Робочий об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{4,48}{4} = 1,12 \text{ л}$$

Діаметр циліндру двигуна – прототипу

$$D_{пр} = 105 \text{ мм}$$

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{пр} = 130 \text{ мм}$$

Відношення $m = S_{пр}/D_{пр} = 130/105 = 1,35$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 1,12}{3,14 \times 4}} = 101,88 \text{ мм}$$

Хід поршня. $S = t \times D = 1,35 \times 101,88 = 137,5 \text{ мм}$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра $D = 105 \text{ мм}$

Хід поршня $S = 130 \text{ мм}$

Літраж двигуна.

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

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{0,534 \times 4,5 \times 1500}{30 \times 4} = 30,1 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{30 + 30,1}{2} = 30,05 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

на: $\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \times 100\% = \frac{30,1 - 30}{30,05} \times 100\% = 0,41\%$

Розбіжність заданої та розрахункової потужностей ΔP_e менше 5 %,

отже розрахунок робочого процесу виконаний вірно.

2.3. Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми [7].

Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 4Ч10,5/13 виконується в табличній формі по таким вихідним даним

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку робочого циклу дизеля

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	0,70
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	4,28
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4.Ступінь стиску	ε	-	16
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	6,85
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,28
8.Ступінь послідуєчого розширення	δ	-	12,48
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,04

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ст} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.1)$$

де p_c – тиск стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$p_{роз} = p_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (2.2)$$

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

Таблиця 2.2 Координати ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}, \text{ МПа}$	$p_{ст}, \text{ мм}$	$p_{роз}, \text{ МПа}$	$p_{роз}, \text{ мм}$
1	4,28	107	6,85	171
1,29	3,53	88,3	7,60	171
1,5	2,73	68,1	6,0	150
2,0	1,84	45,9	4,19	104,7
2,5	1,35	33,8	3,17	79,2
3,0	1,05	26,4	2,52	63,1
4,0	0,71	17,8	1,76	44

5,0	0,52	13,1	1,33	33,3
6	0,41	10,2	1,06	26,5
8	0,28	6,9	0,74	18,5
11	0,18	4,4	0,50	12,4
14	0,13	3,2	0,37	9,2
16	0,101	2,7	0,29	7,2

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

Дійсну індикаторну діаграму будемо із врахуванням її характерних точок:
 s' – 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 початку відкриття випускного клапана.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

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

z_d - точка максимального тиску газів.

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 АВ = 240 мм.
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ ПКВ.
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,105$ МПа.
5. Масштаб тиску $m_p = 0,04$ МПа/мм.
6. Хід поршня $S = 0,13$ м.
7. Тиск в кінці стиску $p_c = 4,28$ МПа.
8. Максимальний тиск згоряння $p_{\max} = 6,85$ МПа.

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 2.3

Таблиця 2.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ, 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
с', до ВМТ	20	0,0749	8,99
f, до ВМТ	10	0,0047	2,3
b, після ВМТ	150	1,897	227,2
r', до ВМТ	70	0,768	92,2
r'', після ВМТ	50	0,4313	51,7
d, до ВМТ	150	1,897	227,2

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,105/0,04 = 2,6$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_{c''} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 4,28 = 5,20$ МПа;

$p_c/m_p = 5,20/0,04 = 130$ 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. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

2.4 Розрахунок теплового балансу

1 Вихідні дані :

Ефективна потужність: $P_e = 30.1 \text{ кВт}$

Частота обертання колінчастого валу: $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$

Діаметр циліндру: $D = 105 \text{ мм}$

Хід поршня: $S = 130 \text{ мм}$

Число циліндрів двигуна: $i = 4$

Коефіцієнт тактності двигуна: $z = 4$

Нижча теплота згорання дизельного палива: $Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$

Годинна витрата дизельного палива: $B_T = 6,76 \text{ кг/год}$

Індикаторний ККД двигуна: $\eta_i = 0,491$

Ефективний ККД двигуна: $\eta_e = 0,382$

Кількість свіжого заряду повітря $M_1 = 1,041 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість випускних газів $M_r = 1,073 \text{ кмоль/кг}$

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

Температура повітря на початку стиску $T_d = 342,8 \text{ К}$

Коефіцієнт надлишку повітря для згорання палива $\alpha = 2,1$

2. Рівняння теплового балансу двигуна.

Загальна кількість теплоти, введеної в циліндри двигуна з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною від двигуна;

$Q_{Г}$ - теплота, яка виноситься випускними газами із циліндрів двигуна;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом від двигуна;

$Q_{н.в.}$ - невраховані теплові втрати в навколишнє середовище.

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндри двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_H / 3600 = 6,76 \cdot 42500 / 3600 = 79,9 \text{ кВт}$$

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

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 30,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 30,1 / 79,8 \cdot 100 \% = 37,76 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\theta} = Q_w + Q_{T.\Pi} + Q_{\theta.n.}$$

де Q_w - теплота, яка відводиться робочими газами в стінки циліндрів;

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршнів по гільзам циліндрів;

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

2.3.1 Теплообмін між робочими газами і стінками циліндрів.

$$Q_w = (-W_{\text{нап.}} + W_{\text{ст.}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вып.}}) \cdot Q_{\Pi} = (0 + 0 + 0,12 + 0,03) \cdot 79,8 = 11,98 \text{ кВт}$$

де $W_{\text{нап.}}$, $W_{\text{ст.}}$, $W_{\text{г.р.}}$, $W_{\text{вып.}}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння - розширення та випуску газів із циліндрів.

Згідно із експериментальними даними:

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

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

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршнів по гільзам циліндрів.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,12 + 0,015 \cdot 6,5) \cdot 10^3 = 120 \text{ кПа}$$

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

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,130 \cdot 1500 / 30 = 6,5 \text{ м/с} \quad - \text{середня швидкість поршня}$$

Середній тиск тертя поршнів двигуна:

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

Потужність тертя поршнів двигуна

$$P_{\Pi} = p_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 72 \cdot 0,00113 \cdot 1500 \cdot 4 / (30 \cdot 4) = 4,05 \text{ кВт}$$

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:

$$Q_{т.п.} = P_{п.} = 4,05 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{т.п.} = 11,97 + 4,05 = 16,02 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{мв} \cdot \Delta T_{\epsilon}} = \frac{16,02 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,00062 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K = 1,5$ - коефіцієнт запасу.

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

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

$\Delta T_B = 10 \text{ К}$ - температурний перепад води в охолоджувачі.

