

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення надійності поршневої групи стаціонарного дизельного двигуна потужністю 250кВт за рахунок оптимізації конструкції поршневих кілець
Прототип – 6ЧН 18/22

Виконав: студент групи 44-ЕМ-21

_____ **Пономаренко Д.А.**
(підпис)

Керівник роботи:

к.т.н., професор _____
(посада, науковий ступень, вчене звання)

_____ **Ткач М.Р.**
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2023 р.

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

Студенту Пономаренко Дмитру Андрійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності поршневої групи стаціонарного дизельного двигуна потужністю 250 кВт. за рахунок оптимізації конструкції поршневих кілець. Прототип – 6ЧН 18/22»

Керівник роботи - Ткач М. Р.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.02.23 за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 05.06.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН18/22, номінальною потужністю 230 кВт.

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

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ЧН 18/22.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції комплексу поршневих кілець

Розділ 4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ЧН18/22 (СК). 2. Поршень (СК), 3. Компресійне поршневе кільце (РК), 4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «06» березня 2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис та конструкції базового двигуна	17.03.2023	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	24.03.2023	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	31.03.2023	
4.	Проектування поршневих кілець	07.04.2023	
5.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	14.04.2023	
6.	Розробка креслення двигуна	28.04.2023	
7.	Розробка складального креслення поршня	12.05.2023	
9.	Розробка креслення поршневого кільця	19.05.2023	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	26.05.2023	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	05.06.2023	

Студент _____ Пономаренко Д.А.
(підпис)

Керівник роботи _____ Ткач М.Р.
(підпис)

АНОТАЦІЯ

сторінок 62, рисунків 9, таблиць 8, бібліографія 16

В кваліфікаційній бакалаврській роботі «Підвищення надійності поршневої групи стаціонарного дизельного двигуна потужністю 250 кВт. за рахунок оптимізації конструкції поршневих кілець. Прототип – 6ЧН 18/22» приведений опис конструкції двигуна - прототипу 6ЧН18/22, виконані розрахунки робочого процесу, теплового балансу та динаміки двигуна, приведені обґрунтування конструкції поршневих кілець покращеної конструкції. Також виконані необхідні розрахунки на міцність деталей проектного двигуна. На завершення в кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці та навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

В графічній частині роботи виконані складальні креслення двигуна, поршня, робоче креслення компресійного кільця, побудовано індикаторну діаграму та діаграми сил, що діють в КШМ.

Ключові слова: *Дизельний двигун, індикаторна діаграма, діаграми сил, поршень, поршневі кільця.*

ANNOTATION

pages 62, figures 9, tables 8, bibliography 16

In the qualifying bachelor's thesis "Increasing the reliability of the piston group of a stationary diesel engine with a capacity of 250 kW. due to the optimization of the design of the piston rings. Prototype - 6XH 18/22" a description of the design of the engine - prototype 6XH18/22, calculations of the working process, thermal balance and dynamics of the engine are performed, the justification of the design of the piston rings of the improved design is given. However, the necessary calculations on the strength of the details of the designed engine have not been performed. At the end of the qualification work, labor and environmental protection measures were developed, and general conclusions were drawn on the work performed.

In the graphic part of the work, assembly drawings of the engine, piston, working drawing of the compression ring were made, an indicator diagram and diagrams of forces acting in the KShM were constructed.

Keywords: *Diesel engine, indicator diagram, force diagrams, piston, piston rings.*

ЗМІСТ

ВСТУП	стор. 5
РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ БАЗОВОГО ДВИГУНА 6ЧН18/22	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА	
2.1 Вибір вихідних параметрів для розрахунку робочого циклу.....	10
2.2 Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна.....	12
2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми.....	19
2.4 Розрахунок теплового балансу.....	23
2.5 Динамічний розрахунок двигуна.....	28
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ КОМПЛЕКТА ПОРШНЕВИХ КІЛЕЦЬ	
3.1 Призначення, умови роботи компресійних та маслоз'ємних кілець	32
3.2 Вимоги до конструкції поршневих кілець.....	36
3.3 Огляд та аналіз конструкцій компресійних кілець.....	38
3.4 Пропозиції по вдосконаленню конструкції поршневих кілець.....	42
3.5 Розрахунок на міцність поршневого кільця.....	45
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	47
4.2 Захист навколишнього середовища.....	50
ВИСНОВКИ	55
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	57

					ПІННІ НУК 142.44.22.11 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Пономаренко				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Ткач					н	3	62
Н. контр	Ткач							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-21		

ДОДАТКИ

Додаток А Дизель 6ЧН18/22 (Поперечний переріз), А1.....	59
Додаток Б Поршень СК, А1.....	60
Додаток В Кільце поршневе компресійне,РК, А1.....	61
Додаток Г Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, А1.....	62

					ПННІ НУК 142.44.23.11 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 заключається в інженерній розробці його конструкції. Науково – технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних його показників:

1. Надійність роботи, тобто здатність працювати при різних режимах (швидкісних та навантажувальних) стійко, без перебоїв та вимушених зупинок.
2. Простота конструкції. Мінімальна кількість вузлів та агрегатів.
3. Найменші габаритні розміри та маса двигуна та його допоміжних пристосувань
4. Економічна витрата палива та мастила.
5. Зручність та безпека обслуговування під час роботи.
6. Надійний запуск.
7. Можливо повне 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 автоматично діє на органи подачі паливних насосів та підтримує встановлені частоту обертання та навантаження двигуна.
10. Можлива рівномірність ходу, що забезпечує задану ступінь рівномірності обертання валу.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						5
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

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

13. Доступність для спостереження та огляду відповідальних вузлів двигуна.

Визначальним при проектуванні двигуна внутрішнього згоряння є правильний вибір комплекту поршневих компресійних та маслоземних кілець, конструкція яких визначає ресурс двигуна до першої переборки при якій виконується демонтаж шатуно-поршневої групи та ревізія стану деталей циліндро-поршневої групи. При виконанні вказаних робіт за результатами ревізії комплект поршневих кілець може бути замінений. Також конструкція поршневих кілець в значній мірі впливає на паливну економічність та витрату мастила в двигуні. Тому правильний вибір конструкції поршневих кілець є актуальним при проектуванні поршневих двигунів.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН18/22.

Дизелі ряду 6ЧН 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, одноряд- ні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні та випускаються декількох модифікацій. Залежно від призначення дизелі мають деякі конструктивні відмінності: дизелі без наддуву – 6Ч 18/22, з наддувом - 6ЧН 18/22 для привода генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт.

Фундаментна рама дизеля лита, із чавуну, коробчастої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними постелями для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім; останній підшипник розширений для прийняття додаткового навантаження від ваги маховика.

Нижня частина рами є збірником і резервуаром масла. У нижній частині передньої торцевої стінки рами розташована пробка для зливу масла, а на передній стінці, крім того, є два люки із фланцем для підключення усмоктувального трубопроводу резервного масляного насоса й для підключення нагнітального трубопроводу резервного масляного насоса.

На бічних стінках фундаментної рами є два отвори, заглушені фланцями, для відкачки масла з дизеля. У середині середньої нижньої частини рами на бобишках кріпиться масляний фільтр, якому можна виймати для чищення через оглядовий люк.

На зовнішніх бічних поверхнях уздовж рами є опорні лабети для кріплення дизеля до фундаменту й різьбові отвори під віджимні болти для центрування дизеля при монтажі. На верхній площині рами є канавки, у які покладений гумовий шнур 15, що забезпечує ущільнення між рамою й блоком циліндрів.

Вентиляція картера незалежна, виробляється в атмосферу через шостий оглядовий лючок, розташований з боку вихлопу. Лючок має фланець для приєднання вентиляційного трубопроводу. Вентиляційні труби повинні виводитися на верхню відкриту палубу й мати вогневі запобіжники й пристрої, що не допускають влучення води в дизель. Об'єднання вентиляційних труб декількох дизелів не допускається.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Блок циліндрів цільний, відлитий із чавуну. Він кріпиться до фундаментної рами чотирнадцятьма силовими шпильками й двадцятьма шістьома болтами по краях для ущільнення стику. Шість циліндрових втулок - вставні, відлиті із чавуну із присадкою нікелю й хрому. Ущільнення водяної порожнини в місцях запресовування втулок досягається у верхній частині притисненням притертого буртика втулки до блоку, унизу - трьома ущільнювальними гумовими кільцями, покладеними в канавки втулок. Простір між циліндровими втулками й стінками блоку є сорочкою для охолодної води.

Кришки циліндрів відлиті із чавуну. Кришка циліндрів має впускний та вихлопний клапани однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщуються в напрямних втулках, запресованих у кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в кришку.

Повітрязбирач із автоматичною повітряною заслінкою змонтований на алюмінієвій плиті. Автоматична повітряна заслінка виконує роль граничного вимикача й забезпечує захист дизеля від розносу.

Випускний колектор звареної конструкції, ізольований, неохолоджуваний. Випускний колектор обгороджений захисним кожухом для запобігання обслуговуючого персоналу від опіків.

Колінчастий вал з маховиком сталевий, цільнокований, має шість шатунних і сім корінних шийок. Коліна вала розташовані під кутом 120° друг до друга, причому перше коліно по напрямку збігається із шостим, друге — з п'ятим, третє — із четвертим. У кожному коліні є косе свердління (масляний канал), що з'єднує радіальний отвір у корінних і шатунних шейках вала. Отвори призначені для підведення масла до шатунних шийок і до верхньої головки шатуна через отвори в ньому. Четверта корінна шийка є упорною. До фланця заднього кінця колінчатого вала за допомогою контрольних штифтів і болтів закріплено маховик.

Поршень чавунний, суцільнолитий. У днищі поршня є камера згоряння об'ємом $325 \pm 5 \text{ см}^3$. У кільцевих канавках поршня розміщені чотири

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						8
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

компресійних, одне здвоєне й одне одинарне маслос'ємні хромовані кільця.

