

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 «магістр»

на тему: Підвищення надійності роботи суднового двигуна, потужністю 150кВт, за рахунок вдосконалення конструкції поршня. Прототип 6ЧСП 18/22

Виконав: студент групи 61-ТЕМмаг-22

_____ **Пак О.В.**
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ **Швець І.А.**
(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 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2023 р.

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

Студенту Паку Олександрю Васильовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи суднового двигуна, потужністю 150 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції поршня. Прототип 6ЧСП 18/22»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.23 за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 20.11.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧСП 18/22, номінальною потужністю 110 кВт.

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

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення конструкції поршня.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення судна (ГК) 2. Двигун 6ЧСП 18/22 (СК)

3. Поршнева група (СК). 4. Поршень (РК). 5. Поршневий палець (РК).

6. Індикаторна діаграма.

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «11» вересня 2023р.**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	18.09.2023	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	02.10.2023	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	16.10.2023	
4.	Розробка конструкції поршня	30.10.2023	
5.	Захист навколишнього середовища	6.11.2023	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	9.11.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	10.11.2023	
8.	Робота з кресленням схеми системи мащення	10.11.2023	
9.	Робота з складальним кресленням ШППГ	10.11.23	
10.	Робота з кресленням поршня	10.11.23	
11.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	13.11.23	
12.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.11.23	

Студент

(підпис)

Пак О.В.

Керівник роботи

(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення надійності роботи суднового двигуна, потужністю 150 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧСП 18/22 за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є судно типу буксир штовхач проекту № 911. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та складових зовнішнього теплового балансу.

Описано будови шатунно-поршневої групи, розглянуто особливості її роботи та проблеми що виникають під час експлуатації, зазначено переваги та недоліки. Виявлено особливості навантаження днища поршня під час роботи на різних режимах двигуна. Запропоновано вдосконалену конструкцію поршня що зменшує теплове навантаження та підвищує ефективність використання теплоти в циліндрі. Виконано розрахунок поршня на міцність та визначено його геометричні параметри.

Розглянуто та описано проблеми шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду основних токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, за запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: судно, буксир, робочий цикл, шатунно-поршнева група, поршень, вставка, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the assignment, a solution is proposed to improve the reliability of a 150 kW marine engine designed on the basis of the 6CHSP 18/22 prototype engine by improving the piston design.

The object of engine installation is described, which is a pusher tug vessel of project No. 911. The design and operation features of the prototype engine are considered and described.

The engine operating cycle parameters are calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and components of the external heat balance are determined.

The structure of the connecting rod and piston group is described, the peculiarities of its operation and the problems that arise during operation are considered, and the advantages and disadvantages are noted. The peculiarities of the piston bottom loading during operation in different engine modes are revealed. An improved piston design is proposed that reduces the thermal load and increases the efficiency of heat utilization in the cylinder. The piston was calculated for strength and its geometric parameters were determined.

The problems of the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are considered and described. Quantitative indicators of emissions of the main toxic components of the designed engine are determined. The possible hazards that may arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

Keywords: vessel, tugboat, duty cycle, connecting rod and piston group, piston, insert, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	6
1.1. Опис судна	6
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	9
1.3 Висновки по розділу	22
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	23
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	23
2.2. Побудова індикаторної діаграми	33
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	40
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	49
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	55
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ.	57
3.1. Призначення та класифікація поршнів	57
3.2. Розрахунок деталей поршневої групи	71
3.3. Висновки по розділу .	86
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	87
4.1. Захист навколишнього середовища.....	87
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	91
4.3 Висновок по розділу	93

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	Пак О				<i>Пояснювальна записка</i>		
Перевірив	Швець І.А.						
Н. Контр.	Швець І.А.						
Затвердив.	Нестеренко						
						Лист.	Аркуш
							2
						<i>ПННІ НУК</i>	

ВИСНОВКИ 94

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 95

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 6ЧСП 18/22

Додаток 2 Специфікація шатунно-поршнева група

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Завдяки високим питомим масовим і габаритним показникам дизельні двигуни знайшли широке застосування на транспортних засобах різного призначення, суднах, малій енергетиці як головні та допоміжні дизель-генераторні агрегати. У зв'язку з цим модернізація існуючих та розробка перспективних типорозмірних рядів, в тому числі на базі дизельного двигуна типу Ч 18/22, є важливою складовою вдосконалення та створення силових установок нового покоління.

Поршнева група, є однією з найбільш теплонапружених і функціонально відповідальних груп деталей, що найчастіше обмежує можливість форсування дизеля. Підвищення надійності деталей поршневої групи дизеля шляхом збільшення його металомісткості, зокрема застосування жаростійких сталей, високоміцних чавунів і складових конструкцій, обмежене жорсткими вимогами до його масогабаритних показників. Основними напрямками покращення надійності роботи двигуна залишаються: оптимізація протікання робочого циклу що враховує тепломеханічну напруженість поршневої групи, застосування спеціальних матеріалів з поліпшеними характеристиками, та використання сучасних технологій направлених на підвищення міцності та довговічності деталей дизеля.

На підставі цього залишається високою є актуальність і практична затребуваність розроблення науково-обґрунтованих підходів до створення деталей поршневої групи полегшеної конструкції та формування раціональних діапазонів їхнього застосування, що враховують характер протікання робочого циклу, спосіб змащування та охолодження зазначених деталей, конструктивні та технологічні аспекти конструювання, уніфікацію моделей типорозмірних рядів дизелів.

Аналіз роботи елементів поршневої групи показує що основне навантаження на себе бере днище поршня що працює у мовах високих механічних навантажень та обмеженого охолодження. Тому вирішення завдання щодо підвищення надійності суднового дизеля за рахунок вдосконалення поршня з дотриманням низьких масо-габаритних показників є **актуальним завданням**.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо підвищення надійності суднового двигуна, номінальною потужністю 150 кВт, спроектованого на базі 6ЧСП 18/22, за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення судна;
- ознайомитись з будовою двигуна прототипу, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати вплив теплової та механічної напруженості на роботу поршневої групи і окремо днища поршня, розглянути особливості конструктивного виконання поршнів щоб виявити їх переваги та недоліки, та надати рекомендації щодо вдосконалення;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні двигуна та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в кривошипно-шатунному механізмі під час роботи, та визначення їх впливу на надійність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі вирішення проблем та пошук шляхів пов'язаних з вдосконаленням конструкції поршня для забезпечення надійної та довговічної роботи двигуна.