Потужність двигуна, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{ВН} = V_B \cdot \Delta P_B / \eta_{в.н.} = 0,00062 \cdot 98 / 0,65 = 0,10 \text{ кВт}$$

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

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

Тоді $Q_{в.н.} = P_{в.н.} = 0,10 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{т.п.} + Q_{в.н.} = 11,98 + 4,06 + 0,10 = 16,3 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{п.} \cdot 100 \% = 16,3 / 79,8 \cdot 100 \% = 20,22 \%$$

Теплота, яка відводиться з випускними газами:

$$Q_G = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{ср.г.}} \cdot T_{ср.г.} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{6,76}{3,6 \cdot 22,4} [1,072 \cdot 32,08 \cdot 838,5 - 1,040 \cdot 29,15 \cdot 342,9] = 26,8 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 32,08 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

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

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 26,8 / 79,8 \cdot 100\% = 33,6 \%$$

Теплота, яка відводиться від двигуна з маслом і витрачається на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M,Д}) - Q_B = (11,98 + 7,50) - 16,2 = 3,33 \text{ кВт}$$

$$Q_{MД} = \Delta T_{MД} \cdot Q_{П} = 0,0938 \cdot 79,8 = 7,50 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta T_{MД} = (P_{MД} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (120 / 630) \cdot 0,49 = 0,0938$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насосу системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 3,32}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,00031 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,5$ - 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.

Потужність, яка використовується на привід масляного насосу:

$$P_{M.Н.} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,00031 \cdot 400000}{0,65 \cdot 10^3} = 0,19 \text{ кВт}$$

де $P_0 = 0,40 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск масла в системі мащення;

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

Тоді $Q_{M2} = P_{MН} = 2,28 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти, що відводиться в масло, складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 3,32 + 0,19 = 3,51 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 3,51 / 79,8 \cdot 100\% = 4,4\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{Н.В.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M) = 79,8 - (30,1 + 16,3 + 26,8 + 3,51) = 3,2 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 3,2/79,8 \cdot 100\% = 4,0\%.$$

Всі отримані дані по розрахунку теплового балансу зведені в таблицю 2.4
Таблиця 2.4 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу двигуна	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, Q_e	30,1	37,8
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною від двигуна, Q_v	16,3	20,2
Теплота, яка відводиться випускними газами від двигуна, Q_{Γ}	26,8	33,6
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	3,51	4,4
Невраховані теплові втрати в навколишнє середовище, $Q_{H.B.}$	3,2	4,0
Загальна кількість теплоти, введеної в циліндри двигуна з паливом, Q_{Π}	79,8	100

2.5 Динамічний розрахунок дизеля 4Ч10,5/13 [1].

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

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

де p_c – 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

$$F_d = F_r + F_i, \text{ Н}$$

- 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

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

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 | $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ |
| 3. Ордината прийнята для $p_{\max}$ | $h_{\max} = 171 \text{ мм}$ |
| 4. Максимальний тиск згоряння | $p_{\max} = 6,85 \text{ МПа}$ |
| 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 | $\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 1500 / 30 = 157 \text{ рад/с.}$ |

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку 7 графічної частини магістерської роботи.

Таблиця 2.5 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 2.5													
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
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 поршковий 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 [1].

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

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 з'являється 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.

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 отримати жаростійку та міцну конструкцію при відносно невеликій масі. Стальні поршні застосовуються рідко.

3.2 Аналіз сучасних способів охолодження головки поршня двигунів внутрішнього згоряння

3.2.1. Значення температурного режиму головки поршня

Поршень є одним із найбільш тепловонавантажених елементів двигуна внутрішнього згоряння. Під час робочого циклу на його днище подіють:

- інтенсивне теплове випромінювання полум'я;
- конвективний теплообмін із продуктами згоряння;
- високі механічні навантаження від тиску газів.

Температура поверхні днища у сучасних двигунах сягає:

- 350–450 °C – у бензинових і газових двигунах;
- 450–600 °C – у швидкохідних дизелях;
- 600–700 °C – у форсованих та суднових багатоциліндрових дизелях [15].

Підвищення температури поршня понад граничні значення спричиняє:

- погіршення мастильних властивостей оливи, її коксування;
- термопластичну деформацію поршня та втрату геометричної стабільності;
- прискорене зношування поршневих кілець;
- детонаційне згоряння в бензинових і газових двигунах;
- підвищення термічних напружень та можливість термічних тріщин.

Забезпечення оптимального температурного режиму є ключовою вимогою для підвищення ресурсу, економічності та екологічних показників двигуна. Саме тому сучасний розвиток ДВЗ супроводжується вдосконаленням систем охолодження поршнів та їх головок.

3.2.2. Теплові процеси у поршні та механізми відведення теплоти

Після згоряння паливоповітряної суміші теплота передається до днища поршня такими механізмами:

1. Конвекція – основний шлях теплообміну між гарячими газами та поверхнею поршня.
2. Теплове випромінювання полум'я – особливо інтенсивне в дизелях.
3. Теплопровідність у матеріалі поршня – передача теплоти від головки до спідниці.
4. Передача теплоти через поршневі кільця та контакт поршень–втулка циліндру.

Видалення теплоти відбувається шляхом:

- теплопровідності у напрямку від днища до поршневих кілець;
- передачі теплоти через поршневі кільця в охолоджену циліндрову гільзу;
- відведення теплоти оливою від внутрішньої порожнини поршня;
- циркуляції рідинного теплоносія у спеціальних каналах.

Ефективність охолодження визначається конструкцією поршня, теплопровідністю матеріалу, інтенсивністю теплообміну та наявністю спеціальних систем.

3.2.3. Аналіз основних способів охолодження головки поршня [16].

У сучасному двигунобудуванні застосовується шість концептуальних способів охолодження поршня. Далі наведено їх розширений науково-технічний аналіз.

3.2.3.1. Природне тепловідведення через тіло поршня та поршневі кільця

Сутність методу

Тепло від днища поршня передається:

- через матеріал поршня (теплопровідність);
- через поршневі кільця;
- до втулки циліндру, охолодженої сорочкою охолодження.

Цей спосіб був домінуючим у ранніх двигунах і зберігається в мало навантажених агрегатах.

Переваги

- конструктивна простота;
- відсутність додаткових елементів;
- низька собівартість виготовлення.

Недоліки

- низька ефективність тепловідведення (відводить лише **15–25%** теплоти);
- перегрів головки поршня при підвищених тисках згоряння;
- нерівномірність температурного поля.

Сфера застосування

- бензинові атмосферні двигуни малої потужності;
- дизелі без наддуву;
- низько форсовані ДВЗ.

3.2.3.2. Охолодження поршня оливою розбризкуванням (масляні форсунки)

Принцип дії

У зоні нижньої частини блока циліндрів розміщуються масляні форсунки, які подають струмінь оливи до внутрішньої порожнини поршня. Олива утворює плівку і змиває теплоту, після чого повертається в картер.

Теплотехнічні особливості

Струмінь оливи інтенсифікує конвективний теплообмін на внутрішній поверхні поршня. Ефект підсилюється за рахунок часткового випаровування оливи, яке забирає додаткову теплоту.

Переваги

- зниження температури поршня на **40–80 °C**;
- підвищення ресурсу поршневих кілець;
- простота інтеграції в конструкцію двигуна.