Одинарне маслос'ємне кільце без радіусних фрезерувань розташовано вище пальця, здвоєні маслос'ємні кільця з радіусними фрезеруваннями - нижче.

Маслос'ємні кільця встановлюються меншою торцевою поверхнею вниз, тобто шкребком нагору.

Поршень з'єднується із шатуном за допомогою порожнього сталевих цементованого й загартованого пальця 5 плаваючого типу. Від осьових переміщень палець утримується стопорними кільцями 6. На поверхні поршня, навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення - холодильники.

Шатун має верхню головку, стрижень і нижню (шатунну) головку. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бічних свердління в нижній головці для підведення змащення до головного підшипника.

У верхню головку запресована бронзова втулка. Нижня головка шатуна рознімна, скріплюється двома болтами. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ.

Розподільний вал зібраний із двох частин, з'єднаних між собою болтами й гайками. Вал обертається в сімох підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній частині блоку циліндрів. Розподільний вал має усмоктувальні «а» і вихлопні «б» кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле з розподільним валом. На передній кінець розподільного вала насаджені упорна втулка й шестірня привода розподільного вала.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						9
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

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 $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

- ступінь стиску для дизелів знаходиться в межах $\varepsilon = 12...18$ 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 $\varepsilon = 12,5$.

- 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 складає $18...20$ МПа.

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

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

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						10
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [3]. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750$ об/хв 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 $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [2]

- механічний ККД двигуна залежить від його від 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.

- зниження температури наддувочного повітря в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах 50°C [3]

- при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600 \dots 900$ К. В розрахунку прийнято $T_r = 750$ К. [3]

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів $\phi = 0,93 \dots 0,97$, а для дизелів з нероздільною камерою згоряння $\phi = 0,90 \dots 0,95$. [3]

- показник політропи стиску γ у відцентровому компресорі із охолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45 \dots 1,8$. [3]

Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Ефективна потужність	$P_e = 250 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Тиск наддуву	$P_b = 0,235 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,05$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 0,101$
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$
Тиск залишкових газів	$P_r = 0,215 \text{ МПа}$
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:

Пальне – дизельне пальне ДСТУ

Середній елементарний склад палива

$$C = 0,87 \quad H = 0,126 \quad O = 0,004 \quad S = 0$$

Нижча теплота згорання палива

$$Q_H = 42250 \text{ кДж/кг}$$

2. Параметри робочого газу

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,501 \text{ кмоль / кг}$$

$$l_0 = 28,95 L_0 = 28,95 \times 0,501 = 14,5 \text{ кг/кг}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 2,05 \times 0,501 = 1,027 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = 0,87/12 = 0,0725 \text{ кмоль/кг}$

водяної пари H_2O : $M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2/2 = 0,126/2 = 0,063 \text{ кмоль/кг}$

кисню O_2 : $M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,05 - 1) \cdot 0,501 = 0,110 \text{ кмоль/кг}$

азоту N_2 : $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times 2,05 \times 0,501 = 0,811 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,0725 + 0,063 + 0,110 + 0,811 = 1,052 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K = 293 \times \left(\frac{0,235}{0,101} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 402,2 K$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_g = (0,9 - 0,95) \times 0,235 = 0,223$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d} = \frac{402,2 - 90 + 10}{750} \times \frac{0,215}{12,5 \times 0,223 - 0,235} = 0,36$$

де $\Delta T_1 = (20 - 120^\circ)$ ступінь охолодження повітря $\Delta T_1 = 90 \text{ K}$

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K = \frac{402,2 - 90 + 10 + 0,039 \times 750}{1 + 0,036} = 337 K$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_g - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} = \frac{12,5}{12,5 - 1} \times \frac{0,223}{0,235} \times \frac{402,2 - 90}{337 (1 + 0,036)} = 0,923$$

					ПІННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Густина заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_g \times 10^6}{R_n \times (T_g - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3 = \frac{0,235 \times 10^6}{287 \times (402,2 - 90)} = 2,6230 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря

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

4. Параметри процесу стиску.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,4 - 15/n$ при $n = 350 \dots 1000$ хв-1

$$n_1 = 1,38$$

Тиск в кінці стиску.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1} = 0,223 \times 12,5^{1,38} = 7,29 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 337 \times 12,5^{1,38-1} = 880 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c,$$

$$= 19,88 + 0,002638 \times 880 = 22,20 \text{ кДж/(Кмоль} \cdot \text{К)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,057}{1,027} = 1,029$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,029 + 0,036}{1 + 0,036} = 1,028$$

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

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

$$\text{для } N_2: mC_{v'}_{N_2} = 21,554 + 0,001457T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mC_{v'}_{CO_2} = 38,609 + 0,003349T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mC_{v'}_{H_2O} = 25,459 + 0,004438T_Z$$

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

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

$$= \frac{1}{1,057} \left[0,073 \times (38,609 + 0,003349) + 0,063 \times (25,459 + 0,004438) + 0,11 \times (23,3 + 0,00155) + 0,811 \times (21,554 + 0,001457) \right] \text{ КДж} / (\text{ККмоль} \times K)$$

Після підстановки одержимого рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z = 23,14 + 0,0018 \times T_z, \text{ КДж} / \text{Кмоль} \cdot K$$

де: $a = 23,14 \text{ КДж/моль}$

$v = 0,0018$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134, = 23,14 + 0,0018 T_z + 8,134, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times K)$$

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z = 31,273 + 0,0018 \times T_z, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times K)$$

де: $a = 31,273 \text{ КДж/кмоль} \times K$

$v = 0,0018$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c, \text{ МПа} = 1,6 \times 7,29 = 11,66 \text{ МПа}$$

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: $A = 0,0018$

$B = 32,16$

$C = 60546,5$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = \frac{-32,16 + \sqrt{32,16^2 + 4 \times 0,0018 \times 60546,5}}{2 \times 0,0018} = 1715,5 K$$

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,028 \times 1715,5}{1,6 \times 880} = 1,25$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1,25} = 10$$

Середній показник політропи розширення.

$$n_2 = 1,18 + \frac{50}{n} = 1,18 + \frac{50}{750} = 1,25$$

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\theta} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} = \frac{11,66}{10^{1,25}} = 0,66 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\theta} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1715,5}{10^{1,25-1}} = 965,4$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} =$$
$$\frac{7,29}{12,5 - 1} \times \left[1,6 \times (1,25 - 1) + \frac{1,6 \times 1,25}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{10^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,38-1}} \right) \right] = 1,45 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} = 0,95 \times 1,45 = 1,38 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\theta} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{1,38 \times 0,50 \times 2,05}{42250 \times 0,66 \times 0,923 \times 10^{-3}} = 0,442$$

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/}(\text{квт. год.}) = \frac{3600}{42250 \times 0,442} = 0,192 \text{ кг/}(\text{квт. год.})$$

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{пр} = 0,34 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} = \frac{0,34 \times 750}{30} = 8,50 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{п.ср} = 0,089 + 0,0118 \times 8,50 = 0,19 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m, \text{ МПа} = 1,38 - 0,19 = 1,19 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1,19}{1,38} = 0,86$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,442 \times 0,86 = 0,38$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{ кг/}(\text{квт. год.}) = \frac{3600}{42250 \times 0,38} = 0,205 \text{ кг/}(\text{квт. год.})$$

Годинна витрата палива.

$$B = v_e \times P_e, \text{ кг/год} = 0,205 \times 2500 = 513,0 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндра і двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n}, \text{ л} = 30 \times 4 \times \frac{250}{1,19 \times 750} = 33,65 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Робочий об'єм циліндра. $V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{33,65}{6} = 5,609 \text{ Л}$

Діаметр циліндру двигуна – прототипа $D_{пр} = 180 \text{ мм}$

Хід поршня двигуна – прототипа $S_{пр} = 220 \text{ мм}$

Відношення $m = S_{пр}/D_{пр} = 1,31$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 5,609}{3,14 \times 1,31}} = 180,4 \text{ мм}$$

Хід поршня. $S = m \times D = 1,31 \times 180,4 = 220,2 \text{ мм}$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна.

Діаметр циліндра $D = 180 \text{ мм}$

Хід поршня $S = 220 \text{ мм}$

Літраж двигуна. $V_{st} = \frac{\pi \times D^2 \times S \times i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \times 180^2 \times 220 \times 6}{4 \times 10^6} = 33,57 \text{ Л}$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{1,19 \times 33,57 \times 750}{30 \times 4} = 249,4 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{еср} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{249,4 + 250}{2} = 249,7 \text{ кВт}$$

Отримана величина $P_{ер}$ відрізняється від заданої

на: $\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{еср}} \times 100\% = \frac{249,4 - 250}{249,7} \times 100\% = -0,2 \%$

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

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.3.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу дизельного двигуна 6ЧН18/22 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 2.1 Вихідні дані для розрахунку індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1.Середній індикаторний тиск	p_{mi}	МПа	1,38
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	7,29
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ε	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,66
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,25
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	10
9.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,05

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$p_{ct} = p_c / (V/V_c)^{n_1}, \text{ МПа } (1)$$

де p_c – тиск в кінці стиску в циліндрі двигуна, МПа

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{roz} = P_{max} \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} = 11,66 \cdot 1,25^{1,25} / (V/V_c)^{n_2} = 14,39 / (V/V_c)^{n_2}, \text{ МПа } (2)$$

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

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						19
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 Координати точок ліній стиску і розширення індикаторної діаграми

V/V _c	p _{ст} , МПа	p _{ст} , мм	p _{роз} , МПа	p _{роз} , мм
1	7,29	145,8	11,66	233,2
1,25	4,93	98,7	10,78	215,6
1,75	3,17	63,3	7,15	143,0
2,0	2,64	52,9	6,05	121,0
2,5	1,96	39,1	4,58	91,6
3,0	1,53	30,6	3,64	72,9
4,0	1,04	20,7	2,54	50,9
5,5	0,67	13,5	1,71	34,2
7,0	0,49	9,7	1,26	25,3
8,5	0,37	7,5	0,99	19,8
10	0,30	6,0	0,81	16,2
12,5	0,22	4,5	0,61	12,2

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми дизеля 6ЧН18/22

Дійсну індикаторну діаграму будують із врахуванням її характерних точок:

c' – 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;

r' - точка початку відкриття впускного клапана;

r'' - точка закриття випускного клапана;

d - точка закриття впускного клапана;

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 $\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 230 мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,215$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,22$ м
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 7,29$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 11,66$ МПа

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведені 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
c , до ВМТ	20	0,0747	8,0
f , до ВМТ	10	0,0189	2,1
b , після ВМТ	130	1,7147	188,8
r' , до ВМТ	70	0,7664	88,2
r'' , після ВМТ	50	0,04292	49,4
d , до ВМТ	150	1,8966	218,1

Ордината точки r'' $p_r/m_p = 0,215/0,05 = 4,3$ мм.