Апробацію результатів роботи здійснено на І-й студентській науково-практичній конференції «Енергозбереження як енергетична безпека України» що проходила в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1 Опис судна.

Штовхач, або буксир-штовхач – буксирне судно, що пристосоване для водіння несамохідних плавзасобів та плавучих споруд попереду себе штовханням. Дані судна є внутрішнього так і змішаного (річка-море) плавання. Найбільшого поширення набули на річках.

На відміну від буксирувальників, які тягнуть судно за собою на тросі за допомогою гака або буксирної лебідки, буксир-штовхачі мають в носовій частині спеціальні зчіпний і опорний пристрої для штовхання буксированого несамохідного плавзасобу безпосередньо перед собою в корму.

Буксировання штовханням економічно вигідніше буксировання на тросі за рахунок різкого зниження опору води, буксировані судна також не гальмуються кільватерним струменем від гребного гвинта буксирного судна. Штовхання забезпечує в порівнянні з буксированням збільшення тяги до 20 % і покращує керованість пари.

Буксирні судна, що поєднують властивості штовхачів і тросових буксирів, називаються штовхачами-буксирами. Штовхання використовується ними на внутрішніх водних шляхах з незначним хвилюванням, тросове буксировання - переважно у відкритому морі. Буксировання штовханням в морських умовах застосовується обмежено через руйнування на хвилюванні зчіпних пристроїв. Для поліпшення видимості буксири-штовхачі мають в носовій частині високу рульову рубку.

В даній роботі ставиться завдання проектування силової установки на базі двигуна внутрішнього згорання в якості головного судового для приводу гребного гвинта буксира-штовхача проекту № 911 та інших модифікацій на його базі. Розглянемо основні технічні характеристики зазначеного судна та зробимо його короткий опис. Рисунок судна проекту №911 представлено нижче:

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

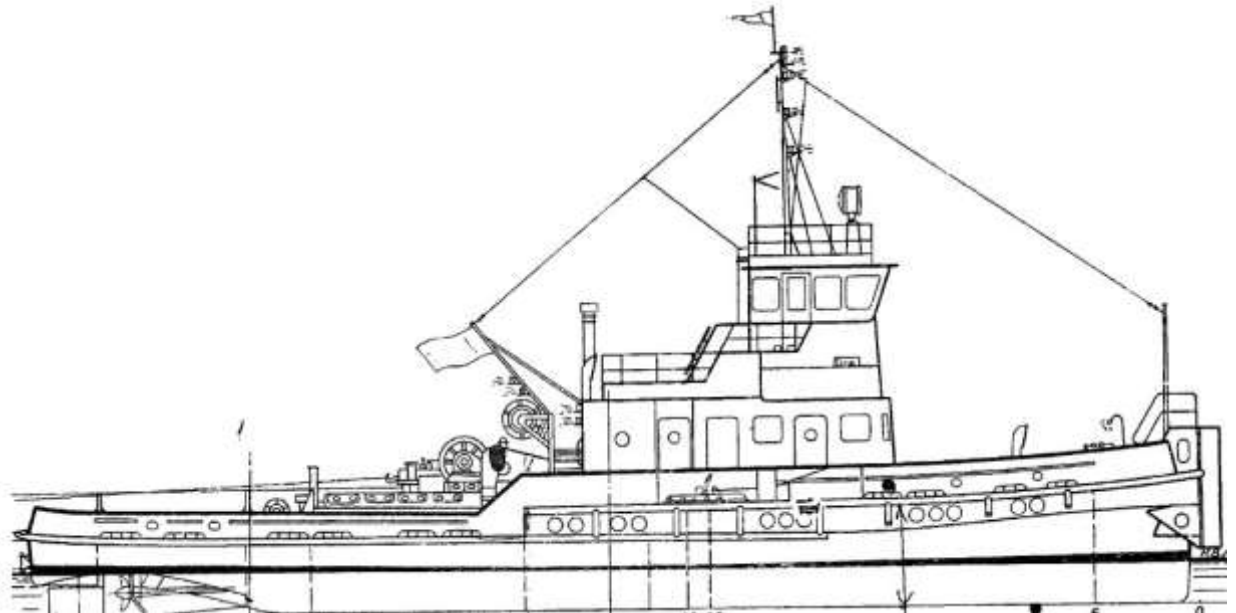


Рис. 1.1 – Буксир штовхач проекту 911.

Дане судно представляє собою двогвинтовий штовхач із розвиненим напівбаком, одноярусною надбудовою і піднятою рульовою рубкою.

Призначення суден проекту № 911:

а) штовхання суховантажних і наливних суден з нафтопродуктами III і IV класів.

б) буксирування суховантажних і наливних суден з нафтопродуктами III і IV класів.

в) буксирування плотів на річках, де немає молевого сплаву.

Найбільша кількість суден, які отримали позначення РТ, належать саме до проекту 911В. У рамках проекту було кілька модифікацій, що відрізнялися формою надбудови, потужністю головних двигунів і типом системи управління.

Судна проєктів 911А і 911Б мали валикову систему рульового управління зі штурвалом у рульовій рубці. Автоматизація управління судном була не передбачена проєктом. Судна початкового проєкту не мали навігаційних приладів і могли експлуатуватися тільки в умовах візуального спостереження навігаційних знаків та інших суден.

Частину суден у процесі переобладнання було частково автоматизовано і доповнено навігаційним обладнанням, що дає змогу здійснювати рух у тумані.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

Мінімальний екіпаж - 5 осіб. Трап, що веде в рульову рубку - відкритий.

Судна проєкту 911А і ранні судна проєкту 911Б мають електромережу постійного струму з напругою 110В, яка живить генератор, що приводиться в дію головним двигуном. Окремого дизель-генератора у цих суден немає. Пізніше судна проєкту 911Б отримали мережу змінного струму 220/380В з окремим дизель-генератором.

Судна проєкту 911В мають змінену надбудову зі збільшеною рульовою рубкою. Трап у рульову рубку розташований усередині надбудови. Рульова машина - гідравлічна, є навігаційні прилади: компас, лаг, ехолот.

Судна проєкту 911В мають трифазну бортову мережу змінного струму. Напруга 220/380В. Мають дизель-генератор, який забезпечує судно електроенергією за непрацюючих головних двигунів.

