

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка вдосконаленої конструкції втулки циліндру для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 270 кВт.

Прототип – 6ЧН18/22

Виконав: студент групи 44-ЕМ-22з

Цимбал А.А.
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)

Грабовенко О. І.
(підпис)

Первомайськ - 2024 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)
«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Цимбал Андрію Анатолійовичу

1. Тема роботи: Розробка вдосконаленої конструкції втулки циліндру для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 270 кВт.

Прототип – 6ЧН18/22

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 05.06.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН18/22, номінальною потужністю 250 кВт.

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

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ЧН18/22.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції втулки циліндру

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

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Двигун 6ЧН18/22, Поперечний переріз, СК. 2. Двигун 6ЧН18/22, Поздовжній переріз, СК, 3. Втулка циліндру, 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 «15» березня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	18.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	25.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	29.03.2024	
4.	Проектування втулки циліндру	05.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна	12.04.2024	
6.	Розробка складального креслення втулки циліндру	26.04.2024	
7.	Розробка робочого креслення втулки циліндру	10.05.2024	
9.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	17.05.2024	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	23.05.2024	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	25.05.2024	

Студент _____ Цимбал А.А.
(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.
(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Розробка вдосконаленої конструкції втулки циліндру для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 270 кВт» складається із Вступу, 4 розділів та додатків - 4 листів креслень формату А1 та специфікації на двигун.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції двигуна-прототипу 6ЧН18/22, розрахований робочий процес з визначенням його основних параметрів та тепловий баланс двигуна, виконано обґрунтування розробленої конструкції втулки циліндру та зроблений розрахунок її на міцність. Також в кваліфікаційній роботі розроблені конкретні заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища при роботі ДВЗ, зроблено загальні висновки по виконаній бакалаврській роботі.

Додатки до пояснювальної записки містять креслення двигуна 6ЧН18/22 (поперечний та поздовжній перерізи), креслення робоче втулки циліндру, специфікації на двигун, а також дійсна індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють на деталі КШМ.

Ключові слова: дизельний двигун, робочий процес, індикаторна діаграма, діаграми динаміки, втулка циліндру, охолодження, охорона праці, захист навколишнього середовища.

Abstract

The explanatory note to the qualification work on the topic "Development of an improved design of a cylinder sleeve for a stationary diesel engine with a capacity of 270 kW" consists of an introduction, 4 sections and appendices - 4 sheets of A1 format drawings and a specification for the engine.

In the textual part of the explanatory note, a description of the design of the prototype engine 6XH18/22 is given, the work process is calculated with the determination of its main parameters and the thermal balance of the engine, the justification of the developed design of the cylinder sleeve is performed and its strength is calculated. Also, in the qualification work, specific measures for labor protection and environmental protection during the operation of ICEs were developed, and general conclusions were drawn based on the completed bachelor's work.

Appendices to the explanatory note contain drawings of the 6XH18/22 engine (transverse and longitudinal sections), a working drawing of the cylinder sleeve, specifications for the engine, as well as a valid indicator diagram and diagrams of forces acting on the KSHM parts.

Key words: diesel engine, work process, indicator diagram, dynamics diagrams, cylinder sleeve, cooling, labor protection, environmental protection.

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 ВТУЛКИ ЦИЛІНДРУ	
3.1 Огляд конструкцій втулок циліндрів поршневих ДВЗ.....	32
3.2 Вимоги до конструкції втулки циліндра та матеріали для її виготовлення.....	34
3.3 Конструкції втулок циліндрів різних типів двигунів.....	34
3.4 Пропозиції по вдосконаленню конструкції втулки циліндру.....	42
3.5 Розрахунок на міцність втулки циліндру.....	44
РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	
4.1 Охорона праці.....	49
4.2 Захист навколишнього середовища.....	50
ВИСНОВКИ	55
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	57

					ПІННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ			
Зм.	Арк..	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив	Цимбал				Пояснювальна записка	Літера	Лист	Листів
Перевірив	Грабовенко					н	3	62
Н. контр	Грабовенко							
Затвердив	Нестеренко					44-ЕМ-22з		

ДОДАТКИ

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

					ПННІ НУК 142.44.24.04 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 в різних експлуатаційних ситуаціях.
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.
11. Зручність кріплення на фундаменті або на рамі.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

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.

Дизельний двигун 6ЧН18/22 призначений для приводу електричного генератора змінного струму і встановлюється в машинній залі стаціонарної електростанції. В кваліфікаційній роботі запропонована конструктивна зміна втулки циліндру, яка передбачає виконання на її зовнішній поверхні ребер, що збільшують поверхню охолодження і швидкість охолоджуючої води. Це призведе до зниження температури робочої поверхні втулки циліндру і зменшенню інтенсивності випаровування масла. Слід також відмітити також те, що при зниженні витрати масла, окрім покращення експлуатаційних показників двигуна, зменшується забруднення деталей двигуна і викид в атмосферу з відпрацьованими газами токсичних та канцерогенних речовин.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						6
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ЧН18/22.

Дизелі ряду 6ЧН18/22 чотиритактні, простої дії, вертикальні, однорядні з напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні та випускаються декількох модифікацій. Залежно від призначення дизелі мають деякі конструктивні відмінності: дизелі без наддуву – 6Ч18/22, з наддувом - 6ЧН 18/22 для привода генератора потужністю відповідно 155 і 225 кВт.

Фундаментна рама дизеля лита, із сірого чавуну, коробчастої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними постелями для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім; останній корінний підшипник має більшу ширину 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 нижньої частини рами на бобишках кріпиться масляний фільтр, який можливо виймати для чищення через оглядовий люк.

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

Вентиляція картера незалежна, пари масла викидаються в атмосферу через шостий оглядовий лючок, розташований з боку вихлопу. Лючок має фланець для приєднання вентиляційного трубопроводу. Вентиляційні труби виводяться на верхню відкриту палубу й мають вогневі запобіжники й пристрої, що не допускають потрапляння води в циліндри дизеля.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						7
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'єднання вентиляційних труб декількох дизелів не допускається.

Блок циліндрів цільний, відлитий із сірого чавуну. Для надійного ущільнення стику він кріпиться по краях до фундаментної рами чотирнадцятьма силовими шпильками й двадцятьма шістьма болтами. Шість циліндрових втулок - вставні, відлиті із сірого чавуну легованого нікелем й хромом. Ущільнення водяної сорочки в місцях запресовування втулок циліндрів забезпечується у верхній частині притисненням притертого буртика втулки до блоку, унизу - трьома ущільнювальними гумовими кільцями, розміщеними в кільцеві канавки втулок. Простір між циліндровими втулками й стінками блоку утворює сорочку для охолоджуючої води.

Кришки циліндрів індивідуальні для кожного циліндру і відлиті із чавуну. Кришка циліндрів має впускний та вихлопний клапани однакової конструкції, що виготовлені з жаростійкої сталі. Стержні клапани переміщуються в втулках напрямних, запресованих у кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в днище кришки циліндру.

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 закритий захисним кожухом для запобігання опіків обслуговуючого персоналу.

Колінчастий вал з маховиком сталевий, цільнокований, має шість шатунних і сім корінних шийок. Коліна колінчастого валу розташовані під кутом 120° один до опіквідного, причому напрямок першого коліна збігається із шостим, друге — з п'ятим, третє — із четвертим. У кожному коліні є косе свердління (масляний канал), що з'єднує радіальні отвори у корінних і шатунних шийках колінчастого валу. Радіальні отвори призначені для підведення масла до шатунних шийок і до підшипника верхньої головки шатуна через отвори в ньому.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Четверта корінна шийка є упорною. До фланця заднього кінця колінчатого вала за допомогою установочних 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 компресійних, одне здвоєне й одне одинарне маслоз'ємні хромовані кільця.

Одинарне маслоз'ємне кільце без радіусних фрезерувань розташовано вище поршневого пальця, здвоєні маслоз'ємні кільця з радіусними фрезеруваннями - нижче. Маслоз'ємні кільця встановлюються меншою торцевою поверхнею вниз, тобто шкребком нагору.

Поршень з'єднується із шатуном за допомогою порожнього сталевого цементованого й загартованого пальця 5 плаваючого типу. Осьові переміщення поршневого пальця обмежується стопорними кільцями 6. На поверхні поршня, навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення - холодильники.

Шатун складається із верхньої головки, стрижня і розємної нижньої головки. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий центральний отвір і два бічних свердління в нижній головці для підведення змащення до головного підшипника.

У верхню головку шатуна запресована бронзова втулка. Яка є підшипником. Нижня головка шатуна розємна, стягується двома шатунними болтами. У нижній головці шатуна розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалевої смуги, плакованої антифрикційним сплавом АСМ.

Розподільний вал складається із двох частин, з'єднаних між собою призонними болтами і гайками. Розподільний вал обертається в сімох підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній частині блоку циліндрів. На розподільному валу розташовані впускні «а» і вихлопні «b» кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле з розподільним валом. На передній кінець розподільного вала насаджені упорна втулка та шестерня приводу розподільного валу.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 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

В основі аналітичного розрахунку процесу застосовується метод Гриневецького-Мазинга.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

- при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $p_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$;
- при 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 визначається потужністю двигуна і максимально допустимим тиском згоряння;
- коефіцієнт продувки камери згоряння $\varphi_a = G_k/G_a$ характеризує якість процесу газообміну і для дизельного двигуна з великим кутом перекриття клапанів $\alpha_{\text{пер}} = 140 \dots 150^\circ$ дорівнює $1,1 \dots 1,15$.
- підігрів заряду свіжого повітря від стінок втулки циліндру по дослідним даним знаходиться в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ\text{C}$ [3]. Для розрахунків приймаємо $\Delta t = 10^\circ\text{C}$.
- коефіцієнти використання теплоти в точках z і b робочого циклу по результатам дослідів складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,80$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,90$. [3];
- величина ступіню підвищення тиску при згорянні λ при розрахунках для середньо -оборотних двигунів рекомендується приймати в межах $\lambda = 1,35 \dots 2,0$. [2];
- механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше і

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

розраховується по емпіричній формулі, яка враховує частоту обертання колінчастого валу дизеля;

- в одноступеневому охолоджувачі повітря зниження температури наддувочного повітря складає в межах $50...100^{\circ}\text{C}$ [3];

- рекомендується температуру залишкових газів при виконанні розрахунку робочого процесу дизеля приймати в межах $T_r = 600...900 \text{ K}$.