Тиск газів у ВМТ $p_{c''} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 7,29 = 8,75$ МПа; $p_{c''}/m_p = 8,75/0,05 = 175,0$ мм.

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 11,7$ МПа.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

$$p_{zd}/m_p = 11,7/0,05 = 234,0 \text{ мм.}$$

$$\text{Поправка Брікса } OO_1 = R \cdot \lambda_l / 2 = 110 \cdot 0,25 / 2 = 13,75 \text{ мм.}$$

$$\text{Масштаб переміщення } m_s = S/AB = 220/230 = 0,96 \text{ мм/мм.}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1 / m_s = 13,75 / 0,96 = 14,3 \text{ мм.}$$

Дійсна індикаторна діаграма робочого циклу двигуна побудована на листі 4. Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

1 Вихідні дані :

ефективна потужність:	$P_e = 249,4 \text{ кВт}$
частота обертання колінвалу:	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
діаметр циліндру:	$D = 180 \text{ мм}$
хід поршня:	$S = 220 \text{ мм}$
число циліндрів:	$i = 6$
коефіцієнт тактності:	$z = 4$
нижча теплота згорання дизельного палива:	$Q_H = 42250 \text{ кДж/кг}$
годинна витрата пального:	$B_r = 51,31 \text{ кг/год}$
індикаторний к.к.д.:	$\eta_i = 0,44$
ефективний к.к.д. :	$\eta_e = 0,38$
кількість свіжого заряду	$M_1 = 1,027 \text{ кмоль/кг}$
загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 1,057 \text{ кмоль/кг}$
температура залишкових газів	$T_{г.} = 750 \text{ К}$
температура на початку стиску	$T_d = 337,0 \text{ К}$
коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,05$

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;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

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

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_H / 3600 = 51,31 \cdot 42250 / 3600 = 602,1 \text{ кВт}$$

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

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 249,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 249,4 / 602,1 \cdot 100 \% = 41,42 \%$$

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

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

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

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi} = (0 + 0 + 0,10 + 0,02) \cdot 602,1 = 72,3 \text{ кВт}$$

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

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,10$$

$$W_{\text{ст.}} = 0 \quad W_{\text{вип}} = 0,02$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_m) \cdot 10^3 = (0,12 + 0,015 \cdot 5,5) \cdot 10^3 = 225 \text{ кПа}$$

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

$$C_m = S \cdot n / 30 = 220 \cdot 750 / 30 = 5,5 \text{ м/с} \quad \text{- середня швидкість поршня}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 200 = 120 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Потужність тертя поршнів двигуна

$$P_{\Pi} = p_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 120 \cdot 0,0056 \cdot 750 \cdot 4 / (30 \cdot 4) = 25,2 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,18^2 \cdot 0,22 / 4 = 0,0056 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\Pi} = 25,2 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 72,26 + 25,2 = 97,46 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = \frac{97,46 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0034 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K = 1,5$ коефіцієнт запасу.

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

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

$\Delta T_{\text{в}} = 10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_B \cdot \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0034 \cdot 98 / 0,55 = 0,60 \text{ кВт}$$

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

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

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 0,60 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 87,37 + 15,11 + 0,60 = 103,5 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\text{п}} \cdot 100 \% = 103,5 / 602,1 \cdot 100 \% = 17,2 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\text{г}} = \frac{B_{\text{г}}}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{сп.г}}} \cdot T_{\text{сп.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{51,31}{3,6 \cdot 22,4} [1,057 \cdot 32,08 \cdot 838,5 - 1,027 \cdot 29,15 \cdot 337] = 203,4 \text{ кВт}$$

					ПІННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

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:

$$q_T = Q_T / Q_{II} \cdot 100 \% = 203,4 / 602,1 \cdot 100 \% = 33,8 \%$$

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

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M,D}) - Q_B = (87,37 + 38,6) - 103,5 = 22,5 \text{ кВт}$$

$$Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_{II} = 0,064 \cdot 602,1 = 38,6 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MD} = (P_{MD}/P_{mi}) \cdot \eta_i = (200/1380) \cdot 0,442 = 0,064$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 22,5}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,0022 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,5$ - 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 насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0022 \cdot 400000}{0,65 \cdot 10^3} = 1,4 \text{ кВт}$$

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

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

Тоді $Q_{M2} = P_{MH} = 1,4 \text{ кВт}$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 22,5 + 1,4 = 23,9 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 23,9/602,1 \cdot 100\% = 4,0\%.$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_v + Q_{\Gamma} + Q_M) = 602,1 - (249,4 + 103,5 + 203,4 + 23,9) = 22 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 22/602,1 \cdot 100\% = 3,7\%.$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	249,4	41,4
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_v	103,5	17,2
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_{Γ}	203,4	33,8
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	23,9	4,0
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	22	3,7
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	602,1	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН 18/22.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

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

де p_c – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

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

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

r – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

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

Сумарна сила

$$F_d = F_r + F_{и}, \text{ Н}$$

- 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, 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 двигуна

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

Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН18/22 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

- а) діаметр поршня $D = 0,18\text{м}$
- б) частота обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для p_{max} $h_{\text{max}} = 234,0 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\text{max}} = 11,7 \text{ МПа}$
- д) кривошипно- шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,11/0,44 = 0,25$
- э) масштаб індикаторної діаграми $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$
- ж) маса деталей, що рухаються зворотно – поступально
 $m_s = 30,6 \text{ кг}$
- з) радіус кривошипу $R = 0,11\text{м}$
- л) кут максимального тиску $\Delta\varphi = 10^\circ$
- к) кутова швидкість колінчастого валу $\omega = \pi \cdot n/30 = = 3,14 \cdot 750/30 = 785 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.4 Результати динамічного розрахунку

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	4,4	5,60	-25,93	-20,33	0,00	-20,33	0,00	4,4	-20,4	-16,0	0,0	-16,0	0,0
15	4,4	5,60	-24,53	-18,93	-1,23	-17,97	-6,09	4,4	-19,3	-14,9	-1,0	-14,1	-4,8
30	4,4	5,60	-20,56	-14,96	-1,88	-12,01	-9,11	4,4	-16,2	-11,8	-1,5	-9,4	-7,2
45	4,4	5,60	-14,67	-9,07	-1,63	-5,26	-7,57	4,4	-11,5	-7,1	-1,3	-4,1	-5,9
60	4,4	5,60	-7,78	-2,18	-0,48	-0,67	-2,13	4,4	-6,1	-1,7	-0,4	-0,5	-1,7
75	4,4	5,60	-0,88	4,72	1,17	0,09	4,86	4,4	-0,7	3,7	0,9	0,1	3,8
90	4,4	5,60	5,19	10,78	2,78	-2,78	10,78	4,4	4,1	8,5	2,2	-2,2	8,5
105	4,4	5,60	9,86	15,45	3,85	-7,71	13,93	4,4	7,8	12,2	3,0	-6,1	11,0
120	4,4	5,60	12,96	18,56	4,12	-12,84	14,01	4,4	10,2	14,6	3,2	-10,1	11,0
135	4,4	5,60	14,67	20,26	3,64	-16,90	11,75	4,4	11,5	15,9	2,9	-13,3	9,2
150	4,4	5,60	15,37	20,97	2,64	-19,48	8,20	4,4	12,1	16,5	2,1	-15,3	6,4
165	4,4	5,60	15,54	21,14	1,37	-20,77	4,15	4,4	12,2	16,6	1,1	-16,3	3,3
180	4,4	5,60	15,56	21,15	0,00	-21,15	0,00	4,4	12,2	16,6	0,0	-16,6	0,0
195	4,4	5,60	15,54	21,14	-1,37	-20,77	-4,15	4,4	12,2	16,6	-1,1	-16,3	-3,3
210	4,7	5,98	15,37	21,35	-2,69	-19,83	-8,34	4,7	12,1	16,8	-2,1	-15,6	-6,6
225	5,2	6,61	14,67	21,28	-3,82	-17,75	-12,34	5,2	11,5	16,7	-3,0	-14,0	-9,7
240	6,0	7,63	12,96	20,59	-4,57	-14,25	-15,55	6,0	10,2	16,2	-3,6	-11,2	-12,2
255	7,1	9,03	9,86	18,89	-4,70	-9,43	-17,03	7,1	7,8	14,9	-3,7	-7,4	-13,4
270	8,9	11,32	5,19	16,50	-4,26	-4,26	-16,50	8,9	4,1	13,0	-3,4	-3,4	-13,0
285	12,1	15,39	-0,88	14,51	-3,61	0,27	-14,95	12,1	-0,7	11,4	-2,8	0,2	-11,8
300	18,0	22,89	-7,78	15,11	-3,35	4,65	-14,76	18,0	-6,1	11,9	-2,6	3,7	-11,6
315	30,0	38,15	-14,67	23,48	-4,22	13,62	-19,59	30,0	-11,5	18,5	-3,3	10,7	-15,4
330	54,5	69,31	-20,56	48,75	-6,14	39,15	-29,70	54,5	-16,2	38,3	-4,8	30,8	-23,4
345	108,0	137,34	-24,53	112,82	-7,32	107,08	-36,27	108,0	-19,3	88,7	-5,8	84,2	-28,5
360	161,8	205,76	-25,93	179,83	0,00	179,83	0,00	161,8	-20,4	141,4	0,0	141,4	0,0
375	207,0	263,24	-24,53	238,72	15,48	226,58	76,74	207,0	-19,3	187,7	12,2	178,2	60,3
390	124,0	157,69	-20,56	137,13	17,28	110,12	83,53	124,0	-16,2	107,8	13,6	86,6	65,7
405	71,4	90,80	-14,67	76,13	13,67	44,16	63,50	71,4	-11,5	59,9	10,8	34,7	49,9
420	45,0	57,23	-7,78	49,45	10,97	15,23	48,31	45,0	-6,1	38,9	8,6	12,0	38,0
435	31,1	39,55	-0,88	38,67	9,62	0,71	39,85	31,1	-0,7	30,4	7,6	0,6	31,3
450	23,4	29,76	5,19	34,94	9,02	-9,02	34,94	23,4	4,1	27,5	7,1	-7,1	27,5
465	18,8	23,91	9,86	33,77	8,40	-16,86	30,44	18,8	7,8	26,6	6,6	-13,3	23,9
480	16,0	20,35	12,96	33,31	7,39	-23,05	25,15	16,0	10,2	26,2	5,8	-18,1	19,8
495	12,6	16,02	14,67	30,69	5,51	-25,60	17,80	12,6	11,5	24,1	4,3	-20,1	14,0
510	10,5	13,35	15,37	28,72	3,62	-26,68	11,23	10,5	12,1	22,6	2,8	-21,0	8,8
525	9,2	11,70	15,54	27,24	1,77	-26,77	5,34	9,2	12,2	21,4	1,4	-21,1	4,2
540	6,9	8,77	15,56	24,33	0,00	-24,33	0,00	6,9	12,2	19,1	0,0	-19,1	0,0
555	5,5	6,99	15,54	22,54	-1,46	-22,15	-4,42	5,5	12,2	17,7	-1,1	-17,4	-3,5
570	4,2	5,34	15,37	20,71	-2,61	-19,24	-8,10	4,2	12,1	16,3	-2,1	-15,1	-6,4