Таблиця 1.1- Характеристики головних рушіїв суден проєкту № 911:

На судах проєктів 911, 911А Кількість Номинальна потужність Частота обертання колінчастого валу Пуск	Дизель 6NVD25 2 шт. 180 к.с. 750 об/хв стисненим повітрям
На судах проєктів 911Б, 911Б(М), 911В Кількість Номинальна потужність Частота обертання колінчастого валу Передавальне відношення реверс-редуктора: на передньому ході на задньому ході Пуск Дистанційне керування	Дизель 6ЧСП 18/22 2 150 к.с 750 об/хв 1:1,67 1:2 стисненим повітрям з рульової рубки та машинного відділення
На судах проєктів 911Л, 911Б(М) Кількість Номинальна потужність Частота обертання колінчастого валу Реверс-редуктор Пуск	Дизель 6ЧНСП 18/22 2 225 к.с. 750 об/хв аналогічний до 6ЧСП 18/22 стисненим повітрям

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизелі ряду 6Ч 18/22 чотиритактні, простого дії, вертикальні, однорядні з нерозділеною або напіврозділеною камерою згоряння (камера в поршні), нереверсивні випускаються декількох модифікацій. Двигун 6ЧСП 18/22 призначений як для приводу гребного гвинта так і може бути використаний для приводу генератора потужністю на 100 і 150 кВт.

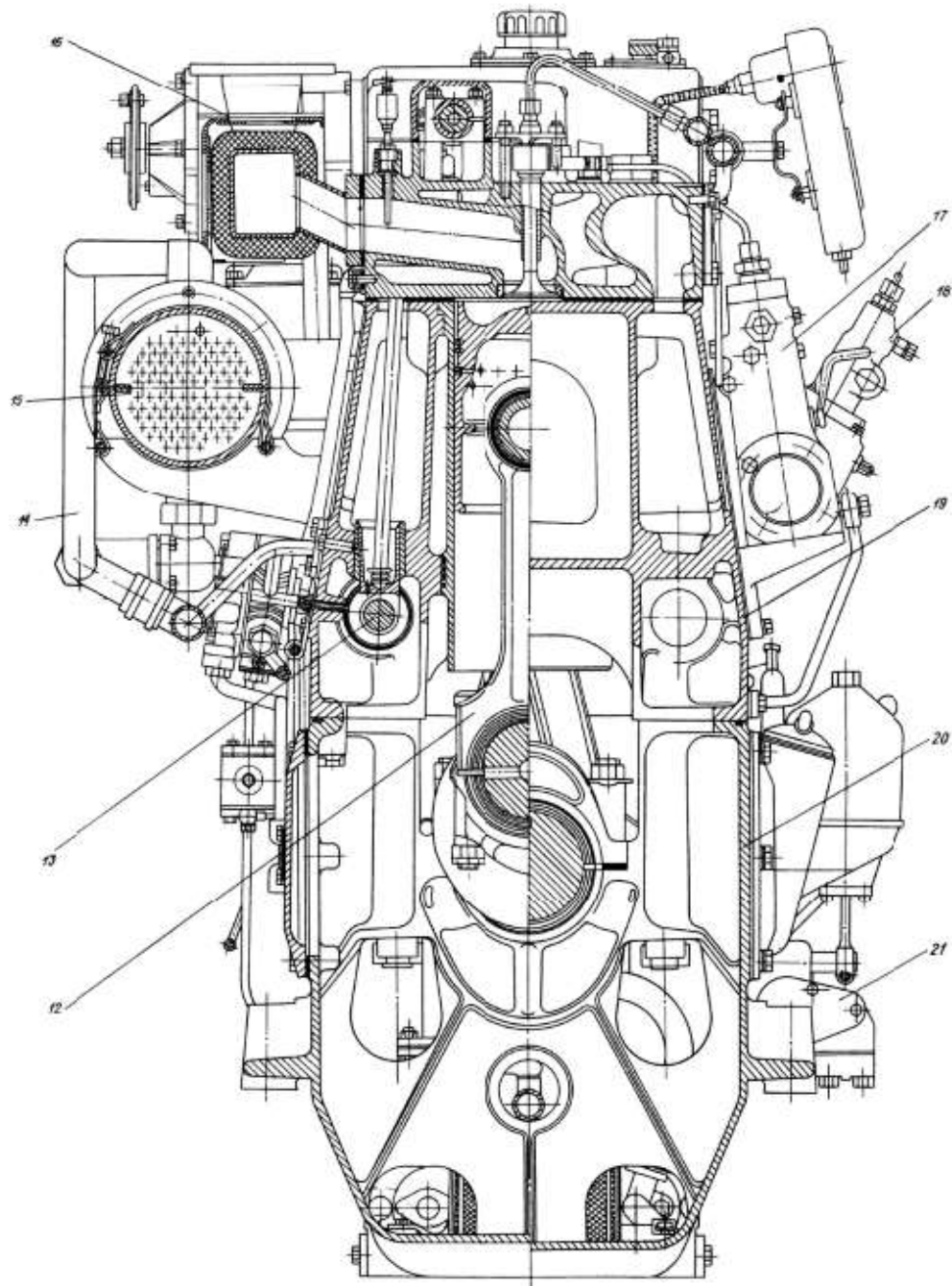


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз дизеля 6ЧСП 18/22

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

Дизель з генератором монтується на загальній рамі і встановлюється на судновому фундаменті. Судновий дизель з реверс-редукторною передачею встановлюється безпосередньо на судновий фундамент.

Фундаментна рама дизеля вилита з чавуну, коробчатої форми. Рама має поперечні перегородки з розточеними ліжками для нижніх вкладишів корінних підшипників. Корінних підшипників сім, причому останній підшипник для сприйняття додаткової навантаження від ваги маховика. Кожен підшипник складається з бугеля, та двох вкладишів. Нижні вкладиші фіксуються за допомогою вусиків. Від провертання верхні вкладиші стопоряться спеціальними стопорними втулками.

Вкладиші корінних підшипників з біметалічної смуги, плакованої сплавом АСМ. Верхні і нижні вкладиші не взаємозамінні. Конструкція вкладишів дозволяє витягувати їх з ліжок без підйому колінчастого валу. На бічних стінках рами є оглядові люки для доступу до кривошипно-шатунного механізму і корінних підшипників. Люки закриваються кришками, які кріпляться болтами. Герметичність забезпечується прокладками.

На кришках трьох люків з боку вихлопного колектора поставлені запобіжні клапани з полум'я-відбивачами. На люку третього циліндра замість звичайної поставлена спеціальна кришка, через яку заливають масло в картер. Кришка має горловину, запобіжну сітку, щуп рівня масла і кришку, що закриває горловину. На кришці люка четвертого циліндра з боку вихлопу замість болта є штуцер і вушко для підключення дренажного трубопроводу повно поточного фільтра тонкого очищення масла.