Прийнято в розрахунку робочого процесу $T_r = 750 \text{ K}$. [3];

- коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми рекомендується для дизелів з нероздільною камерою згоряння в межах $\varphi = 0,90...0,95$. [3]

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

В розрахунку робочого процесу приймаю $n_k = 1,6$.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						11
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

Вихідні дані для розрахунку робочого процесу:

Номінальна потужність	$P_e = 270 \text{ кВт}$
Номінальна частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 12,5$
Число циліндрів дизеля	$i = 6$
Коефіцієнт тактності дизельного двигуна	$z = 4$
Тиск наддуву	$p_b = 0,242 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,0$
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	$P_r = 0,225 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 1,5$
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,86$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$

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 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Кількість свіжого заряду повітря

$$M_1 = \alpha \times L_0, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 2,0 \times 0,501 = 1,002 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

вуглекислого газу CO_2 : $M_{\text{CO}_2} = 0,87/12 = 0,073 \text{ кмоль/кг}$

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 : $M_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (2,0 - 1) \cdot 0,501 = 0,105 \text{ кмоль/кг}$

азоту N_2 : $M_{\text{N}_2} = 0,79 \times 2,05 \times 0,501 = 0,792 \text{ кмоль/кг}$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} = 0,073 + 0,063 + 0,105 + 0,792 = 1,032 \text{ кмоль/кг}$$

3. Параметри процесу газообміну.

Температура повітря після нагнітача.

$$T_g = T_a \times \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, K = 293 \times \left(\frac{0,242}{0,101} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 406,6 K$$

Тиск в кінці впуску.

$$P_d = (0,9 - 0,95) \times P_g = 0,95 \times 0,242 = 0,230 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d} = \frac{406,6 - 90 + 10}{750} \times \frac{0,225}{12,5 \times 0,23 - 0,225} = 0,037$$

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

Температура в кінці впуску

$$T_d = \frac{T_g - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K = \frac{406,6 - 90 + 10 + 0,037 \times 750}{1 + 0,037} = 341,7 K$$

Коефіцієнт наповнення циліндру двигуна

$$\varphi_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_g} \times \frac{T_g - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)} = \frac{12,5}{12,5 - 1} \times \frac{0,23}{0,242} \times \frac{406,6 - 90}{341,7 \cdot (1 + 0,037)} = 0,923$$

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Густина повітряного заряду на впуску.

$$\rho_n = \frac{P_g \times 10^6}{R_n \times (T_g - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3 = \frac{0,242 \times 10^6}{287 \times (406,6 - 90)} = 2,663 \text{ кг/м}^3$$

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 процесу стискання.

$$p_c = p_d \times \varepsilon^{n_1} = 0,23 \times 12,5^{1,38} = 7,50 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стискання.

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1-1} = 341,7 \times 12,5^{1,38-1} = 892,3 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

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

$$= 19,88 + 0,002638 \times 892,3 = 22,23 \text{ кДж/(Кмоль} \cdot \text{К)}$$

5. Параметри процесу згоряння.

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1,032}{1,002} = 1,029$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,029 + 0,037}{1 + 0,037} = 1,028$$

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

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

$$\text{для } N_2: mC_{v'}''_{N_2} = 21,55 + 0,00145 \cdot T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mC_{v'}''_{CO_2} = 38,61 + 0,00335 \cdot T_Z$$

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

					ПІННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

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

$$= \frac{1}{1,032} \left[0,073 \times (38,61 + 0,003349) + 0,063 \times (25,46 + 0,00444) + 0,105 \times (23,3 + 0,00155) + 0,792 \times (21,55 + 0,00145) \right] \text{ КДж} / (\text{ККмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки отримали рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_z = 23,17 + 0,0018 \times T_z, \text{ КДж} / \text{Кмоль} \cdot \text{К}$$

де: $a = 23,17 \text{ КДж/моль}$

$v = 0,0018$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску

$$mC''p = mCv'' + 8,134, = 23,17 + 0,0018 T_z + 8,134, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

Після підстановки отримаємо рівняння.

$$mC''p = a + v \times T_z = 31,3 + 0,0018 \times T_z, \text{ КДж} / (\text{Кмоль} \times \text{К})$$

де: $a = 31,3 \text{ КДж/кмоль} \times \text{К}$

$v = 0,00178$

Максимальний тиск згоряння.

$$p_{\max} = \lambda \times P_c, \text{ МПа} = 1,5 \times 7,5 = 11,25 \text{ МПа}$$

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: $A = 0,0018$

$B = 32,21$

$C = 61348,1$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A} = \frac{-32,21 + \sqrt{32,21^2 + 4 \times 0,0018 \times 61348,1}}{2 \times 0,0018} = 1733,4 \text{ К}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c} = \frac{1,029 \times 1733,5}{1,5 \times 892,3} = 1,33$$

6. Параметри процесу розширення.

Ступінь наступного розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12,5}{1,33} = 9,38$$

Середній показник політропи розширення.

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

Тиск в кінці розширення.

$$p_{\theta} = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа} = \frac{11,25}{9,38^{1,25}} = 0,69 \text{ МПа}$$

Температура в кінці розширення.

$$T_{\theta} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1733,4}{9,38^{1,25-1}} = 990,5 \text{ K}$$

7. Індикаторні показники робочого тіла.

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} =$$
$$\frac{7,50}{12,5 - 1} \times \left[1,5 \times (1,33 - 1) + \frac{1,5 \times 1,33}{1,25 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{10^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{12,5^{1,38-1}} \right) \right] = 1,50 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа} = 0,96 \times 1,50 = 1,44 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_{\theta} \times \varphi_n \times 10^{-3}} = \frac{1,44 \times 0,50 \times 2,0}{42250 \times 2,663 \times 0,923 \times 10^{-3}} = 0,445$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$v_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг} / (\text{квт.год.}) = \frac{3600}{42250 \times 0,445} = 0,190 \text{ кг} / (\text{квт.год.})$$

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						16
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Ефективні показники робочого циклу.

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{\text{пр}} = 0,22 \text{ м}$$

Середня швидкість поршня

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S_{\text{пр.}} \times n}{30} = \frac{0,22 \times 750}{30} = 5,50 \text{ м/с}$$

Середній тиск механічних втрат.

$$p_M = 0,089 + 0,0148 \times V_{\text{п.ср.}} = 0,089 + 0,0118 \times 5,50 = 0,154 \text{ МПа}$$

Середній ефективний тиск.

$$p_{me} = p_{mi} - p_m, \text{ МПа} = 1,44 - 0,154 = 1,289 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1,289}{1,44} = 0,89$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M = 0,445 \times 0,89 = 0,40$$

Питома ефективна витрата палива.

$$\epsilon_e = \frac{3600}{Q_H \times \eta_e}, \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)} = \frac{3600}{42250 \times 0,40} = 0,197 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$$

Годинна витрата палива.

$$B = \epsilon_e \times P_e, \text{ кг/год} = 0,197 \times 270 = 53,14 \text{ кг/год}$$

9. Основні розміри циліндру двигуна.

Літраж двигуна

$$V_{st} = 30 \times z \times \frac{P_e}{P_{me} \times n} = 30 \times 4 \times \frac{270}{1,289 \times 750} = 33,5 \text{ л}$$

$$\text{Робочий об'єм циліндра. } V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{33,5}{6} = 5,587 \text{ л}$$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Хід поршня двигуна – прототипу

$$S_{\text{пр}} = 220 \text{ мм}$$

$$\text{Відношення } m = S_{\text{пр}}/D_{\text{пр}} = 1,31$$

Діаметр циліндра.

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times 5.587}{3,14 \times 1,31}} = 179,9 \text{ мм}$$

$$\text{Хід поршня } S = m \times D = 1,31 \times 179,9 = 219,9 \text{ мм}$$

10. Уточнені розміри циліндра і двигуна:

Діаметр циліндра

$$D = 180 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 220 \text{ мм}$$

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

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z} = \frac{1,289 \times 33,57 \times 750}{30 \times 4} = 270,4 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{270,4 + 270}{2} = 270,2 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої

$$\text{на: } \Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \times 100\% = \frac{270,4 - 270}{270,2} \times 100\% = 0,15 \%$$

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

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						18
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

2.3.1 Розрахунок теоретичної та дійсної індикаторних діаграм 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	1,44
2.Тиск в кінці стиску	p_c	МПа	7,5
3.Показник політропи стиску	n_1	-	1,38
4.Ступінь стиску	ε	-	12,5
5.Максимальний тиск згоряння	p_{max}	МПа	11,26
6.Показник політропи розширення	n_2	-	1,25
7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1,33
8.Ступінь послідуочого розширення	δ	-	9,38
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

Таблиця 2.2 Координати точок 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	7,50	150	11,26	225,2
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	0,24	4,8	0,69	13,8

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;

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

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						20
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Z_d - точка максимального тиску газів.

Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

1. Кривошипно-шатунне відношення $\lambda = R/L = 0,11/0,45 = 0,246$
2. Відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі $AB = 230$ мм
3. Кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10$ ПКВ
4. Тиск залишкових газів $p_r = 0,225$ МПа
5. Масштаб тиску $m_p = 0,05$ МПа/мм
6. Хід поршня $S = 0,22$ м
7. Тиск в кінці стиску $P_c = 7,50$ МПа
8. Максимальний тиск $P_{\max} = 11,26$ 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'' $p_r/m_p = 0,225/0,05 = 4,5$ мм.

Тиск газів у ВМТ

$$p_c' = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 7,5 = 9,0 \text{ МПа};$$

$$p_c''/m_p = 9,0/0,05 = 108,0 \text{ мм.}$$

Максимальний тиск згоряння $p_{zd} = p_{\max} = 11,26$ МПа.

$$p_{zd}/m_p = 11,26/0,05 = 225,2 \text{ мм.}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						21
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поправка Брікса $OO_1 = R \cdot \lambda_1 / 2 = 110 \cdot 0,25 / 2 = 13,75$ мм.