продовження таблиці 2.4

585	4,1	5,21	14,67	19,88	-3,57	-16,58	-11,53	4,1	11,5	15,6	-2,8	-13,0	-9,1
600	4,1	5,21	12,96	18,18	-4,03	-12,58	-13,73	4,1	10,2	14,3	-3,2	-9,9	-10,8
615	4,1	5,21	9,86	15,07	-3,75	-7,52	-13,59	4,1	7,8	11,9	-2,9	-5,9	-10,7
630	4,1	5,21	5,19	10,40	-2,69	-2,69	-10,40	4,1	4,1	8,2	-2,1	-2,1	-8,2
645	3,2	4,07	-0,88	3,19	-0,79	0,06	-3,29	3,2	-0,7	2,5	-0,6	0,0	-2,6
660	4,1	5,21	-7,78	-2,56	0,57	-0,79	2,51	4,1	-6,1	-2,0	0,4	-0,6	2,0
675	4,1	5,21	-14,67	-9,45	1,70	-5,48	7,88	4,1	-11,5	-7,4	1,3	-4,3	6,2
690	4,1	5,21	-20,56	-15,34	1,93	-12,32	9,34	4,1	-16,2	-12,1	1,5	-9,7	7,3
705	4,1	5,21	-24,53	-19,31	1,25	-18,33	6,21	4,1	-19,3	-15,2	1,0	-14,4	4,9
720	4,1	5,21	-25,93	-20,71	0,00	-20,71	0,00	4,1	-20,4	-16,3	0,0	-16,3	0,0

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЕВИХ КІЛЕЦЬ

1. Призначення, умови роботи компресійних та маслосаз'ємних кілець

Поршневі кільця підрозділяють на компресійні і маслосаз'ємні.

Компресійні (ущільнювальні) кільця служать для рухомого ущільнення зазору між поршнем і циліндром, відводу теплоти від головки поршня до циліндрової втулки і далі в охолоджуючу воду і розподілу масла по дзеркалу циліндра, а маслосаз'ємні кільця - для зняття надлишків масла з нижньої («холодної») частини циліндрової втулки і регулювання надходження масла до верхнього («гарячої») частини втулки.

Дія компресійних кілець по ущільненню забезпечується за рахунок їхнього притиснення до дзеркала циліндру і стінкам поршневих канавок і лабіринтової дії кілець і канавок.

До дзеркала циліндра кільце притискається силою власної пружності P_y і силою тиску газів P_r , що проникають через зазор а в закілецевий простір б (рис.1,а). Сила P_y виникає внаслідок того, що розрізне кільце з вирізом-замком к у вільному стані має діаметр D_0 (рис.1,б), що перевищує діаметр циліндра D . При стисканні й установці кільця в циліндр воно натискає на його стінки; зазор у замку забезпечує вільне теплове розширення кільця. Максимальний питомий тиск кільця на стінки циліндра від сили власної пружності в МОД і СОД лежить у межах 0,05-0,2 МПа, а у ВОД - 0,2-0,4 МПа. Такі відносно невеликі значення P_y не можуть забезпечити надійне притиснення кільця до стінки циліндра, і тому це здійснюється головним чином тиском газів (чи повітря), що проникають у закілецевий простір і розтискають кільце.

Лабіринтова дія кілець полягає в перетіканні газу (або повітря) через ряд об'ємів, що з'єднуються вузькими щілинами. Перетікання газу супроводжується його розширенням і витратою енергії на тертя і вихроутворення. В результаті тиск падає ступенями (рис.1,в). Якщо прийняти тиск в циліндрі P_c за 100% то тиски за першим,

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						32
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

другим і третім кільцями для різних типів дизелів будуть відповідно рівні:
 $P_1 = (0,7 - 0,95)P_{ц}$; $P_2 = (0,15 - 0,30) P_{ц}$; $P_3 = (0,06 - 0,08) P_{ц}$. Таким чином, найбільшу ущільнюючу дію надає перше (верхнє) компресійне кільце.

Маслоз'ємні кільця практично не сприймають тиск газів, і їхнє притиснення до стінки циліндра здійснюється тільки за рахунок сили власної пружності P_y

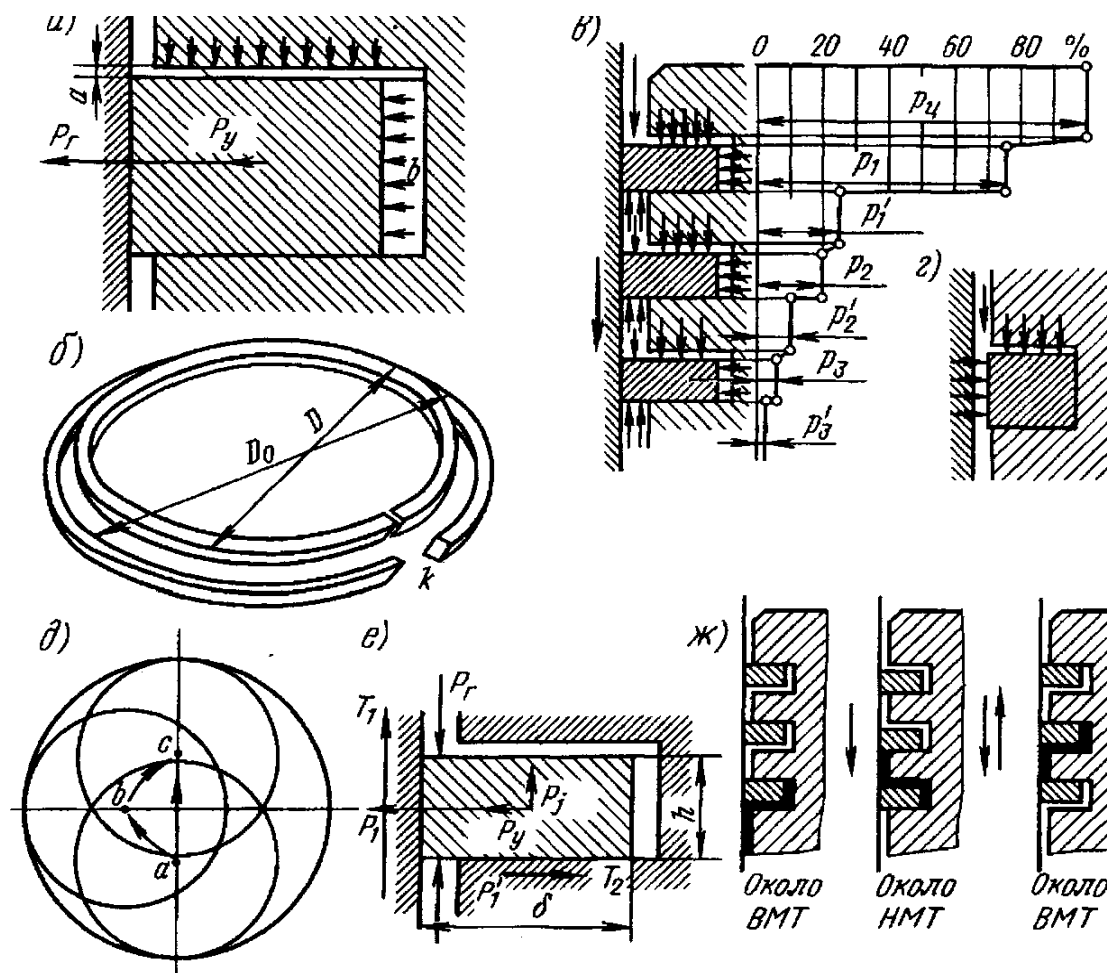


Рисунок 3.1 Принцип дії і умови роботи поршневих кілець

Умови роботи поршневих кілець (особливо верхнього компресійного) дуже важкі й обумовлені наступними факторами:

а) зворотно-поступальний рух кілець при високій швидкості ковзання і великому механічному навантаженню (у МОД верхнє кільце притискається до стінки циліндра у ВМТ тиском, приблизно рівним p_r) утрудняє створення гарних

умов змащення, викликає підвищене зношування кілець і втулки, збільшує роботу тертя кілець (до 50% усіх механічних втрат у дизелі);

б) високі термічні навантаження кілець внаслідок дотику з гарячими газами, відводу теплоти від головки поршня і тертя об стінки циліндра знижують механічну міцність і пружність кілець, приводять до вигорання і коксування масла і створюють умови напівсухого тертя (особливо в районі ВМТ); деформація верхніх кілець (їх перекидання) внаслідок деформації головки поршня і циліндрової втулки при нагріванні чи нерівномірного зносу поршневих канавок викликає різке збільшення контактних тисків, що приводить до згинаючих і скручувальних напружень у кільці;

в) радіальна вібрація кілець («колапс»), що виникає при деяких умовах (втрата кільцями пружності, зменшення тиску газу в закільцевих просторах, деформація поршня, втулки й ін.), супроводжується порушенням ущільнення, проривом газів, перегрівом поршня і кілець, погіршенням змащення, втратою кільцями пружності, їх коробленням, пригоранням і поломкою. При радіальній вібрації кільце відстає від стінки циліндра і втоплюється в канавці тиском газів, що діють на зовнішню поверхню кільця (рис.1,г). При досить великому зазорі в замку кільця і повному розвантаженню закільцевого простору (повний «колапс») кільце внутрішньою поверхнею вдаряється об дно поршневої канавки, а потім різко розтискається і з ударом входить у контакт зі стінкою циліндра. У результаті напружень втоми кільце ламається;

г) обертальний рух кілець (переміщення в канавках щодо осі поршня) у двотактних дизелях може приводити до западання кінців (замків) кілець у вікна циліндрової втулки і їхній поломці. Обертальний рух кілець викликається зворотно-кутовими (паразитними) переміщеннями поршня (рис.1,д) при кожному оберті колінчатого вала. При абсолютно твердому! колінчатому валі і деталей механізму руху під дією нормальної сили вісь поршня при перекладці в циліндрі переходить із точки *a* в точку *c*. В дійсності, внаслідок прогину вала, деталей механізму руху, неточностей їхнього виготовлення і монтажу при зміні

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

знака нормальної сили поршень «перекочується» у циліндрі з положення a через b у точку c . Якщо при цьому сила тертя кілець на зовнішньому колі більше, ніж на торцях, то вони повільно повертаються в канавках;

д) радіальні переміщення кілець у канавках при русі поршня сприяють збільшенню зносу кілець і канавок. Такі переміщення обумовлені нерівномірним зносом і деформаціями циліндрової втулки;

є) нерівномірний розподіл по колу кільця сили пружності, тиску газів у закільцевому просторі і температури кільця (найбільші значення в районі замка);

ж) високі згинаючі напруження в кільці при його встановленні і знятті з поршня, а також у робочому стані (за рахунок стиску при установці в циліндр); напруження згинання в небезпечному перерізі кільця (проти замка) при стисненні кілець до робочого стану можуть досягати 180 МПа, а при надяганні на поршень -250 МПа;

з) осьові переміщення кілець у канавках (у чотиритактних дизелях), при яких вони поперемінно притискаються то до нижніх, то до верхніх стінок канавок, створюють «насосний ефект» - масло зі стінки циліндра перекачується в камеру згоряння. При цьому кільця працюють як поршні насоса. Під час робочого ходу поршня на перше кільце діють наступні сили (рис.1,е): сила тиску газів над кільцем P_g , сила тиску газів у закільцевому просторі P_i , сила тиску газів під кільцем P_i^l , сила пружності кільця P_y , сила інерції кільця P_r , сили тертя T_1 і T_2 . Внаслідок зміни тиску газів, значення і напрямки сили інерції і напрямки руху поршня співвідношення між зазначеними силами змінюються і кільце переміщається в канавці.

На початку руху поршня від ВМТ вниз кільця силою інерції притиснуті до верхніх полиць канавок (рис.1,ж) і нижнє кільце знімає масло із стінки циліндра. Внаслідок гідравлічного підпору, викликаного рухом поршня, у зазорі між поршнем і втулкою підвищується тиск масла (може досягати 0,5 МПа), що проникає під кільце і у закільцевий простір. При подальшому русі поршня вниз його швидкість приблизно до середини ходу безупинно

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

збільшується, а потім починає зменшуватися. Кільця ж продовжують рухатися вниз з колишньою швидкістю і біля НМТ силою інерції притискаються до нижніх стінок канавок; при цьому нижнє кільце витісняє масло в область меншого тиску - у зазор над кільцем. У такому положенні кільця залишаються після проходження поршня через НМТ протягом частини ходу нагору. Біля ВМТ сила інерції знову змінює знак і кільця притискаються до верхніх полиць канавок; при цьому масло витісняється в зазор під і за другим кільцем. Потім процеси повторюються і масло попадає в камеру згоряння.

Насосний ефект кілець підсилюється при збільшенні зазору між поршнем і втулкою, торцевого і радіального зазорів у канавках. У двотактних дизелів насосний ефект кілець практично відсутній, тому що вони завжди навантажені зверху і притиснуті до нижніх полиць канавок.

Насосна дія кілець викликає зайву витрату масла, збільшує утворення нагару в циліндрі, приводить до закоксування і пригоряння кілець (особливо верхніх), але одночасно забезпечує підведення змащення до верхнього, найбільш напруженого поясу циліндра. Тому прагнуть не цілком виключити попадання масла на верхній пояс циліндра, а тільки обмежити його кількість, що і досягається застосуванням маслос'ємних кілець.

3.2 Вимоги до конструкції поршневих кілець

До конструкції поршневих кілець пред'являють наступні основні вимоги:

- висока пружність і тривале її збереження;
- рівномірний розподіл радіального тиску від сили пружності по колу циліндра;
- матеріал повинний бути жароміцним, зносостійким і мати малий коефіцієнт тертя. Матеріал кілець: сірий чавун СЧ21-40, СЧ24-44 з підвищеним змістом фосфору і присадками хрому, нікелю і молібдену.

Твердість чавунних кілець звичайно на 15-20 НВ вище твердості циліндрової втулки, тому що питома робота тертя кілець значно більше, ніж у втулки; крім того, кільця працюють у більш важких умовах. Іноді з метою

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						36
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зменшення зносу більш дорогої деталі - циліндрової втулки твердість кілець приймають на 15-20 НВ менше твердості втулки.

Для прискорення припрацювання і підвищення зносостійкості кілець застосовують пористе хромування, лудіння, графітування чи сульфідкування.

Пористе хромування збільшує термін служби кілець у 2 - 4 рази за рахунок високої твердості робочої поверхні і насичення пор хрому мастильним матеріалом.

Однак пористе хромування кілець і втулок у МОД недоцільно, тому що глибина покриття дуже мала (0,15-0,20 мм) у порівнянні з припустимим радіальним зносом кільця (до 2 мм і більше).

Лудіння кілець поліпшує їхні антифрикційні властивості і локалізує місцевий перегрів. При підвищенні місцевої температури олово плавиться і забирає більшу кількість теплоти.

3.3 Огляд та аналіз конструкцій компресійних та маслоземних кілець

Прямокутні кільця (рис.3.2,а) відрізняються простотою виготовлення, їх широко застосовують у МОД і СОД. Фаски в зовнішніх кромках кільця (не показані) поліпшують умови змащення і запобігають розриву масляної плівки гострими крайками, а фаски у внутрішніх кромках забезпечують зазор у кутах поршневої канавки для вільного радіального переміщення кільця.

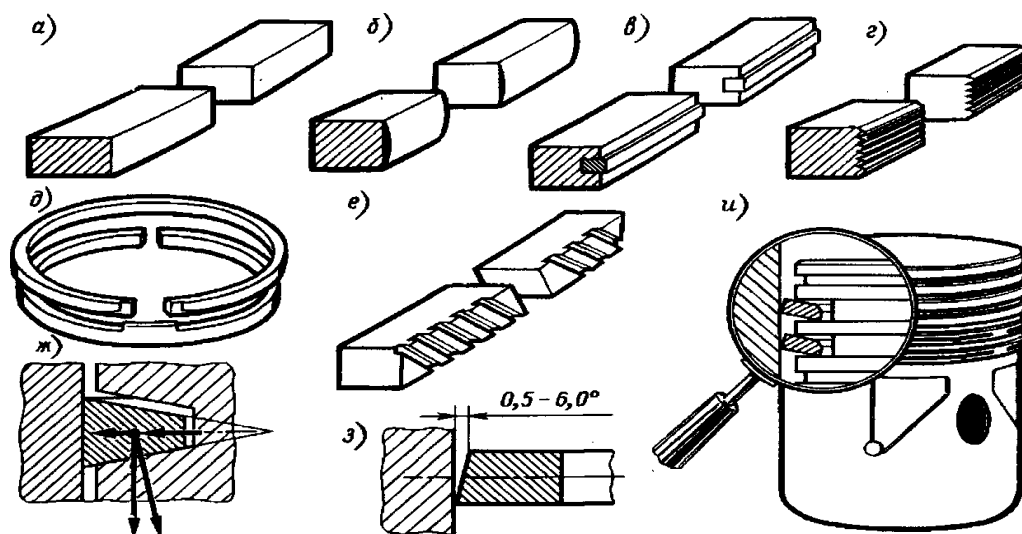


Рисунок 3.2 Компресійні поршневі кільця

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Кільця з закругленою робочою поверхнею (рис.3.2,б) добре припрацьовуються і поліпшують умови змащення пари тертя.