Внизу, проходить сталеві труба, на передньому кінці якої розташований редукційний клапан. Труба, приєднана до головної магістралі через вушко за допомогою штуцера і гайки, а до бугеля – через кутовий фланець, служить для підведення мастила до кожного корінного підшипника. Нижня частина рами є збіркою і резервуаром масла. У нижній частині передньої торцевої стінки рами розташована пробка для зливу масла, а на передній стінці, є два люка з фланцем

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

для підключення всмоктуючого трубопроводу резервного масляного насоса і для підключення нагнітального трубопроводу резервного масляного насоса.

На бічних стінках фундаментної рами є два отвори, заглушені фланцями, для відкачування масла з дизеля. Усередині середньої нижньої частини рами кріпиться масляний фільтр. У приймальне днище фільтра вставлена усмоктувальна труба.

На зовнішніх бокових поверхнях є опорні лапи для кріплення дизеля до фундаменту і різьбові отвори під віджимні болти для центрування дизеля при монтажі. На верхній площині рами є канавки, в які покладений гумовий шнур, що забезпечує ущільнення між рамою і блоком циліндрів.

Вентиляція картера незалежна, і картерні гази потрапляють в атмосферу через шостий оглядовий люк, розташований з боку вихлопу.

Блок циліндрів цілісний, відлитий з чавуну. Він кріпиться до фундаментної рами силовими шпильками і болтами по краях для ущільнення стику. Шість циліндрових втулок – вставні, відлиті з чавуну з присадкою нікелю і хрому. Ущільнення водяної порожнини в місцях запресовування втулок досягається у верхній частині притисненням бурта втулки до блоку, внизу - трьома ущільнювальними гумовими кільцями, укладеними в канавки втулок і одним антикавітаційним кільцем, розташований у верхній частині нижнього ущільнювального пояса. Простір між циліндровими втулками і стінками блоку є сорочкою для охолоджуючої води.

Блок циліндрів має симетричну конструкцію щодо поздовжньої осі дизеля. У нижній, правій і лівій частинах блоку розташовані гнізда для втулок підшипників розподільного валу і втулок штовхачів. Залежно від моделі дизеля гнізда для втулок розточуються тільки з однієї сторони блоку циліндрів. Від повертання втулки стопоряться гвинтом і штуцером одночасно служить для підведення мастила до втулок розподільного валу. На верхній поверхні блоку розташовані шпильки з гайками для кріплення кришок циліндрів. Ущільнення між кришками, блоком і циліндровими втулками забезпечується армірованою прокладкою.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

У передній частині блоку розташований привід регулятора, шестерні приводу водяного насоса, шестерня приводу паливного насоса, проміжна шестерня і блок шестерень. Блок шестерень складається з двох скріплених між собою шестерень, в маточину однією з яких запресовані бронзові втулки.

Кришки циліндрів відлиті з чавуну. Кришка циліндрів має всмоктуючий і вихлопний клапани однакової конструкції, виготовлені з жаростійкої сталі. Клапани переміщаються в напрямних втулках, запресованих в кришку циліндра. Сідла клапанів також запресовані в кришку і заstopорені пружинними стопорними кільцями. Кожен клапан притискається до гнізда пружиною через тарілку, з'єднану з клапаном за допомогою сухарів.

Механізм приводу клапанів складається зі стійки, валика, коромисел з запресованими в них бронзовими втулками, регулювальних гвинтів з контргайками. Коромисла на валику фіксуються шайбами, заstopореними кільцями. Стійка з перерахованими деталями кріпиться до кришки за допомогою чотирьох шпильок, гайок і шайб.

Масло для змащення приводу коромисел подається від болта через трубку. Механізм приводу клапанів закритий ковпаком, який кріпиться маховичком і шпильками. У днище кришки вкручено пусковий клапан, що складається з корпусу, клапана притертого до гнізда, пружини і гайки з шплінтом. Тарілка клапана щільно притискається до гнізда пружиною. Гніздо під клапан наскрізне. На верхній частині кришки циліндра розташований індикаторний кран і є отвір для гвинта для установки термодатчика. Форсунка кріпиться натискним фланцем за допомогою шпильок і гайок. У днище кришки в районі форсунки встановлена термостійка вставка.

Повітрозбірник з автоматичною повітряною заслінкою змонтований на алюмінієвій плиті. Сітка служить для фільтрації повітря. Чистку сітки необхідно проводити в міру забруднення. Автоматична повітряна заслінка виконує роль граничного вимикача і забезпечує захист дизеля від розносу.

Випускний колектор звареної конструкції, ізольований, без охолодження. Випускний колектор огорожений захисним кожухом.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

Колінчастий вал з маховиком сталевий, цільнокований, має шість шатунних і сім корінних шийок. Коліна валу розташовані під кутом 120° один до одного. У кожному коліні є масляний канал, що з'єднує радіальний отвір в корінних і шатунних шийках валу. Четверта корінна шийка є опорною. До фланця заднього кінця колінчастого валу за допомогою контрольних штифтів і болтів закріплений маховик. З протилежного боку до фланця прикріплений масловідбивач. На передньому кінці колінчастого валу насаджена шестерня для приводу механізмів дизеля.

Поршень з шатуном. Поршень чавунний, суцільнолитий. У днищі поршня є камера згоряння. У кільцевих канавках поршня розміщені два компресійних, а також одне здвоєне маслоз'ємне хромоване кільце.

Поршень з'єднується з шатуном за допомогою полого сталевого цементованого і загартованого пальця плаваючого типу. Від осьових переміщень палець утримується стопорними кільцями. На поверхні поршня, навколо отворів для пальця, розташовані поглиблення - холодильники, що усувають можливість заклинювання поршня у втулці циліндра під час роботи дизеля.

Шатун має верхню головку, стержень і нижню головку. Стрижень шатуна двотаврового перетину має глухий некрізний центральний отвір і два бокових свердління в нижній головці для підведення мастила до головного підшипника. У верхню головку запресована бронзова втулка, застопореними гвинтом. Нижня головка шатуна роз'ємна, скріплюється двома болтами, які стопоряться шплінтами. У нижній головці розміщені верхній і нижній вкладиші з біметалічної смуги. Верхній і нижній вкладиші не взаємозамінні. У роз'ємі нижньої головки шатуна є набір прокладок. У стику вкладиша прокладка відсутня. Для запобігання вкладиша від зсуву вздовж осі поставлений стопорний штифт.