Недоліки

- залежність ефективності від точної геометрії струменя;
- необхідність у більш продуктивному масляному насосі;
- часткове старіння оливи через високі температури.

3.2.3.3. Охолодження поршня оливою у кільцевій порожнині (галерейне охолодження)

Конструктивна сутність

Галерейний поршень містить спеціальну кільцеву порожнину в зоні найбільшого теплового навантаження. Через галерею постійно циркулює моторна олива.

Переваги

- висока інтенсивність тепловідведення;
- зниження температури головки поршня на **80–150 °C**;
- рівномірність температурного поля;
- можливість роботи при тисках згоряння 160–200 бар.

Недоліки

- значна складність лиття;
- збільшення маси на 10–15%;
- вимоги до чистоти оливи.

Застосування

- д изелі та газові двигуни потужністю 100–2000 кВт;
- турбодизелі вантажівок;
- когенераційні агрегати.

3.2.3.4. Охолодження за допомогою вставних або ступеневих охолоджувальних кришок

Суть методу

У головці поршня встановлюється сталева або композитна кришка/вставка з кращою теплопровідністю, яка відводить теплоту від зони камери згоряння.

Переваги

- значне зменшення локальних напружень;
- можливість роботи при температурах газів понад 2000 °C;
- підвищення ресурсу у 2–3 рази.

Недоліки

- висока вартість виготовлення;
- збільшення маси рухомих деталей;
- складність у компенсації різних коефіцієнтів теплового розширення.

3.2.3.5. Комбіноване охолодження (галерея + вставна кришка + масляні форсунки)

Особливості конструкції

Комбіноване охолодження є синергетичним вирішенням, яке поєднує:

- інтенсивне охолодження галереєю;
- локальне зміцнення сталеву кришкою;
- охолодження струменем оливи.

Наукові переваги

- найбільш рівномірний температурний профіль;
- мінімальні термічні деформації;
- можливість роботи при наддуві понад 3–4 бар.

3.2.3.6. Рідинне охолодження поршня через шток (для крейцкопфних двигунів) [12].

Принцип дії

Поршень має канали для циркуляції води або оливи, які подаються через поршневий шток. Після проходження внутрішніх каналів рідина повертається в систему охолодження.

Переваги

- найвища ефективність тепловідведення;
- зниження температури головки на 150–250 °С;
- мінімальні термічні напруження;
- можливість роботи при тисках згоряння 200–300 бар.

Недоліки

- складність ущільнення поршневого штока;
- висока вартість системи;
- ризик аварій при прориві рідини.

Застосування

- суднові дизелі типу Wärtsilä-Sulzer RTA/RT-flex, MAN-B&W;
- стаціонарні газові двигуни великої потужності.

3.2.4. Порівняльний аналіз ефективності способів охолодження поршнів

У таблиці 3.1 наведено порівняння основних способів охолодження за ключовими технічними критеріями.

Таблиця 3.1 Основні способи охолодження з ключовими технічними параметрами

Спосіб	Ефективність тепловідведення	Складність	Рівномірність температур	Застосування
Природне тепловідведення	низька	дуже низька	низька	малолітражні ДВЗ
Охолодження струменем оливи	середня	низька	середня	авто, трактори
Галерейне охолодження	висока	середня	висока	дизелі 100–2000 кВт
Охолоджувальна кришка	висока	висока	висока	форсовані двигуни
Комбіноване охолодження	дуже висока	висока	дуже висока	сучасні форсовані ДВЗ
Рідинне охолодження через шток	найвища	дуже висока	найвища	суднові двигуни

3.2.5. Термонапружений стан головки поршня та його вплив на ресурс

Температурні градієнти створюють значні термічні напруження в зоні днища поршня. Поршень при нагріванні деформується нерівномірно:

- верхня частина розширюється більше за спідницю;
- відбувається овальність та конусність поршня;
- виникають циклічні термомеханічні навантаження.

При надмірному нагріванні можливі такі дефекти:

- мікротріщини у наголовнику;
- відшарування вставок;
- руйнування канавок поршневих кілець;
- локальні прогари днища.

Системи охолодження мінімізують ці ризики, забезпечуючи температурну рівновагу.

3.2.6. Узагальнення та наукові висновки

1. Оптимальний температурний режим поршня є критичною умовою довговічності двигуна.
2. Природне охолодження вже не відповідає вимогам сучасних форсованих двигунів.
3. Найбільш ефективними методами є галерейне та комбіноване охолодження, які забезпечують зниження температури на 80–150 °С.
4. Для суднових та стаціонарних двигунів великої потужності незамінним є рідинне охолодження через шток, яке забезпечує максимальний тепловий відвід.
5. Вибір способу охолодження залежить від режиму роботи, тиску згоряння, типу палива та необхідного моторесурсу.
6. Подальший розвиток систем охолодження спрямований на створення легких, високотеплопровідних матеріалів, термостабільних вставок та оптимізованих канальних систем у поршні.

3.3 Опис конструкції поршня з покращеним охолодженням його головки

Для підвищення надійності роботи поршня (рис.3.1) запроєктованого двигуна розроблена його конструкція, що передбачає охолодження верхньої його частини (головки) за рахунок застосування металевого натрію, який має низьку температуру плавлення (97°C) та значну сховану питому теплоємність (4604 кДж/кг) при 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. Під час роботи двигуна натрій при контакті з нагрітою головкою розплавляється, поглинаючи велику кількість тепла та охолоджуючи головку. Контактуючи із стінками отворів в їх нижній частині, натрій конденсується, виділяючи та передаючи тепло в нижню частину поршня, яка добре охолоджується маслом.

У вигляді простої речовини натрій – легкий (щільність $0,97 \text{ г/см}^3$), м'який сріблясто - білий метал з порівняно невисокими температурами плавлення (98°C) та кипіння (883°C).

По хімічним властивостям це дуже активний метал. На повітрі швидко окислюється, утворюючи рихлі продукти окислення. При звичайній температурі самозапалюються в атмосфері фтору і хлору. При невеликому підігріванні енергійно взаємодіє з рідким бромом, сіркою, йодом, воднем та іншими речовинами.

Із багатьма металами натрій утворює інтерметалеві з'єднання. Наприклад, з оловом він дає ряд з'єднань: NaSn_6 , NaSn_4 , NaSn_3 , NaSn_2 , NaSn , Na_2Sn , Na_3Sn та інші. З деякими металами дає тверді розтвори. Евтектичний сплав 24% Na та 76% K представляє собою рідину (температура кристалізації $-12,6^{\circ}\text{C}$).

Натрій використовується в металотермії. Металевий натрій і його рідкий сплав з калієм використовується в органічному синтезі. Як відновник часто застосовується амальгама натрію. Натрій використовується також в якості теплоносія в ядерних енергетичних установках, в клапанах авіаційних двигунів, в хімічних виробництвах, де потрібен рівномірний обігрів в межах $450 - 650^{\circ}\text{C}$.