Біметалічне кільце (рис.3.2,в) складається з чавунного кільця, у канавку якого встановлено один чи кілька виступаючих пасків з антифрикційного сплаву (олова, свинцевистої бронзи або алюмінієвого сплаву). Антифрикційні пояски зношуються швидше чавунного кільця і на стінці циліндра утвориться металева плівка, що прискорює припрацювання, знижує зношування, поліпшує тепловідвід і запобігає задиру пари тертя.

Кільця з круговими лабіринтовими обмідненими канавками на робочій поверхні (рис.3.2,г) добре приробляються і менше зношуються за рахунок акумулювання масла в канавках.

Складені кільця типу «дуплекс» (рис.3.2,д) забезпечують надійне ущільнення, але вони складні у виготовленні і дорожче звичайних кілець.

Кільця з косими канавками на робочій поверхні (рис.3.2,е) сприяють кращому розподілу масла по колу циліндра при їхньому круговому русі в канавках (такі кільця іноді встановлюють у нижню поршневу канавку в МОД).

Клинчасті кільця (рис.3.2,ж) мають бічну складову, що утворюється від сили тиску газів, що збільшує тиск кільця на стінку циліндра. Клинчаста форма зменшує небезпеку пригоряння кільця, за рахунок зміни торцевого зазору в канавці і дає можливість підсилити перемички між канавками, однак сприяє швидкому збільшенню торцевого зазору при радіальному зношуванні кільця.

Кільця з конусним скосом (хвилинні) (рис.3.2,з) забезпечують підвищений питомий тиск на стінку циліндра, що сприяє їхньому швидкому припрацюванню; при русі поршня нагору такі кільця добре змащуються, а при русі вниз - виконують функції маслоз'ємних кілець.

Кільця, що скручуються, (рис.3.2,і) мають несиметричний перетин через фаску (чи проточку) на внутрішній стороні кільця. При стиску й установці в циліндр такі кільця трохи скручуються і їхня робоча поверхня здобуває конічну

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

форму. Дія кілець, що скручуються, аналогічно дії кілець з конусним скосом (хвилинні), але в перших менше радіальна вібрація. Недолік таких кілець: погіршений тепловідвід від головки поршня внаслідок меншої поверхні контакту з полками канавок.

Ефективність ущільнення камери згоряння мало залежить від кількості кілець, однак у ВОД установлюють до чотирьох, у СОД- до шести, а в МОД до семи кілець. Застосування більшої кількості кілець збільшує втрати на тертя, але забезпечує герметичність ущільнення у випадку загоряння або поломки одного чи більше кілець, при нерівномірному зносі або деформації втулки, а також поліпшує тепловідвід від головки поршня і зменшує втрати повітряного заряду при пуску дизеля.

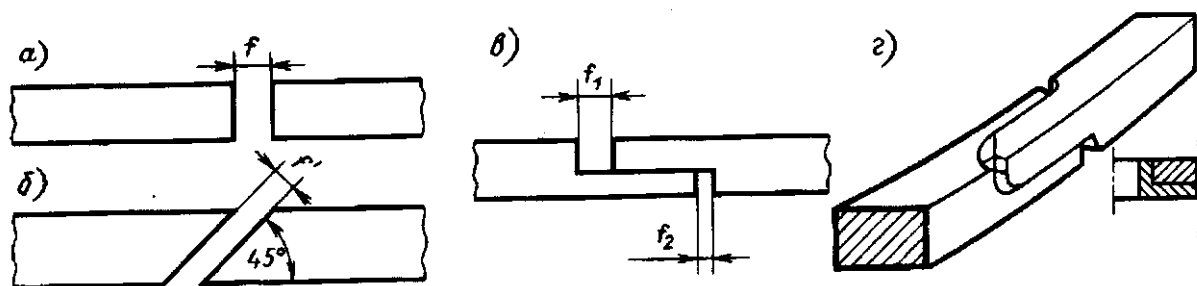


Рисунок 3.3 Замки компресійних кілець

Конструкція маслоз'ємних кілець

Для збільшення тиску на стінку циліндра і забезпечення нормальної роботи маслоз'ємні кільця мають вузьку робочу поверхню.

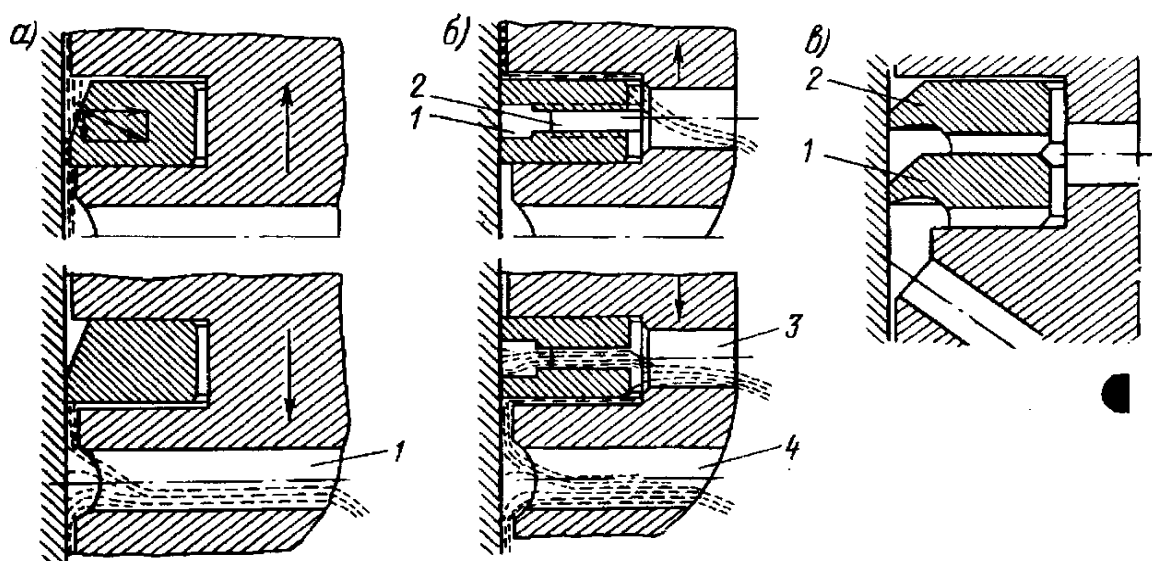


Рисунок 3.4 Кільця маслозємні

При ході поршня вгору між кільцем з конусним скосом (рис.3.4,а) і дзеркалом циліндру створюється масляний клин, що давить на конусну поверхню кільця. Сила тиску спрямована перпендикулярно поверхні і розкладається на дві складові, з яких одна притискає кільце до нижньої полиці канавки, а друга - стискає кільце, втоплюючи його в канавці, і масло вільно проходить у зазор між кільцем і стінкою циліндру. При русі поршня вниз кільце випрямляється в канавці, гострою нижньою крайкою знімає масло із стінки циліндра і воно відводиться через отвори 1 усередину поршня.

Кільце з подвійними прямокутними краями, (рис.3.4,б) має кільцеву канавку 1 і прорізи 2. Таке кільце знімає масло із стінки циліндра не тільки при русі поршня вниз (при цьому масло відводиться через отвори 4 у поршні, прорізи 2 у кільці й отвори 3 у канавці), але і при русі його нагору (при цьому масло приділяється через отвори 3 у канавці).

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Кільце з двома конусними скосами і фігурними кромками (рис.3.4,в) має підвищений питомий тиск на стінку циліндра. Іноді таке кільце виготовляють складеним; роздільне виготовлення кілець 1 і 2 простіше і дозволяє додати їм більш вдачу форму.

Для збільшення радіального тиску маслоз'ємних кілець і терміну їхньої служби у ВОД і СОД застосовують еспандери (розширювачі), що представляють собою кільцеві пружини (гвинтові чи плоскі), що притискають кільця зсередини до стінки циліндра.

Замки (розрізи) поршневих кілець можуть бути прямими, косими і герметичними (ступінчастими). Замок із прямим розрізом (рис.4.3,а) найбільш простий і міцний; застосовується в кільцях ВОД, де різниця в здатності різних замків, що ущільнює, незначна. Косий розріз під кутом 45 чи 60° (рис.4.3,б) має більше застосування, тому що дозволяє зменшити тепловий зазор у замку і тим самим поліпшити герметичність.

Герметичні східчасті (рис.4.3,в) чи з глухим стиком (рис.4.3,г) замки мають підвищену ущільнювальну здатність, але менш міцні і складні у виготовленні; застосовуються головним чином у МОД при достатній висоті кілець.

Для запобігання западання замків кілець у вікна і їхні поломки (у двотактних дизелях), а також полегшення приробляння нових кілець у зношеній циліндровій втулці в дизелях старої конструкції кільця часто фіксували від провертання в канавках спеціальними стопорами. У сучасних дизелях кільця не фіксують, тому що обмеження їхньої рухливості в канавках збільшує небезпеку пригоряння, але крайки кілець у районі замка завалюють (спилюють) чи застосовують «розвантажені» кільця.

Такі кільця при установці в циліндр мають негативний тиск у замка, тобто в районі замка є зазор між кільцем і циліндром.