Розподільчий вал зібраний з двох частин, з'єднаних між собою болтами і гайками. Вал обертається в семи підшипниках, гнізда яких розташовані в бічній частині блоку циліндрів.

Розподільчий вал має впускні та вихлопні кулачки для кожного циліндра. Кулачки виконані за одне ціле з розподільним валом. На передній кінець

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

розподільного валу насаджена упорна втулка і шестерня приводу розподільного валу. У паз упорної втулки входить вилка, закріплена на передній стінці блоку циліндрів, що оберігає розподільний вал від осьового переміщення. Шестерня з'єднується з розподільним валом шпонкою і закріплюється упорною шайбою і двома болтами.

Привід розподільного валу здійснюється за допомогою шестерень, розташованих в передній частині блоку циліндрів. Для плавності зачеплення і забезпечення безшумності роботи шестерні приводу виготовлені з косим зубом. На шпонці насаджена роз'ємна конічна шестерня приводу розподільника повітря. Відкриття та закриття впускних і вихлопних клапанів здійснюється кулачками розподільного валу за допомогою спеціального приводу.

Паливна система забезпечує уприскування в камеру згоряння дизеля в певній послідовності строго дозованих порцій дрібно розпорошеного палива. Витратна ємність розташована вище дизеля. Між витратною ємністю і насосом підкачки палива встановлено фільтр.

Привід паливного насоса високого тиску, насоса гідрозапора форсунок і насоса підкачки палива розташований в передній частині блоку циліндрів дизеля і складається з корпусу, валика, шестерні, ексцентрика, штовхача, натискного фланця і пластинчастої муфти. Валик встановлюється в корпусі на двох підшипниках. Шестерня і ексцентрик знаходяться на шліцах валика і фіксуються в осьовому напрямку гайкою. Гайка на валику стопориться шплінтом. Для запобігання руху валика від осьового переміщення в корпусі служить нажимний фланець. Фланець має циліндричний виступ, яким він центрується в гнізді корпусу. Валик ущільнюється з боку пластинчастої муфти сальником, який встановлюється в нажимному фланці і піджимається натискним кільцем за допомогою болтів.

Паливний насос високого тиску приводиться в дію від валика приводу насоса через пластинчасту муфту. Муфта складається з напівмуфти, двох наборів пластин і ланки, зібраних за допомогою болтів, шайб і гайок. Конструкція муфти забезпечує компенсацію неточності центрування паливного насоса і можливість

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

регулювання кута випередження подачі палива. Протилежний кінець валика приводу з'єднується з насосом підкачки палива.

На приводі встановлюється насос гідрозапору, плунжер якого наводиться в зворотно-поступальний рух через штовхач під дією ексцентрика. Зазор між верхнім торцем плунжера і сідлом нагнітального клапана насоса встановлюється регулювальним болтом, укрученим в штовхач.

Для ручного прокачування насоса гідрозапору служить ексцентриковий валик, який встановлюється в робочому положенні стрілкою вниз і стопориться в корпусі від осьового переміщення болтом. Ущільнюється ексцентриковий валик гумовим кільцем.

Насос підкачки палива шестеренного типу. Складається з корпусу, закріпленого на корпусі приводу паливного насоса, провідної шестерні, з'єднаної через сухар з валиком приводу, відомої шестерні і кришки, в якій змонтований перепускний клапан з пружиною.

Фільтр палива тонкого очищення складається з корпусу кришки і фільтруючого елемента, з'єднаних стяжним болтом і стягнутий гайкою. Фільтра здвоєні кришкою з краном перемикання, що дозволяє промивати (очищати) фільтруючі елементи без зупинки дизеля. Фільтр кріпиться до блоку на спеціальному кронштейні.

Паливний насос високого тиску золотниковий, блоковий. Корпус насоса має шість східчастих вертикальних отворів, в кожне з яких вставлений штовхач, тарілка нижня, пружина, тарілка верхня, плунжерні пара, нагнітальний клапан, ущільнююча прокладка і натискний штуцер. Знизу корпус закривається штампованої кришкою, яка ущільнюється прокладкою.

У нижній частині корпусу насоса монтується кулачковий валик, який спирається кінцевими шийками на два роликотішипника. У верхній частині корпусу розташований канал для підводу палива. Паливо, необхідне для живлення насоса, надходить в канал через штуцер, розташований з боку приводу насоса. Роликотішипники встановлюються в корпусі і закриваються кришкою і фланцем корпусу редуктора, які кріпляться до торців корпусу за допомогою

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

болтів. Кришка і фланець корпусу редуктора мають циліндричний виступ, яким вони центруються в гнізді корпусу.

Осьове переміщення кулачкового валика обмежується проміжком між торцями обойми роликотідишника і виступу фланця корпусу редуктора. Відкритий кінець кулачкового валу ущільнюється саме рухомою манжетою, запресованою в кришку. Сталевий кулачковий валик має шість кулачків, розташованих відносно один одного під кутом 60° , відповідно до порядку роботи циліндрів дизеля. Профіль кулачків виконується увігнутим.

На кінці валика насаджується напівмуфта приводу паливного насоса, яка кріпиться на валу за допомогою гайки і контргайки. Лівий кінець валика передає обертання редуктора тахометра.

Передача до плунжера здійснюється через штовхачі, ролики, що обертаються на втулках і мають вільне переміщення на осях. Від провертання штовхачі фіксуються стопорними болтами, циліндричний кінець яких входить в подовжній паз штовхача, в зв'язку з чим штовхачі при обертанні кулачкового валика роблять зворотно-поступальний рух.

Циліндричний виступ ексцентрикового валика входить в паз штовхача. При обертанні ексцентрика під впливом штовхача і пружини плунжер здійснює зворотно-поступальний рух. Встановлюються ексцентрикові валики в корпусі в спеціальних гніздах та фіксуються від випадання кришками. Верхня потовщена частина втулки знаходиться в каналі підводу палива. У ній є два зміщених по висоті отвору, розташованих в одній площині на протилежних сторонах втулки. Верхній отвір служить для наповнення над плунжерного обсягу паливом. Нижній отвір є відсічним і має паз для фіксації втулки від провертання.