Натрій отримують електролізом розплавленого NaCl і рідше NaOH . При виробництві натрію із NaCl температуру плавлення електроліту (800°C) зменшують (до $575 - 585^\circ\text{C}$) добавкою KCl , CaCl_2 , NaF або інших солей. Натрій зберігають в запаяних судинах або під гасом.

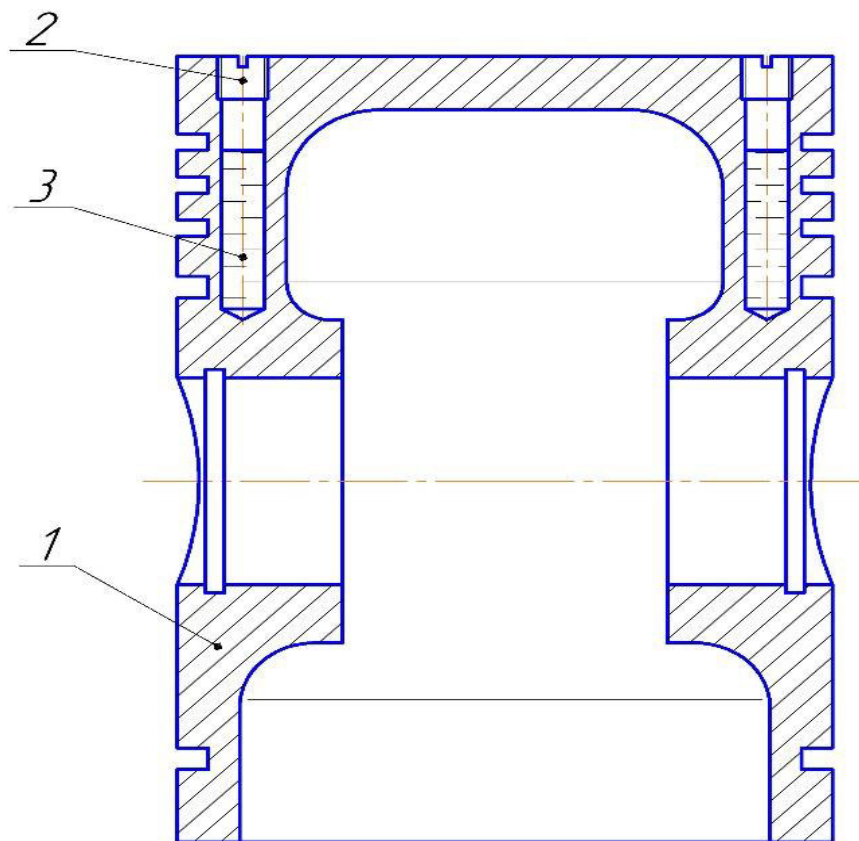


Рисунок 3.2 Поршень з охолодженням головки
1 – поршень; 2 – натрій металевий; 3 – пробка

3.4 Розрахунок на міцність поршня [7]

Необхідність у виконанні перевірочних розрахунків деталей запроєктованого дизеля виникла через те, що розроблена в бакалаврській роботі конструкція поршня ослаблена каналами для охолодження його головки.

3.4.1 Мета розрахунку

$$p_{\max} = 6,85 \text{ МПа.}$$

3.4.2 Розрахунок

(рис.3.3).

розрізі головки поршня розраховується по формулі

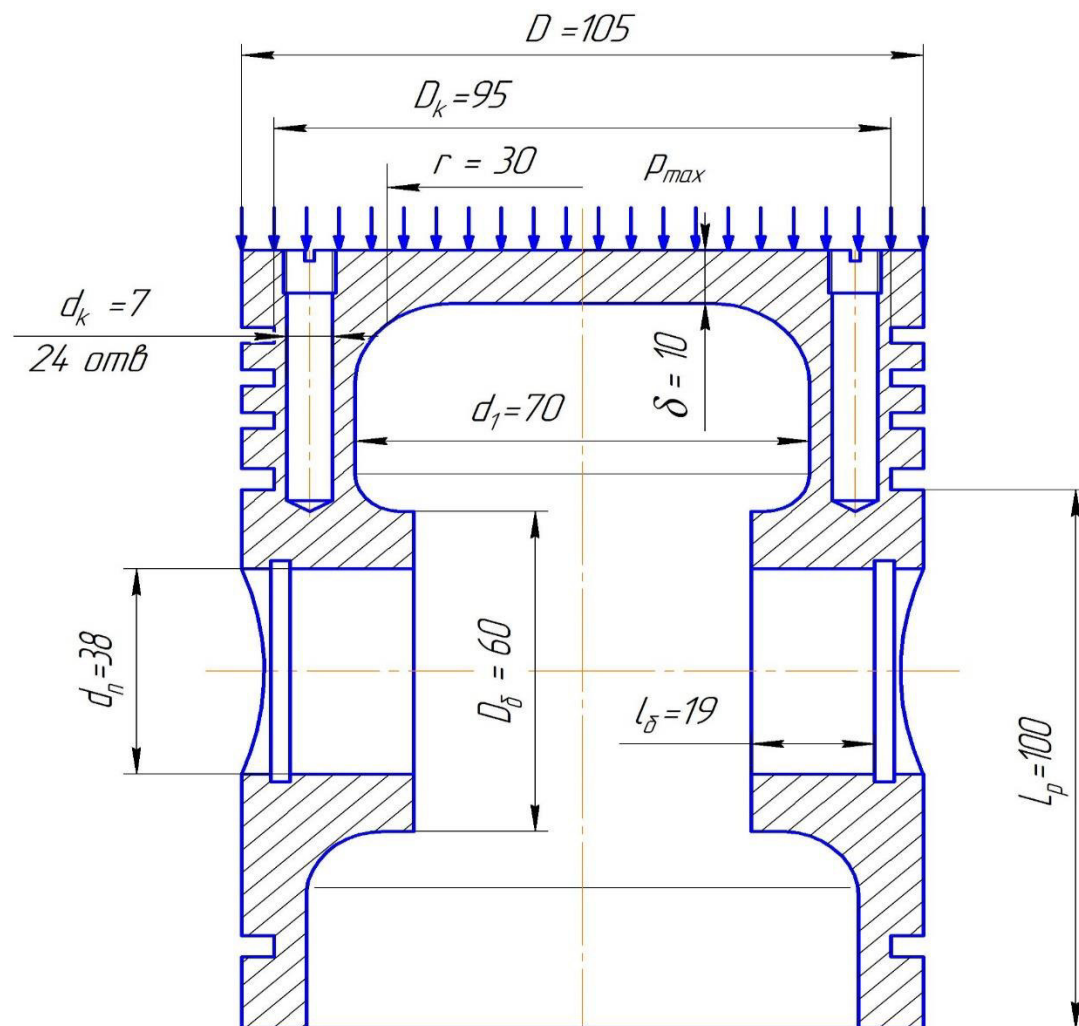


Рисунок 3.3 Розрахункова схема поршня

$$\sigma_{cn} = \frac{F_{\max}}{A_{\min}}, \text{ МПа, де} \quad F_{\max} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p_{\max}}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,105^2 \cdot 6,85 \cdot 10^6}{4} = 59198 \text{ Н-}$$

максимальна сила тиску газів, що діє на днище поршня.