Радіальний тиск кільця на стінку циліндра від сили власної пружності в 50-100 разів менше тиску газів у закільцевому просторі. Однак тиск кільця і рівномірність його розподілу по колу визначають прилягання нового кільця до

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

циліндра і його працездатність, тому що наявність просвітів при установці кільця в циліндр не може бути компенсовано тиском газів у закільцевому просторі. У місцях просвітів кільце виявляється розвантаженим і виникають пропуски газів. Для підвищення пружності кільця застосовують легований чавун для їхнього виготовлення, збільшують виріз у замку у вільному стані і радіальну товщину кільця; іноді з цією метою на внутрішній поверхні кільця роблять насічки.

Внаслідок нерівномірного зношування кільця рівномірність розподілу тиску по колу циліндра порушується (найбільше зниження радіального тиску спостерігається біля замка), з'являються просвіти і пропуски газів. Тому термін служби кільця (особливо у ВОД) часто визначається часом збереження ними пружності. Для підвищення терміну служби кільця для ВОД і СОД у ряді випадків виготовляють такими, щоб під час роботи тиск по колу було розподілено нерівномірно (сконцентроване) - найбільший тиск у замка. При зношуванні тиск у замка зменшується і перерозподіляється на сусідні ділянки. У МОД такі кільця не застосовують, тому що тиск визначається не тільки кільцем, але і характером зношування і геометрією дзеркала циліндрової втулки (нові кільця звичайно встановлюють у зношену втулку); крім того, коректування тиску кільця істотно ускладнює технологію їхнього виробництва і збільшує вартість.

3.4 Пропозиції по вдосконаленню конструкції поршневих кілець

В канавках поршня двигуна – прототипу встановлені 4 компресійних кільця простої прямокутної форми та два маслозємних кільця – одне над поршневим пальцем, а друге в нижній частині юбки поршня. Одне з них здвоєне, а друге одинарне. Робочі пояски обох маслозємних кілець покриті хромом.

Одинарне маслоз'ємне кільце без радіусних фрезерувань розташовано вище пальця, здвоєні маслоз'ємні кільця з радіусними фрезеруваннями - нижче. Розташування маслозємного кільця в нижній частині юбки поршня може призводити до порушення рідинного тертя в парі юбка поршня – втулка

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						42
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

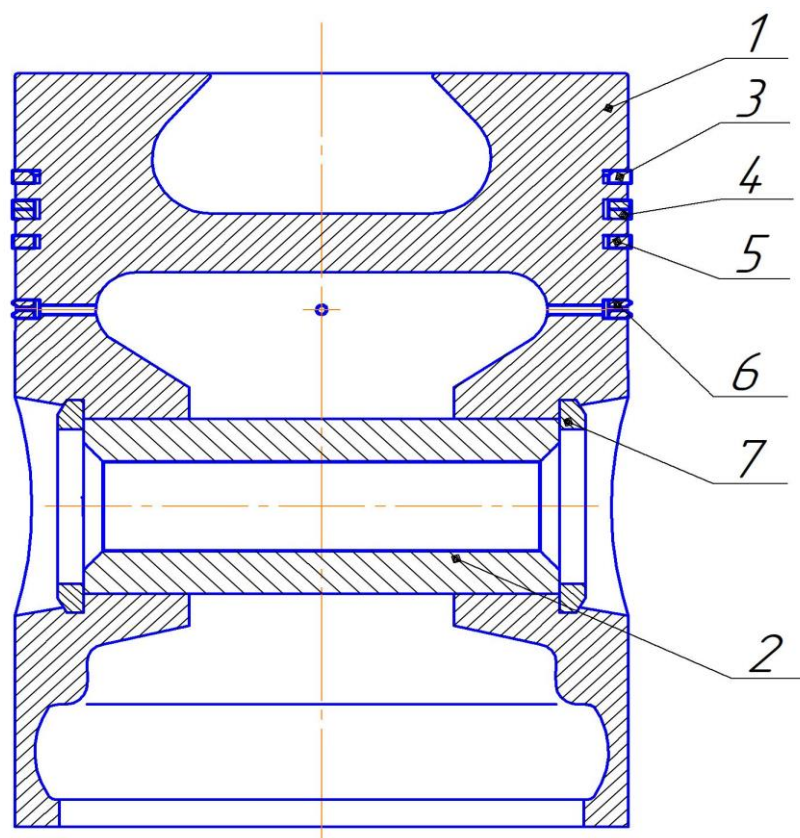


Рисунок 3.5 Поршень з комплектом поршневих кілець покращеної конструкції

1 – поршень; 2 – поршневий палець; 3,4,5 кільця компресійні; 6 – кільце маслозємне; 7 – кільце стопорне

циліндру, а ,отже, і до збільшення механічних втрат в двигуні, що негативно впливає на паливну економічність двигуна. Тому в кваліфікаційній роботі пропонується встановлювати маслозємне кільце поз.6 лише у верхній частині поршня (рис.3.5). Для зменшення механічних втрат на тертя поршневих компресійних кілець необхідно зменшити їх кількість з 4-х до трьох. Для забезпечення герметичності камери згоряння і мінімального витoku робочих газів із неї в картер двигуна передбачається встановити такий комплект поршневих компресійних кілець:

- верхнє компресійне кільце «мінутне» поз.3, з внутрішньою фаскою, що дає можливість працювати робочій поверхні кільця з деяким перекосом, що забезпечить швидке припрацювання його до поверхні втулки циліндру;

- в середню кільцеву канавку встановлено два однакових поршневих компресійних кільця поз.4, замки яких розведені на 180°, що забезпечує герметичність камери згоряння і зменшує попадання масла із картера в камеру згоряння;

- нижнє поршневе компресійне кільце поз.5 звичайної конструкції і забезпечує рівномірний розподіл масла по робочій поверхні втулки циліндру.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						44
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. 5 Розрахунок на міцність поршневого кільця дизеля 6ЧН18/22

Мета розрахунку

Задачею розрахунку на міцність поршневого кільця є знаходження напруг, що діють в робочому стані кільця та при установці його на поршень і порівняння розрахункових напруг з допустимими для матеріалу кілець

Вихідні дані для розрахунку.

1.Діаметр поршня	$D =$	180	мм
2.Радіальна товщина кільця $b = (\frac{1}{25} \dots \frac{1}{30}) \cdot D$	$b =$	6,5	мм
3.Висота кільця $h = (0,4 \dots 0,7)b$	$h =$	3,0	мм
4.Зазор в замці кільця у вільному $a_o = (3 \dots 4) \cdot b$	$a_o =$	20	мм
5.Зазор в замці кільця в робочому стані $a = (0,003 \dots 0,006)D$	$a =$	0,8	мм
6.Модуль пружності для матеріалу поршневого кільця:			
- для чавуну	$E_q =$	100000	МПа
- для сталі	$E_{ст} =$	200000	МПа
7.Коефіцієнт, величина якого залежить від способу надівання кільця на поршень:			
- при надіванні вручну	$m =$	1	
- за допомогою пластин	$m =$	1,5	
- за допомогою щипців	$m =$	2	

Розрахунок

1.Деформація замка в робочому стані (переміщення двох кінців замка)

$$f = a_o - a \quad f = 19,262 \quad \text{мм}$$

2.Напруження згинальне в робочому стані кільця в перерізі протилежному замку кільця

$$\sigma_{зг1} = \frac{4}{3\pi} \cdot E \cdot \frac{1}{(D/b - 1)^2} \cdot \frac{f}{b} \quad \sigma_{зг1} = 175,8 \quad \text{МПа}$$

3.Напруження згинальне при надіванні поршневого кільця на поршень

$$\sigma_{\text{зг.2}} = \frac{3,9}{m} \cdot E \cdot \frac{1 - \frac{1}{3\pi} \cdot \frac{f}{b}}{(D/b - 1)^2} \quad \sigma_{\text{зг.2}} = 185,8 \text{ МПа}$$

4. Допустимі напруження в поршневому кільці:

- в робочому стані $[\sigma_{\text{зг.1}}] = 200 \text{ МПа}$

- при установці кільця на поршень $[\sigma_{\text{зг.2}}] = 250 \text{ МПа}$

Висновок

Згинальні напруги, що діють в небезпечному перерізі поршневого кільця, що знаходиться в робочому стані $\sigma_{\text{зг.1}} = 175,8 \text{ МПа}$ та при надіванні його на поршень $\sigma_{\text{зг.2}} = 185,8 \text{ МПа}$ не перевищують допустимих напруг для матеріалу кільця. Отже, міцність поршневого кільця з прийнятими в розрахунку розмірами забезпечується.

4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПАТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ І ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРИДОВИЩА

4.1 Охорона праці

Аналіз небезпечних і шкідливих для здоров'я людини виробничих факторів при роботі двигуна внутрішнього згорання в машинному відділені.

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 задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва.

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

По характеру впливу на організм людини ці шкідливі речовини розділяються:

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

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						47
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів. По ГОСТ 12.1.005–88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

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

Висока температура відкритих частин двигуна

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Пожежна безпека.

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

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

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

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Шум.

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

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

б, Гц	6 3	1 25	2 50	5 00	1 000	2 000	4 000	8 000
α_0 , Дб	1 03	9 6	9 1	8 8	8 5	8 3	8 1	8 0

Вібрація.

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

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	1 5	3 1,5	6 3
вертикаль	2 0/132	7, 1/123	2, 5/114	1, 3/108	1, 1/107	1, 1/107	1, 1/107
горизонталь	-	3, 5/117	1, 3/108	0, 63/102	0, 56/101	0, 56/101	0, 56/101

Вентиляція.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (CO; SO₂; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

1. Кількість повітря що приходить повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.

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

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

4.2 Захист навколишнього середовища

Процес перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу в циліндрі дизеля супроводжується вихлопом відпрацьованих газів в атмосферу. До категорії найнебезпечніших забруднювачів, що втримуються в них, належать наступні газоподібні речовини й частки, що викидають із випускними газами: окиси азоту NO_x , що утворюються в циліндрах дизелі при температурі вище 1500°C , коли азот стає хімічно активним газом; окис CO і двоокис вуглецю CO_2 , що утворюються в результаті згоряння палива; сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 , що утворюються в результаті окислювання присутньої в паливі сірки (елементарної, меркаптанові та ін.); продукти неповного згоряння палива CH_x , агломерація дрібних часток не повністю згорілого палива, частки не повністю згорілого масла, сажі й ін.