Плунжер має два гвинтових паза. Верхня гвинтова кромка будь-якого з них є відсічною. Поворотна втулка центрується на нижній частині плунжерній втулки. На верхню частину поворотною втулки насаджується розрізний зубчастий вінець, який закріплюється стяжним гвинтом. Зубчасті вінці знаходяться в зачепленні з регулюючої рейкою, переміщення якої і призводить до повороту плунжера.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

Для роз'єднання надплунжерного простору з трубопроводами високого тиску служить нагнітальний клапан, який складається з сідла, клапана, обмежувача ходу клапана і пружини. Клапан нагнітальний має чотири направляючих пера, розвантажувальний циліндричний поясок і запірний конус. Наявність в нагнітальному клапані лисок пов'язано з корекцією подачі палива.

Корпус нагнітального клапана і втулка плунжера затиснуті натискним штуцером. Ущільнення корпусу клапана і натискного штуцера в корпусі насоса здійснюється прокладкою, що затискається штуцером з зусиллям, що забезпечує ущільнення. Верхній кінець натискного штуцера має зовнішню різьбу і внутрішній конус для під'єднання трубки високого тиску.

Регулююча рейка переміщається в підшипникових втулках, запресованих в корпусі насоса. Рейка має упор для регулювання максимальної подачі палива. Регульований упор складається з обмежувача, різьбовій вилки, контргайки і сержки.

У середній частині рейка має паз. У цей паз входить циліндричний кінець стопорного болта, який оберігає рейку від провертання і обмежує її осьове переміщення. Кулачковий вал, його підшипники, штовхачі, пружини і нижня частина плунжерів змащуються маслом під тиском за допомогою свердлення в гвинтах кріплення кришки.

Редукційний клапан регулюється на заданий тиск в системі замикання голок розпилювачів форсунок регульовальним гвинтом. Корпус клапана ущільнюється капронової або текстолітової прокладкою, стакан і регульовальний гвинт - гумовими кільцями.

Форсунка закритого типу з гідравлічним замиканням голки. Форсунка складається з сталевго корпусу, розпилювача з голкою, притиснутого до корпусу накладною гайкою. Ущільнення між корпусами розпилювача і форсунки досягається ретельної доведенням їх торців. Корпус голки щільно притискається до конічного сідла розпилювача тиском запірного палива і закриває прохід палива до розпилюючих отворів. Фільтр складається з штуцера, набору фетрових дисків, сітки, пробки і стопорного кільця.

Система змащення дизеля циркуляційна з розбризкуванням. В системі змащення дизель генераторів є електронасоси для передпускового прокачування масла, які розташовані на передній торцевій кришці дизеля.

Циркуляція мастила в дизелі здійснюється за допомогою шестерні масляного насоса, розташованого на торцевій стінці першої перегородки усередині фундаментної рами, нижче осі колінчастого валу.

Перед відцентровим очищувачем мастила розташований кран, перекриття якого дозволяє виробляти чистку центрифуги без зупинки дизеля. У корпусі масляного розподільника є редукційний клапан, що підтримує постійний тиск. Тут же встановлено золотник для керування гідравлічним включенням фрикційної муфти додаткового відбору потужності.

Повнопотоковий фільтр тонкого очищення масла встановлено поза дизелем. Він складається з двох паралельно працюючих секцій, в яких встановлені фільтруючі елементи «Нарва 64». Після фільтра масло надходить через терморегулятор РТП32702 в масляний холодильник.

Масляний холодильник має гладкі латунні трубки і з'єднаний в загальний блок з водяним холодильником. Втулки циліндрів змащуються розбризкуванням масла з корінних і шатунних підшипників колінчастого валу. Мастило всіх шестерень здійснюється масляним туманом.

На масляних трубопроводах до фільтра і після холодильника встановлюються датчики для контролю за температурою масла, що входить і виходить з двигуна, і тиск масла до фільтра і після нього. Передбачена установка додаткових датчиків аварійно-попереджувальної сигналізації по тиску і температурі масла.

Масляна система дизеля має ручний поршневий насос подвійної дії для прокачування системи перед пуском двигуна. При дистанційному запуску судових дизелів передпускове прокачування масла виконують пневмонасоси або електронасоси. Для перевірки рівня масла на середньої оглядового кришці люка фундаментної рами є щуп, на якому нанесені дві поперечні ризики. На кришці люка є заливна горловина, закрита кришкою. На передній стінці рами дизеля є

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

фланці для підключення нагнітального і всмоктувального трубопроводів резервного масляного насоса. Відкачувати і нагнітати масло можна через бічні отвори фундаментної рами автономним масляним насосом.

Масляний насос складається з чавунного корпусу і кришки зі вставленими в них бронзовими втулками, провідною шестерні, приводний шестерні, закріпленої на валу за допомогою шпонки і гайки зі стопорною шайбою, і осі з відомою шестернею і втулкою. Між корпусом і кришкою насоса ставиться ущільнююча прокладка.

Маслорозподільник складається з корпусу, золотника, редукційного клапана, штуцери, фланця з дроселем. Повнопоточковий фільтр тонкого очищення масла служить для фільтрації циркулюючого в дизелі масла. Він складається з основи корпусу, корпусів, кришок, фільтруючих елементів, перепускних клапанів, дренажної трубки, пробки зливу масла.

Маслоочисник відцентровий служить для тонкої очистки масла і складається з центрифуги, ковпака, корпусу і осі. Центрифуга має корпус ротора, кришку, втулку стягну, масло відбивач і два сопла. Отвори в соплах розташовані щодо до корпусу ротора. Вісь, вкручена в корпус, на яку насаджена центрифуга. Корпус маслоочисника закріплюється на люку фундаментної рами дизеля.

Масляний прокачний насос є поршневым насосом подвійної дії і складається з корпусу, кришок, двох клапанів і поршня з кульковими клапанами, притискуються пружиною з одного боку до сидла, а з іншого - до корпусу поршня.

Бічний отвір в поршні з'єднує його порожнину з нагнітальної магістраллю. По середині поршня зроблений поперечний паз, в який заходить виступ важеля, що переміщує поршень. На виступаючому з корпусу важелі закріплена рукоятка, за допомогою якої насос приводиться в дію. У проточках важеля встановлені кільця для ущільнення.

Водомасляний охолоджувач блочного типу, складається з двох секцій: олійної і водяної. Корпуси мають пробки для спуску масла і води, відповідно, і фланці для відводу і підведення охолоджувальної води і масла. Кришка має дві порожнини. Нижня порожнину, що має фланець для підведення забортної води,

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

з'єднана з приймальною частиною трубного пучка, верхня порожнина, що має також фланець, з'єднана з відвідною частиною трубного пучка. Між собою холодильники з'єднані прокладкою, яка розділяє приймальню і відводять частини трубних пучків.