$D = 0,105 \text{ м}$ – діаметр поршня;

$$A_{\min} = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} - n \cdot \frac{\pi d_k^2}{4} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 0,095^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,070^2}{4} - 24 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,007^2}{4} = 0,00232 \text{ м}^2 - \text{ площа розрізу головки}$$

поршня по канавці компресійного кільця.

де $D_k = 0,095 \text{ м}$ - внутрішній діаметр канавки під компресійне кільце;

$d_1 = 0,07 \text{ м}$ – внутрішній діаметр головки поршня;

$d_k = 0,007 \text{ м}$ – діаметр отвору каналу охолодження;

$n = 24$ – кількість каналів охолодження в головці поршня.

Напруга стиску в перерізі головки поршня по канавці компресійного кільця

$$\sigma_{cn} = \frac{F_{\max}}{A_{\min}} = \frac{59198}{0,00232} = 25516380 \text{ Н / м}^2 = 25,5 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги для поршнів, виготовлених із чавуну

$$[\sigma_{cn}] \leq 50 \text{ МПа} \quad [2] \text{ стор.237}$$

- Знаходження питомого тиску поршня на втулку робочого циліндру .

Довжину юбки поршня перевіряємо по найбільшому питомому тиску її на стінку втулки циліндру

$$\kappa = \frac{F_{N\max}}{D \cdot L_p} = \frac{2,75 \cdot 10^3}{0,105 \cdot 0,10} = 0,26 \text{ МПа}$$

де $N_{\max} = 2,75 \text{ кН}$ - найбільший нормальний тиск поршня на втулку циліндра, знайдений в динамічному розрахунку .

$L_p = 0,10 \text{ м}$ – робоча висота юбки поршня;

Для поршнів, виготовлених із чавуну

$$[k] = 0,6 \text{ МПа} \quad [7] \text{ стор.237}$$

Питомий тиск в бобищі поршня.

Поверхню опорних гнізд пальця поршня перевіряємо на найбільший питомий тиск

$$k_{\max} = \frac{F_{\max}}{d_n \cdot l_o \cdot 2} = \frac{59198}{2 \cdot 0,0385 \cdot 0,019} = 40,9 \text{ МПа}$$

де $d_n = 0,0385 \text{ м}$ – діаметр поршневого пальця;

$l_o = 0,019 \text{ м}$ – робоча довжина гнізда під палець в бобищі поршня;

Для поршнів із чавуну допускається

$$[k] = 50 \text{ МПа} \quad [7] \text{ стор.237}$$

- Перевірка бобишок поршня на зріз.

Перевірка бобишок поршня на зріз проводиться по формулі

$$\tau_{зр} = \frac{F_{\max}}{A_{зр}} = \frac{59198}{0,0021} = 28237143 = 28,2 \text{ МПа}$$

$$\text{де} \quad A_{зр} = \frac{2\pi \cdot (D_o^2 - d_n^2)}{4} = \frac{2 \cdot 3,14 (0,06^2 - 0,0385^2)}{4} = 0,0021 \text{ м}^2 -$$

площа зрізу бобишок.

Тут $D_o = 0,06 \text{ м}$ – зовнішній діаметр бобишки;

$d_n = 0,0385 \text{ м}$ – внутрішній діаметр бобишки;

Допустимі напруги зрізу для чавуну

$$[\tau_{зр}] = 45 \text{ МПа} \quad [6] \text{ стор.64}$$

- Розрахунок днища поршня .

Розрахунок днища поршня у зв'язку зі складністю конфігурації останнього, важливістю встановлення характеру навантаження і величини пружності защемлення контуру днища, носить умовний характер .

Днище поршня розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру і навантажена рівномірно розподіленою навантажкою.

Найбільші нормальні напруги по контуру закріплення :

- в радіальному напрямку

$$\sigma_x = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_z}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0,03^2 \cdot 6,85 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,01^2} = 46,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_y = \frac{3 \cdot \mu \cdot r^2 \cdot p_z}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 0,3 \cdot 0,03^2 \cdot 6,85 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,01^2} = 13,9 \text{ МПа},$$

де $\xi = 1$ - коефіцієнт, що враховує пружність защемлення;

- $\delta = 0,01 \text{ м}$ – товщина днища;
- $r = 0,03 \text{ м}$ – радіус защемлення;
- $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона для чавуну

Напруги в центрі днища менше, ніж по контуру

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p_z = \frac{3}{8} \cdot (1 + 0,3) \cdot \frac{0,03^2}{0,01^2} \cdot 6,85 \cdot 10^6 = 30,5 \text{ МПа}$$

Термічні напруження в днищі охолоджуваного поршня виникають від перепаду температур по товщині днища.

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

Питоме теплове навантаження днища можна знайти по кількості теплоти, що відводиться в охолоджуючу рідину.

$$q = \frac{a \cdot P_{ey} \cdot q_e \cdot Q_n}{A_n \cdot 3600} = \frac{0,04 \cdot 7,5 \cdot 0,229 \cdot 42500}{0,00865 \cdot 3600} = 94,6 \text{ кВт/м}^2$$

де $a = 0,04$ – доля загальної кількості теплоти, відведеної через головку поршня
стор.239

$$P_{ey} = P_e / i = 30 / 4 = 7,5 \text{ кВт} \quad \text{-циліндрова потужність двигуна;}$$

$$q_e = 0,229 \text{ кГ / кВт} \cdot \text{год} \quad \text{- питома ефективна витрата палива;}$$

$$Q_n = 42500 \text{ кДж/кГ} \quad \text{- нижча теплота згоряння палива;}$$

$$A_n = 0,00865 \text{ м}^2 \quad \text{- площа поверхні днища поршня;}$$

Різницю температур між оберненою до камери згоряння поверхнею днища і поверхнею, що охолоджується маслом може бути знайдена із рівняння для передачі тепла через плоску стінку.

$$\Delta t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda} = \frac{94,6 \cdot 10^3 \cdot 0,01}{52,4} = 18,1^\circ \text{C}$$

де $\lambda = 52,4$ Ват/м·град - коефіцієнт теплопровідності для чавуну.