Масштаб переміщення $m_s = S / AB = 220 / 230 = 0,96$ 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 Додатку Г . Там же побудована розвернута індикаторна діаграма, яка використана для розрахунку сил діючих в КШМ.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						22
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу дизельного двигуна

Вихідні дані для розрахунку :

ефективна потужність:	$P_e = 270,4 \text{ кВт}$
частота обертання колінчастого валу:	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
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:	$B_T = 53,14 \text{ кг/год}$
індикаторний к.к.д.:	$\eta_i = 0,45$
ефективний к.к.д. :	$\eta_e = 0,40$
кількість свіжого заряду	$M_1 = 1,002 \text{ кмоль/кг}$
загальна кількість продуктів згорання	$M_T = 1,032 \text{ кмоль/кг}$
температура залишкових газів	$T_{г.} = 750 \text{ К}$
температура повітря на початку стиску	$T_d = 341,7 \text{ К}$
коефіцієнт надлишку повітря для спалювання палива	$\alpha = 2,0$

2. Рівняння теплового балансу.

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з впорснутим паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_T - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

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

2.1 Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						23
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot Q_H / 3600 = 53,41 \cdot 42250 / 3600 = 623,7 \text{ кВт}$$

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

2.2 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 270,4 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 270,4 / 623,7 \cdot 100 \% = 43,4\%$$

2.3 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

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

де Q_w - теплота, яка відводиться від робочого тіла в стінки циліндра;

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

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

2.3.1 Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi} = (0 + 0 + 0,10 + 0,02) \cdot 623,7 = 74,8 \text{ кВт}$$

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.

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

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

$$C_m = S \cdot n / 30 = 0,220 \cdot 750 / 30 = 5,5 \text{ м/с} \quad \text{- середня швидкість поршня}$$

Середній тиск тертя поршня:

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

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Потужність тертя поршнів двигуна

$$P_{\Pi} = p_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 72 \cdot 0,0056 \cdot 750 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 15,1 \text{ кВт}$$

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:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\Pi} = 15,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 74,8 + 15,1 = 89,9 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_{\text{в}} \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} = \frac{89,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1,3}{1000 \cdot 4,19 \cdot 8} = 0,0035 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K = 1,3$ - коефіцієнт запасу.

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

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

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

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = V_B \cdot \Delta P_{\text{в}} / \eta_{\text{в.н.}} = 0,0035 \cdot 98 / 0,55 = 0,62 \text{ кВт}$$

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

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

$$\text{Тоді } Q_{\text{в.н.}} = P_{\text{в.н.}} = 0,62 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{в.н.}} = 74,8 + 15,1 + 0,62 = 90,6 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\text{в}} = Q_{\text{в}} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 90,6 / 623,7 \cdot 100 \% = 14,5 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_G = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_{\text{ср.г}}} \cdot T_{\text{ср.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{53,1}{3,6 \cdot 22,4} [1,032 \cdot 32,09 \cdot 838,5 - 1,002 \cdot 29,09 \cdot 341,7] = 203,6 \text{ кВт}$$

					ПІННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 32,09 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду повітря.

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

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_T = Q_T / Q_{II} \cdot 100 \% = 203,6 / 623,7 \cdot 100 \% = 32,6 \%$$

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

2.5 Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M,Д}) - Q_B = (74,8 + 52,9) - 90,6 = 37,2 \text{ кВт}$$

$$Q_{MД} = \Delta_{MД} \cdot Q_{II} = 0,085 \cdot 623,7 = 52,9 \text{ кВт},$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta_{MД} = (P_{MД} / P_{mi}) \cdot \eta_i = (120 / 1440) \cdot 0,445 = 0,085$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 37,2}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,0035 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$\kappa = 1,4$ - коефіцієнт запасу

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

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

$\Delta T_M = 8 \text{ К}$ - перепад температур масла в холодильнику.

Потужність приводу масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0035 \cdot 400000}{0,65 \cdot 10^3} = 2,1 \text{ кВт}$$

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

$\eta = 0,65$ - механічний коефіцієнт корисної дії насоса масляного.

Тоді $Q_{M2} = P_{MH} = 2,1 \text{ кВт}$

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						26
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальна кількість теплоти відведеної в масло:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 37,2 + 2,1 = 39,3 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 39,3 / 623,7 \cdot 100\% = 6,3\%.$$

Невраховані теплові втрати в навколишнє середовище

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_v + Q_{\Gamma} + Q_M) = 623,7 - (270,4 + 90,6 + 203,6 + 39,3) = 19,8 \text{ кВт},$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 19,8 / 623,7 \cdot 100\% = 3,2\%.$$

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	270,4	43,4
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_v	90,6	14,5
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_{Γ}	203,6	32,6
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	39,3	6,3
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	19,8	3,2
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	623,7	100

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ЧН18/22.

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ.

Розглянемо сили, що діють 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

$$F_d = F_r + F_{in}, \text{ Н}$$

- 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 на фланці колінчастого валу

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

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

а) Діаметр поршня

$$D = 0,18 \text{ м}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

- б) Частота обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$
- в) Ордината прийнята для $p_{\max}$ $h_{\max} = 225,2 \text{ мм}$
- г) Максимальний тиск згоряння $p_{\max} = 11,26 \text{ МПа}$
- 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 $\omega = \pi \cdot n/30 = 3,14 \cdot 750/30 = 78,5 \text{ рад/с.}$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						29
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.4 Результати динамічного розрахунку

φ°	$P_{\text{ц}}$	$F_{\text{Г}}$	$F_{\text{и}}$	$F_{\text{д}}$	F_{N}	F_{r}	F_{k}	$F_{\text{Г}}$	$F_{\text{и}}$	$F_{\text{д}}$	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 ВТУЛКИ ЦИЛІНДРУ

3.1 Огляд конструкцій втулок циліндрів поршневих ДВЗ

Циліндрові втулки встановлюють в блоках циліндрів, які разом із кришкою циліндру та поршнем утворюють камери згоряння двигуна. В залежності від того, омивається чи не омивається зовнішня поверхня втулки охолоджуючою водою, розрізняють «мокрі» та «сухі» втулки циліндрів.

Головні переваги вставних «мокрих» втулок: відсутність розтягуючих напружень, що можуть виникнути при подовженні втулки від нагрівання під час роботи дизеля; ефективна теплопередача від робочої поверхні до охолоджуючої води; можливість виготовити втулку з більш міцного і зносостійкого матеріалу, ніж матеріал сорочки; відносна простота виготовлення і ремонту циліндру. Основні недоліки втулок: необхідність ущільнення засорочкового простору і схильність їхніх охолоджуваних поверхонь до корозії та ерозії.

У малорозмірних високообертових двигунах застосовують вставні «сухі» втулки, а іноді втулки, виготовлені заодно із сорочками циліндрів. «Сухі» втулки являють собою тонкостінні гільзи, запресовані в охолоджуваний блок циліндрів. Такі втулки прості у виготовленні, не вимагають ущільнення засорочкового простору, не піддаються корозії та ерозії. Основні недоліки таких втулок: погана теплопередача від дзеркала циліндра до охолоджуючої води внаслідок двошарової стінки циліндра і складність виготовлення блоку.

Умови роботи циліндрової втулки наступні: на неї діють значні механічні і термічні навантаження, робоча поверхня («дзеркало») піддається зношуванню, а охолоджувана поверхня - впливу хімічної й електрохімічної корозії і кавітаційної ерозії.

Під дією тиску газів, сили нормального тиску поршня (у тронкових дизелях) і сили затягування шпильок циліндрової кришки виникають механічні навантаження і відповідні напруження.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Тиски газів $P_1(P_2)$ (рис.3.1,а) викликають в стінці втулки напруження розтягання і стиску та вібрацію втулки (внаслідок зміни сил по величині і напрямку). Від сили затягування кріпильних шпильок $P_3(P)$ (рис.3.1,в) у небезпечному перерізі опорного фланця втулки виникають наступні складні напруження: розтягання від сили P_n , здвигу від сили P_t (і згинання від моменту $M_{зг} = P \cdot l$). У перетині у-у опорного бурту блоку також виникає подібний напружений.

Термічні навантаження на втулку обумовлені впливом гарячих робочих газів і додатковим нагріванням унаслідок тертя поршневих кілець.

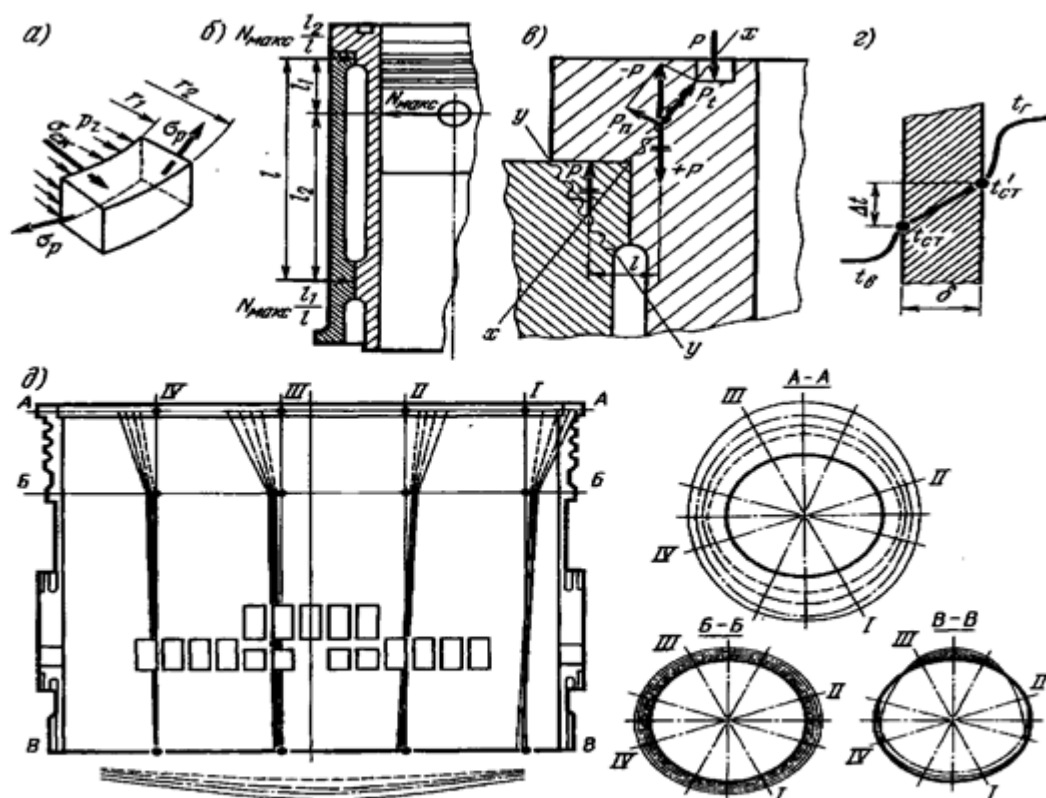


Рисунок 3.1 Умови роботи циліндрових втулок

Висока температура дзеркала у верхньому поясі втулки (до 200 °С та вище) погіршує умови змащення і сприяє зношуванню втулки і кілець. За кожен цикл до поверхні втулки підводиться деяка кількість теплоти від газів з температурою t_g , а від зовнішньої поверхні відводиться така ж кількість теплоти до охолоджуючої води з температурою t_b (рис.3.1,г). У результаті по товщині стінки