Дизель має двоконтурну систему охолодження. У разі виходу з ладу одного або обох насосів передбачений перехід на одноконтурну систему охолодження. Автоматичне регулювання температури прісної води здійснюється за допомогою терморегулятора РТП32752.

Насоси заборотної і прісної води вихрового типу змонтовані на одному приводі, валик якого є загальним для обох насосів. Насоси мають ідентичну конструкцію і відрізняються розмірами робочих коліс, бічних каналів і ковпаків. Валик насосів, виготовлених з бронзи, встановлений в чавунному корпусі на двох шарикопідшипниках і приводиться в обертання через косо зубу шестерню, насаджені на валу на шліці. Осьове зусилля, що виникає в косозубій передачі приводу при обертанні валика, сприймається стопорним кільцем, встановленим в кільцевої канавці зовнішньої обойми шарикопідшипника.

За допомогою стопорного кільця тарілчастих пружин і циліндричного виступу корпусу насоса шарикопідшипник затискається в корпусі приводу, перешкоджаючи осьовому переміщенню валика.

Фіксація валика насосів щодо підшипника, а також фіксація шестерні і підшипника на валу здійснюється втулкою і гайками з шайбами. Кінці валика, що виходять з корпусу приводу, ущільнюються саморухомими манжетами, що працюють на сталевих втулках.

Корпуси насосів заборотної води і прісної кріпляться до торців корпусу приводу. Центрування корпусів насосів в корпусі приводу здійснюється циліндричними виступами. В середині корпусів насосів, закритих кришками, обертаються симетрично розташовані щодо бічних каналів робочі колеса.

Насос заборотної води самовсмоктувальний. Самовсмоктування насоса забезпечується за умови первинної заливки водою ковпака. Ковпак має дві порожнини: всмоктувальну і нагнітальну, до яких приєднується всмоктувальний

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

і нагнітальний трубопроводи. Щоб насос не залишався без води при зупинках дизеля, всмоктувальний і напірний трубопроводи розташовані у верхній частині порожнин ковпака.

Гумова манжета з пружиною складають пружний елемент ущільнення, що обертається разом з валиком і ущільнюючої шайбою. Обертання шайби забезпечується виступами, які входять до відповідних пази циліндричного виступу робочого колеса. Гумова манжета з кільцем при установці на валик щільно охоплює його по зовнішньому діаметру. Торець манжети і торці ущільнюючої шайби туляться один до одного і до торців нерухомих втулок пружиною. Пружина підтримує герметичність стику. Втулки запресовані в корпуси насосів.

Пуск дизеля здійснюється стисненням повітрям. Наповнення балонів проводиться повітряним компресором реверс редуктора у суднових дизелів або автономним компресором у дизель генераторів.

Приводом розподільника повітря служить вал-шестерня, яка входить в зачеплення з шестірнею на розподільчому валу і через шліцьову втулку з'єднується з диском.

Пусковий балон складається з суцільнотягнутого сталевго корпусу і головки, на якій змонтовані вузли та деталі. Усередині корпусу балона знаходиться трубка, призначена для продувки балона.

Конструкція головки пускового балона передбачає торцеве ущільнення шпindelів. Тарілчаста пружина і пружина служать для усунення витoku повітря в початковий момент відкриття запірних клапанів, та в разі зниження тиску повітря в балоні нижче допустимого.

Відокремлювач води та масла служить для відділення повітря від води і масла при наповненні повітрям балонів від компресора. Складається з сталевго корпусу з верхнім і нижнім днищами. Усередині корпусу і до днищ приварені відбійник і відповідні підводять і відводять повітря.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі, вивчено та розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є судно буксир-штовхач на базі проекту № 911. Описано особливості будови експлуатації та задачі які виконують судна даного проекту під час роботи.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо отримання підвищення вихідних показників двигуна, без зниження показників надійності та довговічності.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		22

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 150$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 750$
Ступінь стиску,	$\varepsilon = 17$
Число циліндрів	$i = 6$
Тактність двигуна	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.9$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 115$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 750$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.50$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.97$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.95$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.95 \cdot 101.3 = 96.235$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{750} \cdot \frac{115}{17 \cdot 96.235 - 115} = 0.031$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.03 \cdot 750}{1 + 0.03} = 316.25$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{96.235}{101.3} \cdot \frac{293}{316.249 \cdot (1 + 0.031)} = 0.907$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\Phi_c = (0,75...0,95)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

де $R_{\Pi} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.373$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 17^{1.373} = 4706.948$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_c = (3000 \dots 6000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 316.25 \cdot 17^{1.37 - 1} = 909.89$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_c = (800 \dots 950)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 909.886 = 22.28$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

$$C = 0.86 ; \quad H = 0.13 ; \quad O = 0.01 ; \quad S = 0 ; \quad W = 0 ;$$

Найнижча теплота згорання палива за формулою Менделєєва, в $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.9 \cdot 0.495 = 0.94$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.9 - 1) \cdot 0.495 = 0.093$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.9 \cdot 0.495 = 0.742$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.093 + 0.742 = 0.972$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.972}{0.94} = 1.035$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,034...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.035 + 0.031}{1.000 + 0.031} = 1.034$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.972} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.093 \cdot 23.3 \\ 0.742 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.24$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.9724} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0935 \cdot 0.0015 \\ 0.7423 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mCp'' = mCv'' + 8.314; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCp'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.24 + 8.314 = 31.554$$

$$b' = b = 0.0018$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 4706.948 = 7060.422$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{\text{н.р}} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mCv'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mCp'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00180 \cdot 1.03389 = 0.00186$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.554 \cdot 1.034 = 32.623$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.94 \cdot (1 + 0.031)} = 3.726 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.28 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 909.886 = 3.162 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 37260.497 + 31619.701 = 68880.199$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.623^2 + 4 \cdot 1.861 \times 10^{-3} \cdot 6.888 \times 10^4 = 1.577 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.623 + \sqrt{1576.95}}{2 \cdot 0.002} = 1904.51$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.034 \cdot 1.905 \times 10^3}{1.5 \cdot 909.886} = 1.443$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.443} = 11.783$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.218$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7060.422}{11.783^{1.218}} = 349.963$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1904.51}{11.783^{1.218-1}} = 1112.362$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1112.362}{\sqrt[3]{\frac{349.963}{115}}} = 767.605$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 767.605|}{750} \cdot 100 = 2.347 \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.443 - 1) = 0.664$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.443}{1.218 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{11.783^{1.218 - 1}} \right) = 4.129$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.373 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.373 - 1}} \right) = 1.749$$

$$p_{mi'} = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4706.948}{17 - 1} \cdot [0.664 + (4.129 - 1.749)] = 895.445$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.97 \cdot 895.445 = 868.582$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{mi} = (650 \dots 850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{1.9 \cdot 14.317 \cdot 868.582}{0.907 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.509$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_i = (0,415 \dots 0,555)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.509 \cdot 42447.806} = 0.167$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_i = (0,155 \dots 0,205) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 88$; $b_M = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.22$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.22 \cdot 750}{30} = 5.5$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 5.5 = 152.9$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 868.582 - 152.9 = 715.682$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{me} = (550...850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{715.682}{868.582} = 0.824$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.509 \cdot 0.824 = 0.42$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0,38...0,52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.42 \cdot 42447.806} = 0.202$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0,165...0,215)$ $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.202 \cdot 150 = 30.321$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{150 \cdot 10^3}{715.682 \cdot 750} = 33.534$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}}$$