При жорсткому заземленні днища по контуру радіальні σ_r і тангенціальні σ_t напруги від осьового перепаду температур Δt на периферії і в центрі днища знаходяться по формулі

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \Delta t = \frac{1,1 \cdot 10^{-5} \cdot 1,2 \cdot 10^5}{2 \cdot (1 - 0,3)} \cdot 18,1 = 17,1 \text{ МПа}$$

де $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності для чавуну;

$\alpha = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{C}^{-1}$ - коефіцієнт лінійного розширення для чавуну;

Сумарні механічні і термічні напруги на периферії днища поршня

$$\sigma_\Sigma = \sigma_x + \sigma_T = 30,5 + 17,1 = 47,6 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги для днищ поршнів із чавуну

$$[\sigma] = 80 \dots 120 \text{ МПа} \quad [7] \text{ стор.239}$$

Висновки

Із приведеного розрахунку випливає, що поршень дизеля 4Ч10,5/13 є працездатним при максимальному тиску згоряння $p_{\max} = 6,85 \text{ МПа}$.

При цьому в розрізах поршня діють такі напруги:

1. Напруга стиску в розрізі по канавці компресійного кільця

$$\sigma_{\text{ст}} = 25,5 \text{ МПа} \quad \text{при} \quad [\sigma_{\text{ст}}] = 50 \text{ МПа.}$$

2. Сумарні напруги в днищі поршня

$$\sigma = 47,6 \text{ МПа} \quad \text{при} \quad [\sigma_{\text{ст}}] = 80 \dots 120 \text{ МПа.}$$

3. Напруга зрізу в бобишках поршня

$$\tau_{\text{зр}} = 24,4 \text{ МПа} \quad \text{при} \quad [\tau_{\text{зр}}] = 45 \text{ МПа.}$$

4. Питомий тиск поршня на стінку циліндру

$$k = 0,26 \text{ МПа} \quad \text{при} \quad [k] = 0,6 \text{ МПа.}$$

5. Питомий тиск на поверхні опорних гнізд бобишків поршня

$$k_{\max} = 40,9 \text{ МПа} \quad \text{при} \quad [k_{\max}] = 50 \text{ МПа.}$$

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці при обслуговуванні дизельного двигуна

Обслуговування та ремонт дизельних двигунів є складним технологічним процесом, пов'язаним із підвищеною небезпекою для персоналу. Джерелами небезпек виступають рухомі механізми, висока температура деталей, наявність горючих матеріалів, токсичні речовини, підвищений рівень шуму та вібрацій, використання вантажопідіймального обладнання та електричних систем. Завданням охорони праці при обслуговуванні дизельних двигунів є запобігання травматизму, професійним захворюванням, аваріям та пожежам шляхом дотримання вимог безпеки, організації робочих місць, застосування засобів індивідуального захисту та правильного виконання робіт.

Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів [8]

1.1. Механічні небезпеки

Механічні ушкодження можливі під час контакту працівника з рухомими частинами двигуна, трансмісії та допоміжного обладнання. До основних небезпек належать:

- обертання колінчастого валу, маховика, шківів, ремінних передач, вентилятора;
- можливість затягування одягу або рук між ременем та шківом;
- падіння важких вузлів (головки блока, поршневої групи, турбокомпресора) під час їх монтажу;
- защемлення пальців та кінцівок при встановленні або демонтажі агрегатів;
- різані рани від гострих крайок деталей чи інструменту;
- ризик вибивання пробок або кришок системи під тиском (мастильна, охолоджувальна системи).

Особливо небезпечними є роботи під час регулювання клапанного механізму, натягу ременів, перевірки компресії та обертання колінчастого валу вручну.

1.2. Термічні фактори

Дизельний двигун має значну кількість поверхонь, нагрітих до температури 150–600°C. До найбільш небезпечних ділянок належать:

- головка блока та зона випускних клапанів;
- колектор випускних газів;
- турбокомпресор (корпус турбіни, патрубки);
- водяна сорочка та радіатор;
- мастильні канали та трубопроводи.

Опіки можливі при дотику до гарячих деталей, а також при відкритті пробки радіатора або розширювального бачка на працюючому чи щойно зупиненому двигуні — через викид гарячої рідини і пари, що знаходяться під тиском.

1.3. Хімічні небезпеки

Під час роботи персонал може контактувати з шкідливими речовинами, серед яких:

- відпрацьовані гази (оксиди азоту, оксиди вуглецю, вуглеводні, сажа);
- пари дизельного палива;
- моторні оливи, антифриз (етиленгліколь), гальмівні рідини;
- миючі розчинники для очищення деталей.

Тривалий вплив цих речовин може викликати подразнення слизових, головний біль, алергічні реакції та хронічні захворювання органів дихання. Підвищена небезпека виникає у закритих приміщеннях із недостатньою вентиляцією.

1.4. Шум та вібрації

Рівень шуму під час роботи дизельного двигуна потужністю від 30 кВт може досягати 90–110 дБ, що перевищує допустимі санітарні норми. Тривале перебування в такому середовищі призводить до погіршення слуху, нервово-емоційного виснаження та зниження концентрації.

Вібраційний вплив від роботи двигуна може передаватися на корпус устаткування, підлогу, інструменти та органи управління, що сприяє виникненню захворювань опорно-рухового апарату, судин і нервів.

1.5. Електробезпека

Електричні небезпеки виникають під час роботи з:

- стартерною системою (високі струми до кількох сотень ампер);
- генератором;
- акумуляторними батареями;
- системами живлення та керування електронними блоками.

Неправильне використання інструменту, замикання клем або падіння металевих предметів на акумулятор можуть викликати іскріння, коротке замикання або навіть вибух батареї.

1.6. Пожежо- та вибухонебезпечність

Дизельне паливо, моторні оливи, мастила, ганчір'я насичені паливом — усе це потенційні джерела загоряння. Пожежа може виникнути у випадку:

- витоку палива на гарячі поверхні;
- іскріння електропроводки;
- попадання мастила на елементи вихлопної системи;
- неправильного використання нагрівальних приладів при передпусковому підігріві.

2. Організація безпечного робочого місця

2.1. Загальні вимоги до приміщення

Приміщення для обслуговування двигуна повинне відповідати вимогам пожежної безпеки та охорони праці:

- достатнє природне і штучне освітлення (не менше 300 лк в зоні робіт);
- наявність загально обмінної й місцевої витяжної вентиляції;
- температура повітря у межах 18–22°C;
- підлога — рівна, неслизька, стійка до мастил і палива;
- евакуаційні шляхи мають бути вільними.

На видимих місцях повинні бути розміщені інструкції з охорони праці, план евакуації, номери аварійних служб.

2.2. Обладнання робочої зони

Робоче місце повинно бути оснащено:

- справним інструментом;
- тумбами та стелажми для відбору та складання деталей;
- діелектричними килимками;
- ємностями для зливу мастил та палива;
- верстаком із тисками;

засобами пожежогасіння (не менше одного порошкового або вуглекислотного вогнегасника).

Особливу увагу приділяють стану інструменту — ручний інструмент не повинен мати тріщин, задирок, пошкоджених ручок.