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

створюється перепад температур, який викликає у ній термічні напруження. Гарячі волокна стінки втулки з боку газу будуть піддаватися напруженням стиску, а холодні волокна з боку охолоджуючої води будуть піддаватися напруженням розтягування.

Значна температурна асиметрія по довжині втулки (температури у верхньому поясі втулки вище температур нижче розташованих поясів) і по колу (температури з боку випуску більші за температури протилежної сторони втулки, особливо в двотактних дизелях з контурною продувкою) викликає нерівномірні радіальні й осьові деформації втулки (рис.3.1,д). В результаті викривляється її вісь, спотворюється форма дзеркаларобочої поверхні і виникають додаткові термічні напруження.

3.2 Вимоги до конструкції втулки циліндра та матеріали для її виготовлення

До конструкції циліндрової втулки пред'являються наступні основні вимоги: висока міцність; ефективне охолодження (особливо верхнього поясу) при можливо менших перепадах температур у стінці; найменша нерівномірність радіальних і осьових деформацій; герметичність поверхонь, сполучених із сорочкою і кришкою циліндра, при цьому повинне бути забезпечене вільне радіальне й осьове розширення втулки. Крім того, матеріал втулки повинний бути жаростійким (жароміцним), зносостійким, мати високі антифрикційні якості.

Матеріали втулки- чавун, легований титаном, хромом, нікелем ванадієм, чи сірий чавун СЧ28-48, СЧ32-52 (для втулок МОД і СОД) , легована сталь 45Х, 38ХМЮ (для втулок ВОД).

Для підвищення зносостійкості чавунні втулки ВОД (іноді і СОД) покривають пористим хромом, а сталеві азотують. Для захисту від корозії й ерозії охолоджувану поверхню втулок покривають фарбою або бакелітовим лаком, хромують чи кадмірують.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

3.3. Конструкції втулок циліндрів різних типів двигунів

Конструкції втулок різного типу двигунів показані на рис.3.2, рис.3.3. У верхній частині втулки мають потовщений круговий пояс 1 (рис.3.2,а; рис.3.3,а) із фланцем 2, що спирається на опорний бурт 11 чи сорочки блоку 3. Зверху фланець втулки притискається буртом 9 кришки циліндра.

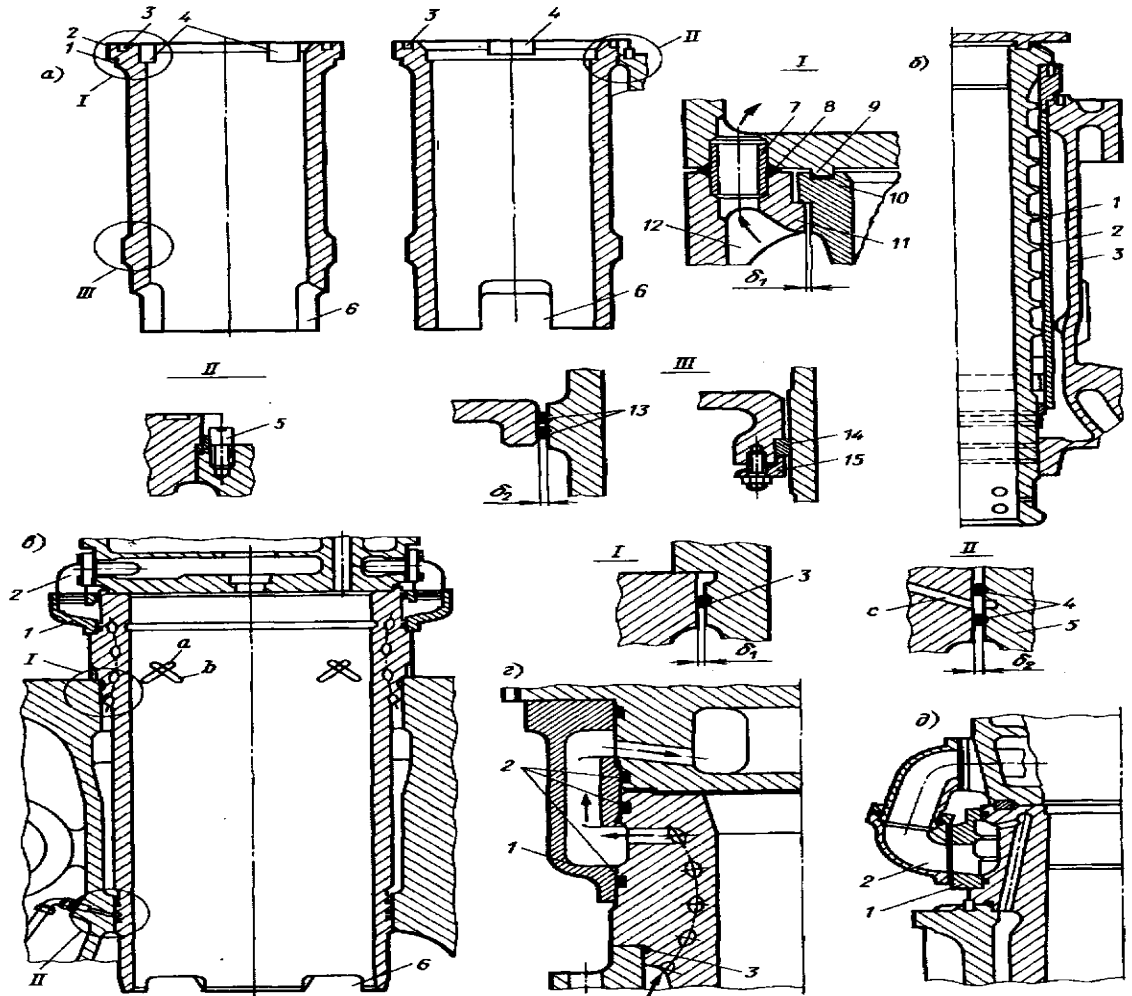


Рисунок 3.2 Циліндрові втулки чотиритактних дизелів

- а) 1- пояс круговий, 2 – фланець, 3 – виточка, 4- «кишеня», 5 – штифт, 6 – виріз під стержень шатуна, 7 – трубка, 8 – гумове ущільнення, 9 – бурт кришки циліндру, 10 – прокладка, 11 – опорний бурт блоку, 12 – ребро, 13 – гумове кільце, 14 – сальникова набивка, 15 – кільце прижимне; б) 1- спіральні ребра, 2 – сорочка, 3 – блок.
в) 1- водозбірне кільце, 2 – патрубок переливний, 3,4 – кільце гумове, 5 - втулка