Утворення окислів азоту NO_x супроводжує робочий процес будь-якої енергетичної установки, якщо температура цього процесу вище 1500°C . За таких умов атоми азоту стають хімічно активними в

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						50
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

результаті втрати ними одного або декількох електронів.

Таким чином, для того, щоб зменшити зміст у випускних газах окислів азоту, необхідно: створення в камері згоряння умов, при яких не відбувається інтенсифікація процесу утворення хімічно активного азоту; забезпечення максимально припустимої інтенсифікації процесу окислювання вуглеводнів (палива) у камері згоряння.

Окис вуглецю CO утвориться в результаті неповного згоряння палива, що вказує на недостатньо ефективне протікання робочого процесу в камері згоряння дизеля. До основних причин неповного згоряння палива ставляться: низькі експлуатаційні властивості застосовуваного палива; порушення в регулюванні подачі палива в камеру згоряння дизеля; незадовільний стан паливної системи й деталей ЦПГ (нагар на розпилювачі форсунок, утворення неприпустимих відкладень у газовипускному тракті, втрата рухливості поршневих кілець; зношеність деталей паливної апаратури і ЦПГ).

Утворення окису вуглецю й окислів азоту зв'язані між собою прямо пропорційно, тобто чим більше зміст у випускних газах окису вуглецю, тим більше зміст і окислів азоту. Утворення окису вуглецю як результат неповного згоряння палива вказує на неефективне використання останнього в процесі перетворення його потенційної енергії в дизелі. Окис вуглецю при нормально організованому робочому процесі, правильному виборі застосовуваного палива й необхідному технічному стані дизеля не утвориться й у випускних газах не присутній.

Сірчистий і сірчаний ангідриди SO_2 і SO_3 утворюються в процесі згоряння палива, що містить сірку. Реакції окислювання сірки в сірчистий SO_2 і сірчаний SO_3 ангідриди проходять із виділенням теплоти, тому вони беруть участь у виробленні перетвореної в дизелі

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						51
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

корисної енергії. Чим вище частка сірчаного ангідриду SO_3 , тим більше виділяється теплової енергії. Однак викиди цих ангідридів з випускними газами є небезпечними речовинами для навколишнього середовища.

Серед зазначених ангідридів найбільшу небезпеку представляє сірчистий SO_2 , що викидає у вигляді газу, і в результаті подальшого окислювання, що переходить у сірчаний ангідрид SO_3 . При температурі нижче 110°C сірчаний ангідрид, з'єднуючись із парами води, утворить найбільше хімічно активну сірчану кислоту H_2SO_4 . Сірчаний ангідрид утвориться в циліндрі дизеля, а сірчана кислота - ще у випускному тракті, і можлива її нейтралізація очисними пристроями. Тому в процесі згоряння палива необхідно забезпечити окислювання сірки в сірчаний ангідрид.

Загальна кількість змісту сірчистих речовин у випускних газах регламентується змістом у паливі сірки, тому необхідно обмежити наявність сірки в застосовуваних паливах.

Тверді продукти згоряння палива (частки) у дизелі утворюються в результаті неповного окислювання найбільш важких його компонентів, і в першу чергу присутніх у ньому структурних (агрегатних) утворень: смолистих, смолисто-асфальтенових, смолисто-водяників, смолисто-твердих. Всі ці незгорілі структурні системи й становлять основну масу твердих забруднень, що викидають у вигляді сажі з випускними газами.

Двоокис вуглецю CO_2 є кінцевою газоподібною речовиною процесу перетворення потенційної енергії вуглецево-водневих енергоносіїв в енергетичних установках, зокрема в дизелях. На відміну від перерахованих речовин, що викидають у складі випускних газів, виключити зміст у них двоокису вуглецю неможливо.

Основне екологічно небезпечний вплив двоокису вуглецю

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

складається в руйнуванні озонового шару й створенні, таким чином, «парникового ефекту» на нашій планеті.

Аналіз даних по змісту екологічно небезпечних речовин у випускних газах на одиницю вироблюваної потужності дозволяє скласти баланс кількостей уводять в установку й різні хімічні речовини, що викидають із її.

Нешкідливі або нейтральні (CO_2) речовини в сумі складають 99% від загального об'єму випускних газів. Інші - менш 1% (10000 частин на мільйон - проміле, %) - містять у собі окисли азоту (NO_x), сірки (SO_x), окис вуглецю (CO), вуглеводні (C_xH_y) і частки (сажа, зола).

Окис вуглецю, сажа й вуглеводні є результатом неповного згоряння палива. У зв'язку з більшим надлишком повітря у відпрацьованих газах суднових дизелів їх небагато в порівнянні з їхньою кількістю у високооборотних автотракторних дизелях і особливо бензинових карбюраторних двигунах. Однак, деякі вуглеводні мають сильні канцерогенні властивості, тому, незважаючи на малу концентрацію, проблема зниження викиду цих компонентів актуальна. Такі хімічні речовини, як NO_x , CO , SO_x і ін., потрапляючи в атмосферу, порушують її природний екологічний баланс внаслідок утворення слабких кислот.

Частка NO_x і SO_2 у відпрацьованих газах дизелів становить більше 80% об'єму всіх шкідливих викидів, тому завдання зниження емісії цих компонентів становить основу проблеми створення екологічно чистих суднових дизелів. Зміст окислів сірки у відпрацьованих газах обумовлено наявністю сірки в паливі. При окислюванні сірки в камері згоряння дизелі утворюються SO_2 і SO_3 , причому переважно SO_2 (співвідношення 15:1). Утворення окислів

азоту в камері згоряння дизеля обумовлено наявністю більших

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кількостей азоту, кисню й високих температур в окремих зонах розширеного заряду. Окислювання азоту починається при

температурі вище 1227 °С, а при 2027 °С и більше реакція протікає досить швидко (час реакції близько $10^{-2} \div 10^{-6}$ с).

Окис азоту утвориться в зонах паливного факела, де суміш наближається по сполуці до стехометричної, а локальна температура може досягати 2227 °С. І хоча максимальна температура в дизелях не перевищує 1727 °С, зазначене обставина обумовлює високі значення емісії NO_x. Окисли азоту утворюються також через наявність азоту в паливі. Як показали дослідження, цей азот значно більше активний у хімічних реакціях окислювання в порівнянні з атмосферним азотом.

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

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						54
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Підвищення надійності поршневої групи стаціонарного дизельного двигуна потужністю 250 кВт. Прототип – 6ЧН18/22" містить в собі необхідні конструкторські креслення, розрахункові і пояснювальні матеріали по дизельному двигуну 6ЧН18/22 і детальну розробку конструкції комплекта поршневих кілець. Кваліфікаційна робота оформлена текстовим документом у вигляді пояснювальної записки та графічної конструкторської частини проекту загальною кількістю 4 листів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН18/22 потужністю 250 кВт застосовується для приводу електрогенератора змінного струму і встановлюється в машинній залі електростанції. Загальна конструкція дизеля 6ЧН18/22 показана в Додатку А графічної частини кваліфікаційної роботи.

У другому розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e = 250$ кВт) визначений двигун – прототип 6ЧН18/22 при частоті обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ і виконані розрахунки робочого циклу, результати яких показали, що задана потужність дизельного двигуна забезпечується при тиску наддува в колекторі двигуна $p_k = 0,235$ МПа, ступеню стиску $\epsilon = 12,5$, коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 2,05$.

По результатам розрахунків робочого процесу побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна. Вказані діаграми побудовані в Додатку Г графічної частини роботи.

Значне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції комплекта поршневих кілець, який забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець та юбки поршня. В пояснювальній записці приведений детальний опис покращеної конструкції поршневих компресійних та маслозємних кілець.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Складальне креслення поршня показано в Додатку Б, а робоче креслення компресійного кільця в Додатку В графічної частини роботи.

Враховуючи те, що дизельний двигун 6ЧН18/22 при своїй роботі створює значний шум і вібрацію, велику увагу в роботі приділено розробці заходів по зменшенню негативного впливу його роботи на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище. Серед цих заходів слід відмітити захист людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК,

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьак Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К. «Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности», К.: Техника, 1992.
2. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 2. М.: Машиностроение, 1973.
3. Анурьев В.И. «Справочник конструктора – машиностроителя» том 3. М.: Машиностроение, 1978.
4. Ваншейдт В.А. «Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей». Ленинград.: «Судостроение», 1969.
5. Васильев Ю.Н. Новые конструкции судовых дизелей. «Судостроение». Ленинград 1972.
6. Вешкельский С.А. «Справочник моториста установок с ДВС». Ленинград.: «Машиностроение», 1985.
7. Голубченко Г.А. «Розрахунок рівня шуму в суднових приміщеннях».
8. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2004.
9. Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна», Первомайськ ППІ 2010.
10. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания. Ленинград «Судостроение», 1976.
11. Іодловський В.І., Доценко С.М. Методичні вказівки до практичної роботи «Розрахунок та побудова індикаторної діаграми», Первомайськ ППІ 2000.
12. Коваленко І.Н., Доценко С.М. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння», Первомайськ ППІ 2005.

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего строения. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: «Машиностроение». 1983.
14. Хандов З.А., Браславский М.Н. «Судовые среднеоборотные дизели». М.: «Машиностроение», 1984.
15. Хандов Ю.С. «Судовые двигатели внутреннего сгорания (конструкция и расчеты)». М.: «Транспорт», 1968.
16. Юдин Е.М. «Охрана труда в машиностроении».

					ПННІ НУК 142.44.23.11 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		