2.3. Вантажопідіймальне обладнання

При демонтажі важких складальних одиниць та агрегатів застосовуються:

- пересувні крани,
- тельфери,
- гідравлічні домкрати,
- підставки під двигун і підйомні балки.

Використання саморобних або пошкоджених підйомних засобів категорично заборонено.

3. Правила безпечного виконання робіт при обслуговуванні двигуна

3.1. Підготовка до обслуговування

Перед початком робіт необхідно:

1. переконатися у повній зупинці двигуна та відсутності можливості його запуску сторонніми особами;
2. вимкнути акумуляторну батарею, якщо це не завадить діагностиці;
3. переконатися у відсутності витоків палива, мастила, охолоджувальної рідини;

4. видалити сторонні предмети із зони двигуна;
5. одягнути необхідні засоби індивідуального захисту.

3.2. Виконання регламентних робіт

Під час обслуговування двигуна забороняється:

- працювати у вільному або порваному одязі;
- тримати руки поблизу обертових механізмів;
- використовувати несправний інструмент;
- залишати ключі та інші предмети на головці блока або колекторі.

Окремі операції потребують підвищеної уваги:

Заміна мастила та фільтрів

- Мастило зливають тільки на холодному або злегка теплом двигуні.
- Ємність для мастила повинна бути стійкою та герметичною.
- При відкручуванні фільтра можливе розбризкування гарячої оливи — потрібні рукавиці.

Обслуговування системи охолодження

- Не можна відкривати кришку радіатора на гарячому двигуні.
- При промиванні системи використовуються хімічні реагенти, що потребують захисту шкіри та очей.

Регулювання теплових зазорів клапанів

- Роботу виконують на зупиненому та холодному двигуні.
- Колінчастий вал обертати тільки спеціальним пристосуванням.

Паливна апаратура

- Паливо токсичне та горюче, тому не допускаються іскри та відкритий вогонь.
- При перевірці форсунок забороняється направляти струмінь палива на тіло — можливе проникнення під шкіру під високим тиском.

3.3. Безпека під час електротехнічних робіт

- Перед демонтажем стартера або генератора необхідно зняти клему «-» з акумулятора.
- Використовуються тільки діелектричні інструменти.
- Заборонено замикати клема металевими предметами.

- Акумулятори зберігати окремо та захищати від перегріву.

3.4. Вимоги після завершення робіт

Після закінчення технічного обслуговування необхідно:

- перевірити затягування фланцевих з'єднань трубопроводів;
 - переконатися у відсутності інструменту та предметів у зоні роботи двигуна;
 - оглянути з'єднання трубопроводів, головок циліндрів на відсутність витоків рідини;
 - провести пробний запуск двигуна на низьких обертах;
 - зробити запис у журналі технічного стану про виконані роботи.
-

4. Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

Персонал повинен використовувати такі ЗІЗ:

- костюм з бавовняної або змішаної тканини, стійкої до забруднення оливами;
- захисні рукавиці: маслобензостійкі, термостійкі, діелектричні (за потребою);
- взуття з металевим носком, неслизькою підошвою;
- захисні окуляри або щиток;
- каску при роботі з вантажопідіймальним обладнанням;
- навушники або беруші при роботі в зоні шуму;
- респіратор при роботі з парами палива чи розчинниками.

5. Пожежна безпека

5.1. Джерела пожежної небезпеки

- витoki дизельного палива;
- попадання мастила на гарячі поверхні;
- короткі замикання;
- зберігання просоченого ганчір'я у відкритому вигляді;
- наявність відкритого вогню або іскріння.

5.2. Запобіжні заходи

- Забороняється палити в ремонтній зоні.

- Використовувати тільки іскро безпечний інструмент поблизу паливної системи.
- Регулярно перевіряти стан паливних шлангів.
- Вогнегасники повинні бути справними та легкодоступними.

6. Екологічна та санітарна безпека

При обслуговуванні дизельних двигунів утворюється значна кількість відходів: мастил, палив, фільтрів, ганчір'я, антифризу, які мають бути утилізовані відповідно до екологічних норм.

Відпрацьовані масла збирають у герметичні металеві ємності та передають на переробку.

Антифриз не можна зливати в каналізацію — він токсичний і містить етиленгліколь.

Фільтри та ганчір'я зберігають у закритих металевих контейнерах.

7. Навчання та медичні огляди персоналу

Працівники, які виконують обслуговування дизельних двигунів, повинні:

- пройти вступний та первинний інструктаж;
- мати підтверджену кваліфікацію;
- проходити повторний інструктаж не рідше 1 разу на 6 місяців;
- проходити медичні огляди згідно з чинними нормативами.

Висновки

Охорона праці при обслуговуванні дизельних двигунів є комплексною системою, що включає аналіз небезпек, правильну організацію робочого місця, застосування ЗІЗ, дотримання технологічних регламентів і вимог пожежної безпеки. Тільки суворе дотримання цих заходів забезпечує безпечну, ефективну та довговічну експлуатацію дизельного двигуна, а також зберігає здоров'я та життя працівників.

4.2 Захист навколишнього середовища при роботі поршневого двигуна внутрішнього згоряння

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) є основним джерелом механічної енергії у транспорті, промисловості та енергетиці. Проте їх робота супроводжується низкою негативних екологічних наслідків: викидами шкідливих речовин із відпрацьованих газів, тепловими викидами, шумом, вібрацією, утворенням відходів мастил і палива. У зв'язку з жорсткішими міжнародними екологічними стандартами (Euro, EPA, IMO) зменшення негативного впливу поршневих ДВЗ на довкілля стало одним із ключових напрямів технічного прогресу.

4.2.1 Джерела негативного впливу поршневих ДВЗ на довкілля [9]

Хімічні викиди

Утворення шкідливих речовин пов'язане з неповним згорянням палива та високими температурами у камері згоряння. Основні компоненти:

- CO (чадний газ) — результат неповного згоряння палива.
- NOx (оксиди азоту) — утворюються при високих температурах через реакцію азоту повітря з киснем.
- Вуглеводні — продукти неповного згоряння або прориву газів через кільця.
- Тверді частинки — особливо у дизельних двигунах.
- SOx (оксиди сірки) — залежать від вмісту сірки в паливі.

Парникові гази

- CO₂ — основний побічний продукт повного згоряння вуглеводневого палива.
- N₂O — може утворюватися в системах нейтралізації NOx.

Фізичні впливи

- Шум та вібрація від роботи двигуна й газодинамічних процесів.
- Теплове забруднення — значна частина енергії втрачається з системою охолодження та ОГ.

Технологічні відходи

- відпрацьовані моторні оливи;
- паливні залишки;
- забруднені фільтри (повітряні, паливні, оливні);
- зношені деталі та каталізатори.

4.2.2 Технічні заходи зменшення викидів шкідливих речовин

Удосконалення процесу згоряння

- Оптимізація геометрії камери згоряння (рикошетні канавки, об'єм чаші поршня).
- Застосування турбонаддуву та охолодження надувного повітря, що забезпечує кращу паливну економічність.
- Безпосереднє уприскування палива з високим тиском (Common Rail до 2500–3000 бар).
- Система, що регулює фази газорозподілу.