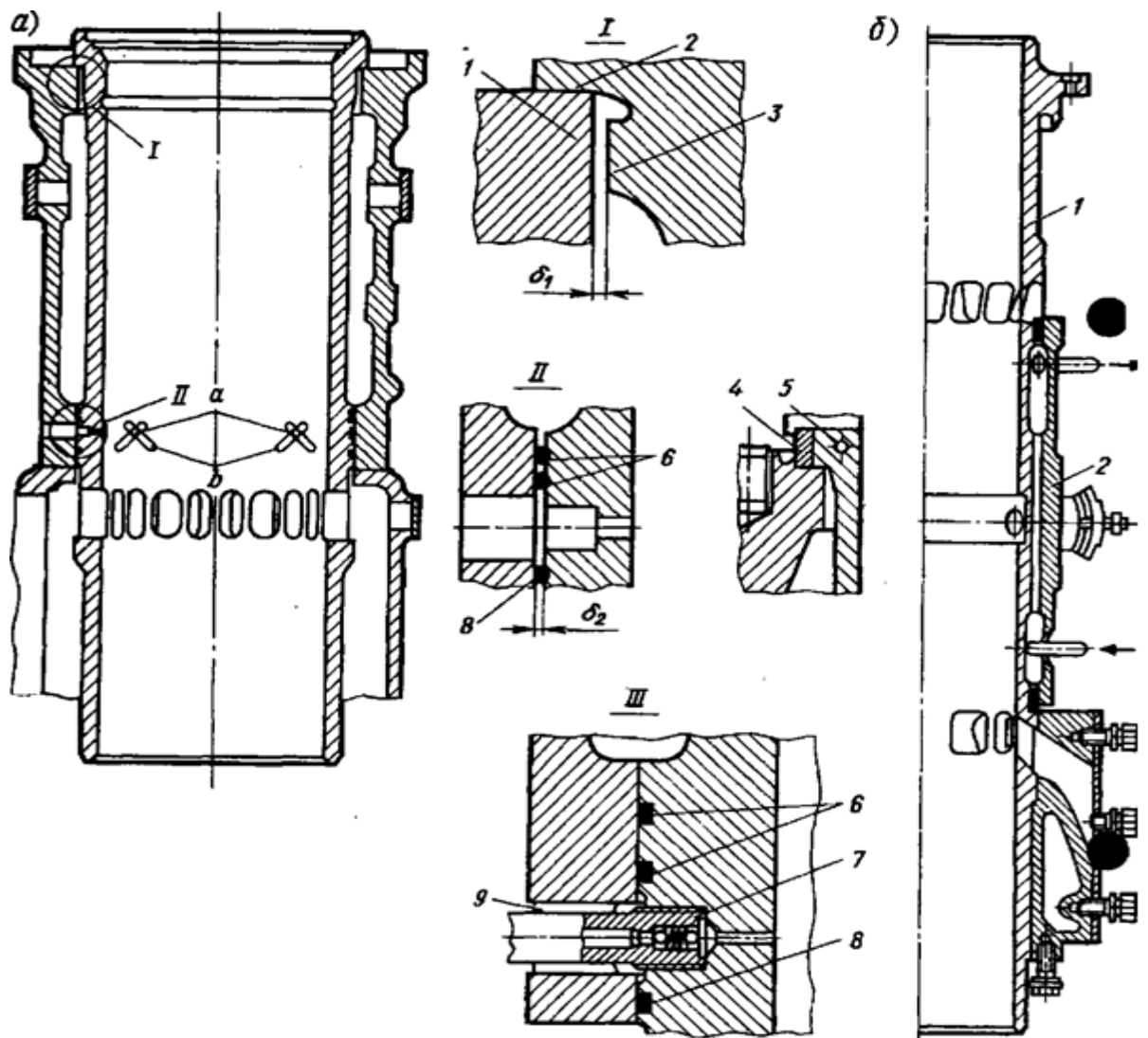


Рисунок 3.3 Циліндрові втулки двотактних дизелів з прямоточною системою продувки

а) 1 – блок, 2 – опорний бурт втулки, 3 – направляючий пояс, 4 – кожух, 5 – канал, 6,8 - кільця гумові, 7 – клапан незворотній, 9 – масляний штуцер; б) 1 – втулка, 2 – поздовжні ребра.

Вільні радіальні й осьові розширення втулки забезпечуються нерухомим закріпленням тільки фланця і радіальних зазорів поміж зовнішньою її поверхнею та стінками отворів в блоку циліндрів; (рис.3.2,а,в; рис.3.3,а). Це охороняє блок

Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

циліндрів від розриву, а дзеркало втулки від деформацій. Так як при нагріванні втулка розширюється більше, ніж блок циліндрів.

Ущільнення засорочкового простору досягають притиранням поверхонь, що стикаються, втулки й опорного бурта блоку з застосуванням спеціальних мастик чи густотертих білил. Іноді під фланець втулки циліндру встановлюють червоно - мідну прокладку.

Для ущільнення і запобіганню корозії посадкового поясу втулки і блоку часто встановлюють гумове кільце 3 (рис.3.2,в,г). Ущільнення газового стику забезпечують притиранням поверхонь фланця втулки і бурта кришки чи установкою у виточку 3 (рис.3.2,а) прокладки 10 з відпаленої червоної міді або м'якої сталі.

Для зменшення згинаючих напружень у фланці втулки (найбільш небезпечних для чавуну) необхідно зменшувати плече 1 (рис.1,в), тобто кільцеву виточку розташовувати над опорною частиною фланця втулки. При $l = 0$ у небезпечному перерізі будуть діяти тільки напруження здвигу, однак зростуть напруження в опорному бурті блоку, циліндровій кришці і в її шпильках. Тому положення кільцевої виточки вибирають з умови забезпечення мінімальних напружень у всіх елементах цього з'єднання.

Для запобігання утворення наробітку (вироблення уступом), що затрудняє демонтаж поршня і викликає поломку поршневих кілець, у верхній частині втулки передбачають конусну чи циліндричну розточку. Проте розточка втулки полегшує доступ газу до верхнього поршневого компресійного кільця і збільшує його нагрівання. Тому в сучасних дизелях часто замість розточки втулки на усю висоту камери згоряння виконують тільки вузьку кільцеву виточку-канавку, що дає можливість досягти тих же результатів, але затрудняє доступ газу до кільця (рис.3.2,б,в,д; 3.3,а).

У чотиритактних дизелях для нормального відкриття газорозподільних клапанів (якщо краї їхніх тарілок виходять за межі діаметра циліндра) і зменшення дроселювання потоків повітря і газу між тарілкою клапана і стінкою

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

втулки в її верхній частині роблять виїмки («кишені») 4 (рис.3.2,а). При наявності таких виїмок втулку циліндру встановлюють у блок по мітках чи фіксуючим штифтам 5.

Верхній пояс циліндрової втулки сприймає найбільші механічні і термічні навантаження. Умови охолодження поясу найгірші через наявність масивного фланця і стовщеного поясу.

Покращують охолодження і знижують теплове навантаження верхнього поясу втулки наступними конструктивними заходами:

- опорний борт 11 блоку (рис.3.2,а) підкріплюють ребрами 12, воду з засорочкового простору підводять у кришку циліндра по внутрішніх трубках 7, ущільнених гумовими кільцями 8. Це дає можливість підвести воду вище, що поліпшує охолодження поясу;
- верхній пояс втулки виготовляють з кільцевими ребрами 2, що розділяють за сорочковий простір на канали 1 для проходу охолоджуючої води. Внаслідок зменшення площі прохідних перетинів збільшується швидкість води v_v і зростає коефіцієнт тепловіддачі від стінки втулки до води;
- на спіральні ребра 1 у верхньому поясі втулки чи по всій її довжині (рис.3.2,б) установлюють тонкостінну сорочку-кожух 2. Відведення теплоти інтенсифікується за рахунок високої швидкості охолоджуючої води в спіральних каналах і збільшеній поверхні теплообміну. Ребра підвищують жорсткість втулки і зменшують товщину її стінки, що сприяє зниженню термічних напружень. При установці кожуха на всю довжину втулки блок циліндрів 3 ізолюється від води і не піддається корозії й ерозії;
- у двотактних дизелях із прямоточно - щільною продувкою кільцеві ребра часто передбачають для охолоджуваної продувним повітрям верхньої частини 1 втулки (рис.3.3,б). Інтенсивне охолодження середньої частини (у поясі камери згоряння) забезпечується за рахунок поздовжніх ребер 2, що збільшують поверхню теплопередачі і швидкість охолоджуючої води.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						38
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Однією із причин виходу із ладу циліндрових втулок є кавітаційна ерозія. Наряду з цілим комплектом конструктивно-технологічних заходів по зменшенню кавітаційної ерозії ефективним способом боротьби з нею є підвищення жорсткості втулок циліндрів. Жорсткість втулок може бути підвищена за рахунок виконання на їх зовнішніх поверхнях поздовжніх або гвинтових ребер підкріплення. В ряді випадків на ребра запресовуються бандажі, що також збільшує жорсткість конструкції. Охолоджуюча вода при цьому циркулює в просторі поміж ребрами та внутрішньою поверхнею.

Завдяки підвищеній швидкості води збільшується коефіцієнт тепловіддачі від поверхні втулки циліндру, а, отже, температура її робочої поверхні зменшується.

Для підвищення надійності роботи блока циліндрів доцільно виключити контакт охолоджуючої води із стінками блока. Це досягається виконанням індивідуальних сорочок, що встановлюються на циліндрові втулки. Посадочні поверхні сорочок ущільнюються гумовими кільцями, перепуск води із порожнини охолодження в кришку циліндра виконується через канали, які виконуються у верхньому опорному бурту.

З ростом ступеня форсування двигунів по середньому ефективному тиску ростуть температури і термічні напруження в стінках циліндрових втулок. Найбільші значення вони мають в зоні верхнього опорного бурта. Зниження температурного рівня можна добитися наближенням охолоджуючих порожнин до нагрітої внутрішньої стінки втулки. Можливе декілька конструктивних рішень цієї задачі (рис.3.4). Однією із найбільш ефективних є виконання спеціальних каналів у верхньому бурту втулки циліндру, який в цьому випадку звичайно має достатньо розвинуту висоту. Охолоджуючі канали можуть бути просвердлені у фланці втулки по дотичній до осі циліндру, завдяки чому вода підводиться дуже близько до внутрішньої поверхні втулки. При такій схемі охолодження інтенсивно охолоджується зона втулки в районі зупинки у ВМТ першого компресійного кільця, що позитивно впливає на умови роботи поршневої групи.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						39
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Циліндрові втулки можуть не опиратися на блок, а кріпитися до кришки циліндра спеціальними шпильками (так звані підвісні втулки). В цьому випадку стик втулки та кришки циліндру не піддаються розтягуючим газовим силам, тобто отримуємо розвантажений газовий стиск, що дозволяє реалізувати в

циліндрі високі максимальні тиски згоряння.

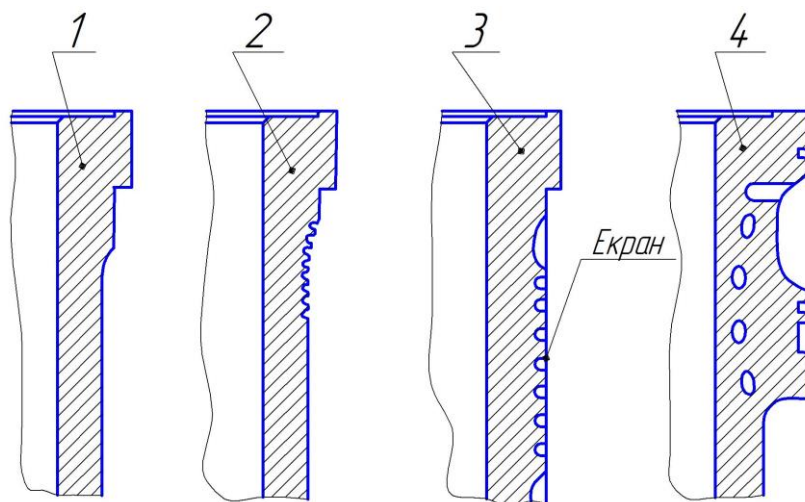


Рисунок 3.3 Вплив способу охолодження верхнього поясу циліндрової втулки на рівень температури t (в районі зупинки у ВМТ першого поршневого кільця) та її відносну жорсткість

1 – $t = 230^{\circ}\text{C}$; $\epsilon = 100\%$;

2 – $t = 195^{\circ}\text{C}$; $\epsilon = 82\%$;

3 – $t = 172^{\circ}\text{C}$; $\epsilon = 100\%$;

4 – $t = 160^{\circ}\text{C}$; $\epsilon = 95\%$;

Крім того, зменшується вплив деформації блока циліндрів на початкову геометричну форму втулки циліндру.

Зібраний комплект втулка-кришка циліндру (рис.3.5) встановлюється із зазорами в блок і кріплять анкерними шпильками, сила затяжки яких в цьому випадку практично не впливає на щільність газового стику та деформацію внутрішньої поверхні втулки. Під час роботи в газовому стику виникають радіальні сили від газових нагрузок та різниці температур поміж втулкою та кришкою циліндру, тому при виборі матеріалу прокладки слід враховувати ступінь форсування двигуна. При низькому форсуванні можна використовувати прокладки із червоної міді, при високому форсуванні і відповідно підвищених

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

температурах в зоні газового стику його надійність забезпечується при використанні сталевих оміднених прокладок, що мають необхідну пружність.

Термін служби втулки значною мірою визначається якістю змащування дзеркала циліндру під час роботи. В тронкових двигунах змазка стінок циліндру забезпечується масляним туманом, і тільки в деяких

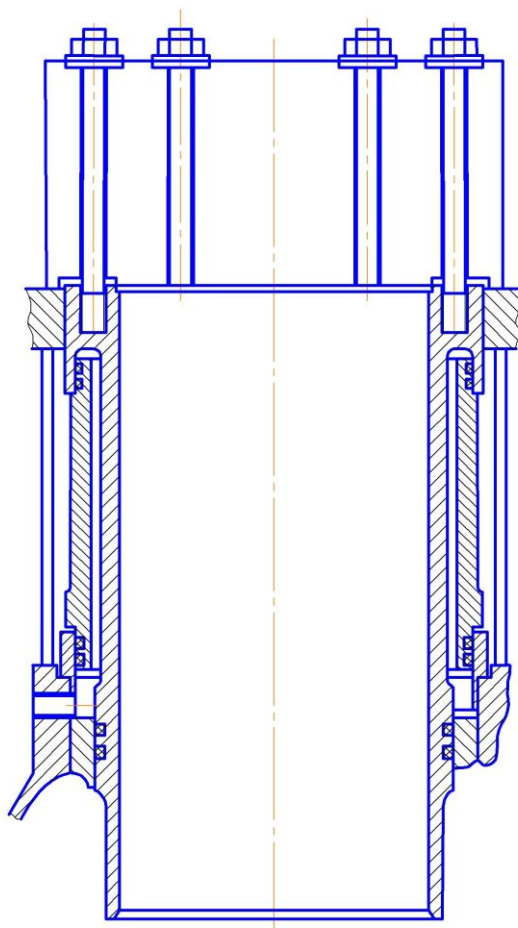


Рисунок 3.4 Конструкція підвісної втулки циліндру

випадках використовують масляні насоси високого тиску (лубрикатори). В крейцкопфних двигунах змащування дзеркала циліндру виконується виключно лубрикаторами.

Кавітаційна стійкість циліндрових втулок може бути підвищена нанесенням на зовнішню поверхню втулки молочного або твердого хрому. Також застосовується азотуванням цієї поверхні.

Втулки звичайно виготовляються із сірих чавунів марок СЧ28, СЧ32, чавунів, легованих титаном, хромом, ванадієм, чи нікелем. Для ВОД та деяких

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

СОД інколи застосовують сталь 40Х, азотовані сталі 35ХМЮА, 38ХМЮА та інші. Для підвищення зносостійкості робоча поверхня сталевих втулок азотується, а чавунних - покривається електролітичним способом шаром пористого хрому.

Довжина втулки циліндру визначають із конструктивних міркувань, так, щоб нижнє маслозємне кільце не виходило із неї при положенні поршня у НМТ, при цьому пояс ущільнюючих кілець поршня повинен стикатися з ділянкою втулки, що омивається охолоджуючою рідиною. Останнім визначається нижня границя охолоджувальної порожнини. При малих значеннях кривошипного відношення R/L в нижній частині втулки можуть виконуватися прорізи для проходу стержня шатуна при його максимальних відхиленнях.

3.4 Пропозиції по вдосконаленню конструкції втулки циліндру

Особливості конструкції втулки циліндру дизельного двигуна – прототипу 6ЧН18/22 та запроектованої втулки показані на рис.3.6. Головною відмінністю модернізованої втулки циліндру є те, що для покращення охолодження її стінки в районі дії максимальних температур робочих газів на зовнішній поверхні виконані поздовжні ребра. Наявність ребер збільшує поверхню охолодження втулки, а також підвищує її жорсткість. Для обмеження деформації втулки від дії максимального тиску згоряння оптимізована посадка втулки в блок циліндрів двигуна. Зменшення діаметрального зазору в з'єднанні втулка циліндру – блок – картер підвищує надійність роботи циліндро – поршневої групи, особливо в газовому двигуні, для якого є характерними випадки появи детонаційного згоряння робочої газоповітряної суміші в циліндрах. При високих тисках згоряння деформація втулки циліндру обмежується опорним поясом блока циліндрів і в стінці втулки замість напруг розтягування діють напруги стиску, які для матеріалу втулки – сірого чавуну – не представляють небезпеки.

Запроектована конструкція втулки циліндру має більшу жорсткість та краще охолоджується, що зменшує вірогідність появи детонації в циліндрах двигуна.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

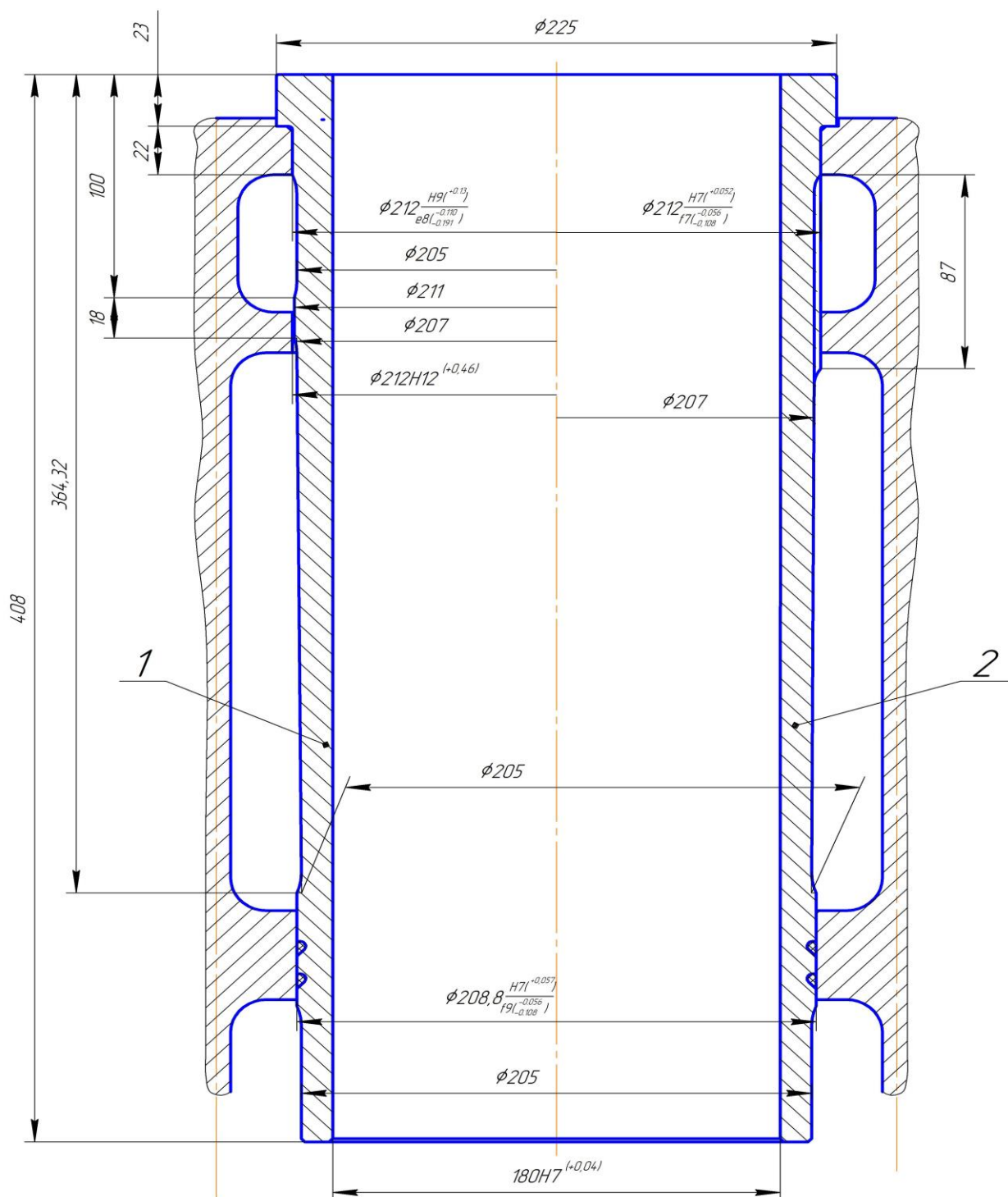


Рисунок 3.6 Ескіз монтажу втулки циліндру в блок-картер
1- втулка серійної конструкції; 2 – втулка вдосконаленої конструкції

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

3.5 Розрахунок на міцність втулки робочого циліндру

1. Мета розрахунку

Завданням розрахунку є перевірка працездатності втулки робочого циліндру дизельного двигуна