Системи нейтралізації відпрацьованих газів

Каталітичні нейтралізатори

- Трьохкомпонентний каталізатор — для бензинових ДВЗ зі стехіометричним сумішоутворенням.
- Окислювальний каталізатор — зменшує СО та НС у дизелях.

Системи зниження NO_x

- Рециркуляція відпрацьованих газів — знижує температуру згоряння й NO_x.
- Селективна каталітична нейтралізація з використанням сечовини.

Фільтрування твердих частинок

- Сажовий фільтр — захоплює мікронні частинки РМ.
- Фільтри з попереднім каталітичним покриттям.

Теплотехнологічні методи

- Зниження температури пікових зон згоряння, оптимізуючи впорскування та наддув.

- Поліпшення охолодження поршня, що зменшує утворення NO_x та кількість продуктів неповного згоряння.

4.2.3 Використання альтернативних та екологічно чистих палив

- Природний газ — на 20–25% менше CO_2 .
- Біометан — відновлювальне паливо.
- Пропан-бутан (LPG) — менше HC і NO_x порівняно з бензином.
- Біодизель — знижує токсичність та вуглецевий слід.
- Додавання водню у дизельні двигуни (dual-fuel).
- Синтетичні палива з нульовим вуглецевим балансом.

4.2.4 Заходи технічного обслуговування для зменшення негативного екологічного впливу

Правильне технічне обслуговування

- своєчасна заміна повітряного та паливного фільтрів;
- перевірка системи запалювання;
- контроль форсунок та тиску упорскування;
- діагностика каталізатора.

Зменшення прориву газів у картер

- використання справних поршневих кілець;
- контроль вентиляції картера.

Ефективна система змащення

- якісні моторні оливи низької зольності;
- зменшення викидів сірчистих та фосфорних сполук.

4.2.4 Нормативні вимоги та міжнародні стандарти

- Європейські стандарти викидів Euro 3–6d.
- Американський стандарт EPA Tier 2–4.
- IMO Tier I–III — для суднових дизелів.
- ISO 8178 — стандартизовані цикли вимірювання.
- Вимоги щодо ГДВ (гранично допустимих викидів) у промислових ДВЗ.

4.2.5 Організаційні та інженерні заходи на підприємствах

- регулярний екологічний контроль викидів;
- використання локальних систем вентиляції в ремонтних цехах;
- правильно організований збір та утилізація відпрацьованих олив;
- зменшення шуму за допомогою кожухів, глушників, амортизаторів;
- модернізація старих двигунів та заміна зношених машин.

4.2.6 Перспективи екологізації поршневих ДВЗ

- широке впровадження гібридних силових установок;
- застосування водневих двигунів (надзвичайно низькі NO_x);
- розвиток електротурбін та систем рекуперації енергії;
- перехід до цифрового керування згорянням (цифрові форсунки,);
- повна цифровізація та моделювання процесу згоряння.

Висновки

Захист навколишнього середовища під час роботи поршневих ДВЗ включає комплекс технічних, організаційних та конструктивних заходів. Удосконалення процесів згоряння, застосування систем нейтралізації відпрацьованих газів, використання альтернативних палив та забезпечення належного технічного стану двигунів дає змогу суттєво зменшити викиди токсичних речовин, підвищити паливну економічність та забезпечити відповідність сучасним екологічним стандартам.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна магістерська робота на тему "Підвищення надійності роботи 4-тактного дизельного двигуна потужністю 30 кВт за рахунок охолодження поршня. 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 7 листів формату А1.

Дизельний двигун 4Ч10,5/13 потужністю 30 кВт при частоті обертання колінчастого валу 2000 хв^{-1} використовується для приводу відцентрового водяного насоса та електрогенератора і встановлюється в місцях постійного споживання електроенергії та застосування води у великих об'ємах для гасіння пожежі. Конструкція дизель-насос-генератора показана на кресленні Додатку 1, а детальна конструкція дизельного двигуна 4Ч10,5/13 показана в Додатку 2 і Додатку 3 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 індикаторна діаграми робочого циклу. Діаграми сил, що діють на деталі КШМ побудовані по результатам динамічного розрахунку двигуна на листі Додатку 7.

Важливу увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці конструкції поршня, виготовленого із сірого чавуну та охолодженням головки за рахунок застосування натрію, який розміщений в осьових отворах головки поршня. В пояснювальній записці приведений детальний опис поршня та виконаний розрахунок його на міцність. Складальні креслення шатунно-поршневої групи та поршня показано в Додатках 4,5 а робоче креслення плршня в Додатку 6 графічної частини роботи.

Дизельний двигун 4Ч10,5/13 є джерелом шуму і вібрації, а тому значну увагу в кваліфікаційній роботі приділено розробці організаційно-технічних заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище.

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

1. Суднові двигуни внутрішнього згорання: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
2. 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.
3. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
4. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
5. Погорєлов А. І. Двигуни внутрішнього згорання: навч. посібник. — Київ: Ліра-К, 2018. — 412 с.
6. Канило П. М., Кудрявцев Л. М. Теорія поршневих двигунів. — Київ: Наукова думка, 2006. — 368 с.
7. Соколик Ю.І., Глазунов В.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Підручник. – Харків: НТУ «ХП», 2016. – 496 с.
8. Маляренко А.М., Шевченко С.І. Екологізація транспортних двигунів. – Київ: Кондор, 2013. – 340 с.
9. Кузнецов Л.В., Марченко В.М. Токсичність та нейтралізація відпрацьованих газів ДВЗ. – Київ: Арістей, 2011. – 292 с.
10. Дизелестроительный завод им. С.М. Кирова. Дизели 410,5/13 и 610,5/13. Описание и инструкции по эксплуатации. Машгиз. Москва 1962 Киев.
11. Wärtsilä Corporation. RT-flex and RTA Series Low-Speed Engines: Technical Reference Manual. — Helsinki: Wärtsilä, 2015. — 350 p.
12. MAN Diesel & Turbo. Two-Stroke Engines: Operator's Guide. — Copenhagen: MAN Energy Solutions, 2017. — 412 p.
13. Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice. Vol. 2: Combustion, Fuels, Materials, Design. — Cambridge: MIT Press, 1994. — 856 p.

- 14.SAE International. Piston and Ring Thermal Management in High-Output Diesel Engines. — SAE Paper 2013-01-1284, 2013. — 14 p.
- 15.Caterpillar Inc. Piston and Connecting Rod Assemblies: Service Manual. — Peoria, IL: CAT Publications, 2014. — 220 p.
- 16.Cummins Engine Company. High-Performance Diesel Pistons: Cooling Concepts and Material Solutions. — Technical Bulletin No. 4928746, 2019. — 36 p.

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.