2. Вихідні дані

1. Максимальний тиск згоряння	$p_{\max} =$	11,26	МПа
2. Матеріал втулки циліндру		чавун марки АХНМ по ТУ 24.6.12.552-72	
3. Діаметр поршня	$D =$	0,18	м
3. Радіус циліндру внутрішній $r_1 = 0,5D$	$r_1 =$	0,09	м
4. Радіус циліндру зовнішній $r_2 = (0,55 \dots 0,60)D$	$r_2 =$	0,1026	м
5. Коефіцієнт, що характеризує неодинаковість міцності матеріалу втулки на розтягування і стискування	$\nu_s =$	0,25	
6. Перепад температур по товщині стінки втулки $\Delta t = 20 \dots 60^\circ\text{C}$	$\Delta t =$	20	$^\circ\text{C}$
7. Коефіцієнт лінійного розширення для чавуну	$\alpha =$	$10 \cdot 10^{-6}$	град $^{-1}$
8. Модуль пружності для чавуну	$E =$	80000	МПа
9. Коефіцієнт Пуансона	$\mu =$	0,25	
10. Коефіцієнт затяжки шпильок кришки циліндру $\lambda = 1,5 \dots 2$	$\lambda =$	1,5	
10. Середній діаметр ущільнюючої виточки $D_f = (1,18 \dots 1,20)D$	$D_f =$	0,214	м
11. Максимальний діаметр опорного бурта $D_1 = (1,245 \dots 1,25)D$	$D_1 =$	0,225	м
12. Мінімальний діаметр опорного бурта $D_2 = (1,18 \dots 1,20)D$	$D_2 =$	0,212	м
16. Ширина ущільнюючої канавки $b = (0,03 \dots 0,035)D$	$b =$	0,0054	м
13. Діаметр центру ваги перерізу $D_s = ((D_f + b) + D_2)/2$	$D_s =$	0,216	м

$$14. \text{Плече згинального моменту} \quad l = \frac{(0,5(D_1 + D_2) - D_f)/2}{1} = 0,002 \quad \text{м}$$

$$15. \text{Висота небезпечного перерізу бурта втулки} \quad h = \frac{(0,11 \dots 0,12)D}{1} = 0,023 \quad \text{м}$$

3. Розрахунок

Втулку робочого циліндру розглядаємо як товстостінний циліндр із постійною товщиною стінки, на який діє рівномірно розподілений тиск газів $p_{\max}$

2.1 Найбільша нормальна напруга розтягування в тангенціальному напрямку діє на внутрішній поверхні втулки циліндру

$$\sigma_{t\max} = 86,43 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{t\max} = p_{\max} \cdot \frac{r_1^2 + r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

2.2 Найменша нормальна напруга розтягування в тангенціальному напрямку діє на зовнішній поверхні втулки циліндру

$$\sigma_{t\min} = 75,17 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{t\min} = p_{\max} \cdot \frac{2 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

2.3 Нормальне напруження в радіальному напрямку на внутрішній поверхні втулки

$$\sigma_r = -10 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_r = -p_{\max}$$

2.4 Нормальне напруження в радіальному напрямку на зовнішній поверхні втулки дорівнює нулю

$$\sigma_r = 0 \quad \text{МПа}$$

2.5 Найбільш небезпечна з точки зору міцності точка, що лежить на внутрішній поверхні втулки. Еквівалентна напруга дорівнює

$$\sigma_{\text{екв1}} = 88,9 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{\text{екв1}} = \sigma_{t\max} - \nu_s \cdot \sigma_r$$

2.6 Еквівалентне напруження на зовнішній поверхні втулки $\sigma_{\text{екв2}} = \sigma_{t\min}$

$$\sigma_{\text{екв2}} = 75,17 \quad \text{МПа}$$

Значення еквівалентних напружень у втулках виконаних двигунів складає 40...80 МПа

$$\sigma_{\text{екв}} = 40 \dots 80 \quad \text{МПа}$$

2.7 Температурні напруження в циліндровій втулці

Враховуючи, що втулка циліндру представляє собою порожній циліндр, у якого температура змінюється по товщині стінки симетрично відносно вісі циліндру, знайдемо:

температурні напруження стиску на внутрішній поверхні втулки

$$\sigma_{tr1} = -\frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \frac{1}{\ln(\frac{r_1}{r_2})} \cdot (1 + \frac{2}{1 - (\frac{r_1}{r_2})^2}) \cdot \ln(\frac{r_1}{r_2}) \quad \sigma_{tr1} = -11,1 \quad \text{МПа}$$

Напруження розтягування на зовнішній поверхні

втулки

$$\sigma_{tr2} = -\frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \frac{1}{\ln(\frac{r_1}{r_2})} \cdot (1 + \frac{2 \cdot (\frac{r_1}{r_2})^2}{1 - (\frac{r_1}{r_2})^2} \cdot \ln(\frac{r_1}{r_2})) \quad \sigma_{tr2} = 281,9 \quad \text{МПа}$$

2.8 Вважаючи, що найбільші напруження від сил тиску газів і теплові співпадають в часі, знайдемо сумарні напруження в стінці циліндрової втулки:

- на внутрішній поверхні втулки

$$\sigma_{t\Sigma} = \sigma_{t \max} - \sigma_{tr1} \quad \sigma_{t\Sigma} = 97,6 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{r\Sigma} = -p_{\max} \quad \sigma_{r\Sigma} = -11,26 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma'_{екв} = \sigma_{t\Sigma} - \nu \cdot \sigma_{r\Sigma} \quad \sigma_{екв} = 100,4 \quad \text{МПа}$$

- на зовнішній поверхні втулки

$$\sigma_{екв}^{//} = \sigma_{t \min} - \sigma_{tr2} \quad \sigma_{екв}^{//} = -206,8 \quad \text{МПа}$$

Допустимі сумарні (теплові та механічні)

еквівалентні напруження для втулок циліндрів із чавуну $[\sigma_{екв}] = 150 \dots 200 \quad \text{МПа}$

Розрахунок деформації втулки циліндру від максимального тиску згоряння

Відношення $k = r_1/r_2$

$$k = 0,877$$

Радіальне переміщення внутрішньої поверхні втулки

$$\Delta r_1 = \frac{r_1}{E} \cdot (\frac{1 + k^2}{1 - k^2} + \mu) \cdot p_{\max} \quad \Delta r_1 = 0,00010 \quad \text{м}$$

Радіальне переміщення зовнішньої поверхні
втулки

$$\Delta r_2 = \frac{r_2}{E} \cdot \frac{2k^2}{1-k^2} \cdot p_{\max} \quad \Delta r_2 = 0,00010 \quad \text{м}$$

2.9 Розрахунок опорного фланця (бурта) втулки циліндру

Опорний фланець втулки циліндру
навантажується силою від затяжки шпильок
кріплення кришок циліндрів

$$F_d = 608522,3 \quad \text{Н}$$

$$F_d = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \cdot p_{\max}$$

Розкладаючи силу F_d на нормальну F_n та
дотичну F_t сили знаходимо напруження в
небезпечному перерізі 1-1

- розтягування

$$\sigma_p = \frac{F_n}{\pi \cdot D_s \cdot h}$$

$$\sigma_p = 0$$

- сколювання

$$\tau = \frac{F_t}{\pi \cdot D_s \cdot h}$$

$$\tau = 38,3 \quad \text{МПа}$$

- згинання від пари сил

$$\sigma_{зг} = \frac{6 \cdot F_d \cdot l}{\pi \cdot D_s \cdot h^2}$$

$$\sigma_{зг} = 22,1 \quad \text{МПа}$$

Сумарні напруження від згинання і сколювання

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{згн}^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{\Sigma} = 79,8 \quad \text{МПа}$$

не перевищують величин рекомендованих для
чавуну

$$[\sigma_{\Sigma}] = 90 \quad \text{МПа}$$

2.10 Напруження зминання в опорному бурті
фланця втулки

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot F_d}{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)}$$

$$\sigma_{зм} = 140,6 \quad \text{МПа}$$

Напруга зминання не повинно перевищувати для
чавуну

$$[\sigma_{зм}] = 80 \dots 150 \quad \text{МПа}$$

2.11 Питомий тиск на опорній кільцевій канавці
бурта втулки

$$p = \frac{F_d}{\pi \cdot D_f \cdot b}$$

$$p = 167,5 \quad \text{МПа}$$

Допустимий питомий тиск для чавуну

$$[p] = 80 \dots 120 \quad \text{МПа}$$

Враховуючи, що в з'єднаннях блок-картер - втулка циліндру і втулка циліндру - кришка робочого циліндру встановлені мідні ущільнюючі прокладки, то допустимі напруження для цих з'єднань визначаються матеріалом прокладки.

Допустимий питомий тиск для прокладки із
м'якої міді $[p] = 200$ МПа

4. Висновок

Результати перевірного розрахунку втулки циліндру дизельного двигуна 6ЧН18/22 показали, що її працездатність забезпечується.

4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПАТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ І ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРИДОВИЩА

4.1 Охорона праці

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

Забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщень є однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці обслуговуючого персоналу. Важливою задачею, що повинна здійснюватися комплексно, одночасно з рішенням основних питань виробництва є усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як відпрацьовані гази, водяна пара, пил, надлишкові теплоти, волога і створення здорового повітряного середовища. В організм людини шкідливі речовини проникають головним чином крізь дихальні шляхи, крізь шкіру а також із їжею. Оскільки вони впливають на організм людини, то більшість із цих речовин відносяться до небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Ці шкідливі речовини по характеру впливу на організм людини можна розділити на:

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

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						49
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пари палива та мастила

Пари палива та мастила, проникаючи в організм людини, діють подразнююче і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легенів і дихальних шляхів. Згідно ГОСТ 12.1.005–88 встановлені допустимі межі концентрації парів дизельного палива – не більше 100 мг/м^3 у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна внутрішнього згоряння також виділяється з випускними газами велика кількість шкідливих речовин, що є результатом згоряння палива та мастила.

Висока температура відкритих поверхонь двигуна

Висока температура відкритих поверхонь двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині опіки шкіри. Для запобігання цьому всі гарячі поверхні двигуна з температурою більшою за 60°C покривають теплоізоляційними матеріалами, або ж встановлюють захисні решітки.

Пожежна безпека.

Причинами пожежі у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, зношування і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легкозаймистими речовинами.

Електробезпечність.

Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно, що приводить до опіків, нагрівання кровоносних судин, нервів і інших тканин організму людини, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично, що стає причиною зміни фізико – хімічного складу крові та інших рідин.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

3. Біологічно, що супроводжється подразненням і руйнуванням тканин організму.

Шум.

Продуктивність праці значно погіршується при роботі обладнання, яке супроводжується інтенсивним шумом. При інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату людини, що може привести до часткової чи навіть до повної втрати слуху.

Санітарні норми шуму приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Санітарні норми шуму

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

Вібрація.

Вібрація корпусу двигуна та фундаменту є наслідком динамічної невірноваженості мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація негативно впливає на організм людини, викликаючи спазми судин і погіршення кровообігу. Так, загальна вібрація з частотою 0,7Гц викликає морську хворобу, а з частотою 4 – 30 Гц може викликати ушкодження плечового поясу та більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

Допустимі норми вібрації приведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 Санітарні норми вібрації

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, $\text{м/с} \cdot 10^{-2}$), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Вентиляція.

В приміщенні машинного відділення можуть з'являтися шкідливі токсичні сполуки (CO ; SO_2 ; CH) через порушення герметичності з'єднань трубопроводів і механізмів ДВЗ. Для запобігання підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідно застосовувати систему вентиляції, яка призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Для ефективної роботи систем вентиляції необхідне виконання наступних технічних і санітарно – гігієнічних вимог:

1. Кількість свіжого повітря, що примусово подається у машинне відділення повинна відповідати кількості повітря, що видаляється із нього, різниця між ними повинна бути мінімальною.

2. На робочих місцях шум від роботи системи вентиляції не повинен перевищувати допустимі норми.

3. Агрегати і системи вентиляції мають бути електробезпечними, пожежобезпечними та вибухобезпечними, простими по конструкції, надійними в експлуатації та ефективними.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						52
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Захист навколишнього середовища

Із теорії ДВЗ відомо, що процес перетворення хімічної енергії рідкого або газоподібного палива в механічну роботу в циліндрі поршневого двигуна супроводжується викидами відпрацьованих газів в атмосферу. До категорії найнебезпечніших забруднювачів, які присутні в них, належать такі газоподібні речовини й тверді частинки, що викидаються із випускними газами в атмосферу: окисли азоту NO_x , які інтенсивно утворюються в циліндрах дизельних двигунів при температурі вище 1500°C . При високій температурі азот стає хімічно активним газом. Окис вуглецю CO і двоокис вуглецю CO_2 утворюються в результаті згоряння палива; сірчистий SO_2 і сірчаний ангідриди SO_3 утворюються в результаті окислювання сірки, яка присутня в паливі (елементарної, меркаптанові та ін.). Також присутні продукти неповного згоряння палива CH_x , агломерація дрібних часток частково згорілого палива, частки не повністю згорілого масла, сажі і таке інше.

Утворення окислів азоту NO_x характерно для робочий процес будь-якої енергетичної установки, якщо температура робочого тіла в цьому процесу вище 1500°C . За таких умов атоми азоту стають хімічно активними в результаті втрати ними одного або декількох електронів.

Таким чином, для зменшення вміст у випускних газах окислів азоту, необхідно: створити в камері згоряння такі умови, при яких не відбувається інтенсифікація процесу утворення хімічно активного азоту; забезпечити максимально припустиму інтенсифікацію процесу окислювання вуглеводнів (палива) у камері згоряння.

Окис вуглецю CO утворюється в результаті неповного згоряння палива, що вказує на недостатньо ефективний робочий процес в камері згоряння дизеля.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						53
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основними причинами неповного згоряння палива є: низькі фізико-хімічні властивості застосовуваного палива; порушення в організації подачі палива в камеру згоряння дизеля; незадовільний стан паливної апаратури та деталей циліндро-поршневої групи (утворення нагару на розпилювачі форсунок, значні відкладення продуктів згоряння у газовипускному тракті, залягання поршневих компресійних кілець.

Утворення окису вуглецю й окислів азоту NO_x зв'язані поміж собою прямопропорційно, тобто чим більший вміст у випускних газах окису вуглецю CO , тим більше вміст і окислів азоту NO_x . Як результат неповного згоряння палива, утворення окису вуглецю CO вказує на неефективне використання останнього в процесі перетворення його хімічної енергії в дизелі. При нормально організованому робочому процесі, правильному виборі застосовуваного палива й справному технічному стані дизеля окис вуглецю не утворюється і у випускних газах практично не присутній.

Сірчистий SO_2 і сірчаний ангідриди SO_3 утворюються в процесі згоряння палива, що містить сірку S . Реакції окислювання сірки в сірчистий SO_2 і сірчаний SO_3 ангідриди відбуваються із виділенням теплоти, тому вони беруть участь у виробленні в дизелі корисної енергії. При цьому, чим більша частка сірчаного ангідриду SO_3 , тим більше виділяється теплової енергії при згорянні палива. Проте, викиди цих ангідридів з випускними газами є шкідливими для навколишнього середовища.

Серед зазначених вище ангідридів найбільшу небезпеку представляє сірчистий SO_2 , що викидається у вигляді газу і в результаті подальшого окислювання в повітрі переходить у сірчаний ангідрид SO_3 . При температурі випускних газів нижче 110°C сірчаний

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

ангідрид, з'єднуючись із парами води, утворює найбільш хімічно активну речовину - сірчану кислоту H_2SO_4 . Сірчаний ангідрид SO_2 утворюється в циліндрі дизеля, а сірчана кислота H_2SO_4 - у випускному трубопроводі, отже можлива її нейтралізація очисними пристроями. Тому в процесі згоряння палива доцільно забезпечити окислювання сірки в сірчаний ангідрид.

Загальна кількість вмісту сірчистих речовин у випускних газах визначається вмістом у дизельному паливі сірки, а 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 утворень: смолистих, смолисто-асфальтенових, смолисто-водяних, смолисто-твердих. Всі ці незгорілі структурні системи і утворюють основну масу твердих забруднень, що викидаються у вигляді сажі з випускними газами.

Двоокис вуглецю CO_2 є кінцевою газоподібною речовиною процесу перетворення хімічної енергії вуглецево-водневих енергоносіїв в дизелях. На відміну від перерахованих вище речовин, що викидаються з випускними газами, виключити вміст у них двоокису вуглецю неможливо.

Основний небезпечний вплив на екологію двоокису вуглецю є в руйнуванні озонового шару та створенні, таким чином, «парникового ефекту» на нашій планеті.

Аналіз даних по вмісту екологічно небезпечних речовин у випускних газах на одиницю потужності, що виробляється агрегатом, дозволяє скласти баланс хімічних речовин, що входять в нього і викидаються в атмосферу.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						55
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Незважаючи на малу концентрацію, деякі вуглеводні мають сильні канцерогенні властивості, а тому проблема зниження викиду цих компонентів актуальна. Хімічні речовини, такі як NO_x , CO , SO_x та інші, потрапляючи в атмосферу, порушують її природний екологічний баланс внаслідок утворення слабких кислот.

Частка NO_x і SO_2 у випускних 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 випускних 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 кількостей азоту, кисню й високих температур в окремих зонах розшарованого заряду. Окислювання азоту починається при температурі вище 1227°C , а при 2027°C та більше реакція протікає досить швидко (тривалість реакції близько $10^{-2} \div 10^{-6}$ с).

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						56
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Окис азоту утворюється в зонах паливного факела, де суміш наближається до стехометричної, а локальна температура може досягати 2227°C . І, хоча максимальна температура в дизелях не перевищує 1727°C , зазначена обставина обумовлює високі значення емісії NO_x . Окисли азоту утворюються також через наявність азоту в паливі. Згідно проведених досліджень, азот наявний в паливі значно більше активний у хімічних реакціях окислювання в порівнянні з азотом. Що міститься в атмосферному повітрі

Токсичність випускних газів визначається в основному сортом палива та умовами його згоряння. Так, застосування більш дешевих важких сірчаних палив викликає підвищене забруднення навколишнього середовища, збільшує зношування робочих поверхонь деталей циліндро-поршневої групи.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						57
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота на тему "Розробка вдосконаленої конструкції втулки циліндру для стаціонарного дизельного двигуна потужністю 270 кВт" містить в собі пояснювальні і розрахункові матеріали по дизельному двигуну 6ЧН 18/22 і детальну розробку конструкції деталі ЦПГ - втулки робочого циліндру. Кваліфікаційна робота оформлена у вигляді пояснювальної записки та конструкторської частини загальною кількістю 4 аркушів формату А1.

Дизельний двигун 6ЧН 18/22 потужністю 270 кВт використовується для приводу електрогенератора змінного струму в складі дизель – генератора ДГА-250 і встановлюється в місцях з постійним споживанням електричної та теплової енергії. Детальна конструкція дизельного двигуна 6ЧН18/22 показана на Додатках 1,2 графічної частини роботи.

У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи по заданим вихідним параметрам двигуна ($P_e=270$ кВт) вибрані вихідні дані і виконані розрахунки його робочого циклу і теплового балансу. По результатам розрахунку в Додатку 4 побудовані індикаторна діаграма дійсного робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі КШМ, величини яких знайдені в динамічному розрахунку двигуна.

Головне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції втулки робочого циліндру, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець та втулки циліндру через краще охолодження втулки циліндру та зменшення деформації її стінки від максимального тиску згоряння. В пояснювальній записці приведений детальний опис запроектованої втулки циліндру та виконане обґрунтування застосування маслосбірного кільця у верхній її частині. Складальне креслення втулки циліндрів показано в Додатку 2, а в Додатку 3 робоче креслення.

Для зменшення негативного впливу роботи дизеля 6ЧН18/22 на обслуговуючий персонал і на навколишнє середовище були розроблені заходи для захисту людей від підвищеної температури випускного колектору двигуна

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						58
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шляхом його ізоляції; зменшення аеродинамічного шуму за рахунок застосування фільтра – глушника на вході в компресор ТК, установки глушника шуму на вихлопі, звукоізоляції машинної зали.

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						59
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

Основна література

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

Допоміжна

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

					ПННІ НУК 142.44.24.04 ПЗ	Лист
						60
Ізм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		