де $d_{пр} = 0.18$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.22}{0.18} = 1.222 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 33.534}{\pi \cdot 1.222 \cdot 6}} = 179.901$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.222 \cdot 179.901 = 219.879$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

$$\text{Діаметр циліндру } d' = 180 \text{ мм або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 180 \cdot 10^{-3} = 0.18$$

$$\text{Хід поршня } s' = 220 \text{ мм або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 220 \cdot 10^{-3} = 0.22$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.18^2 \cdot 0.22 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 33.59$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{715.682 \cdot 33.59 \cdot 750}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 150.248$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |150.248 - 150|}{150.248 + 150} \cdot 100 = 0.165 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi .. 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} \cdot 0.22 = 5.598 \times 10^{-3}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{5.598 \times 10^{-3}}{17 - 1} = 3.499 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 5.598 \times 10^{-3} + 3.499 \times 10^{-4} = 5.948 \times 10^{-3}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 3.499 \times 10^{-4} \cdot 1.443 = 5.048 \times 10^{-4}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)$$

$\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d^* \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi)/V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми
де V - об'єм робочого тіла в мЗ; p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00035$	$p(0) = 96.235$	$V(180) = 0.00595$	$p(180) = 96.235$
$V(10) = 0.0004$	$p(10) = 96.235$	$V(190) = 0.00592$	$p(190) = 96.944$
$V(20) = 0.00056$	$p(20) = 96.235$	$V(200) = 0.00582$	$p(200) = 99.127$
$V(30) = 0.00081$	$p(30) = 96.235$	$V(210) = 0.00566$	$p(210) = 102.957$
$V(40) = 0.00115$	$p(40) = 96.235$	$V(220) = 0.00544$	$p(220) = 108.752$
$V(50) = 0.00156$	$p(50) = 96.235$	$V(230) = 0.00516$	$p(230) = 117.021$
$V(60) = 0.00202$	$p(60) = 96.235$	$V(240) = 0.00482$	$p(240) = 128.549$
$V(70) = 0.00251$	$p(70) = 96.235$	$V(250) = 0.00442$	$p(250) = 144.552$
$V(80) = 0.00301$	$p(80) = 96.235$	$V(260) = 0.00398$	$p(260) = 166.93$
$V(90) = 0.00351$	$p(90) = 96.235$	$V(270) = 0.00351$	$p(270) = 198.751$
$V(100) = 0.00398$	$p(100) = 96.235$	$V(280) = 0.00301$	$p(280) = 245.132$
$V(110) = 0.00442$	$p(110) = 96.235$	$V(290) = 0.00251$	$p(290) = 314.973$
$V(120) = 0.00482$	$p(120) = 96.235$	$V(300) = 0.00202$	$p(300) = 424.475$
$V(130) = 0.00516$	$p(130) = 96.235$	$V(310) = 0.00156$	$p(310) = 604.49$
$V(140) = 0.00544$	$p(140) = 96.235$	$V(320) = 0.00115$	$p(320) = 915.739$
$V(150) = 0.00566$	$p(150) = 96.235$	$V(330) = 0.00081$	$p(330) = 1475.448$
$V(160) = 0.00582$	$p(160) = 96.235$	$V(340) = 0.00056$	$p(340) = 2464.035$
$V(170) = 0.00592$	$p(170) = 96.235$	$V(350) = 0.0004$	$p(350) = 3873.916$
$V(360) = 0.00035$	$p(360) = 4706.948$	$V(540) = 0.00595$	$p(540) = 349.963$
$V(370) = 0.0004$	$p(370) = 7060.422$	$V(550) = 0.00592$	$p(550) = 115$
$V(380) = 0.00056$	$p(380) = 6213.684$	$V(560) = 0.00582$	$p(560) = 115$
$V(390) = 0.00081$	$p(390) = 3942.481$	$V(570) = 0.00566$	$p(570) = 115$

V(400) = 0.00115	p(400) = 2582.279	V(580) = 0.00544	p(580) = 115
V(410) = 0.00156	p(410) = 1786.422	V(590) = 0.00516	p(590) = 115
V(420) = 0.00202	p(420) = 1305.509	V(600) = 0.00482	p(600) = 115
V(430) = 0.00251	p(430) = 1001.913	V(610) = 0.00442	p(610) = 115
V(440) = 0.00301	p(440) = 802.135	V(620) = 0.00398	p(620) = 115
V(450) = 0.00351	p(450) = 665.949	V(630) = 0.00351	p(630) = 115
V(460) = 0.00398	p(460) = 570.453	V(640) = 0.00301	p(640) = 115
V(470) = 0.00442	p(470) = 502.071	V(650) = 0.00251	p(650) = 115
V(480) = 0.00482	p(480) = 452.443	V(660) = 0.00202	p(660) = 115
V(490) = 0.00516	p(490) = 416.259	V(670) = 0.00156	p(670) = 115
V(500) = 0.00544	p(500) = 390.06	V(680) = 0.00115	p(680) = 115
V(510) = 0.00566	p(510) = 371.566	V(690) = 0.00081	p(690) = 115
V(520) = 0.00582	p(520) = 359.277	V(700) = 0.00056	p(700) = 115
V(530) = 0.00592	p(530) = 352.25	V(710) = 0.0004	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 4907.543$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{4.908 \times 10^3}{5.598 \times 10^{-3} \cdot 1 \times 10^3} = 876.61$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 876.61 \cdot 0.97 = 850.312$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |868.582 - 850.312|}{868.582 + 850.312} \cdot 100 = 2.126$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$r' = 10^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 30^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 30^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 10^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.707 \times 10^3 = 5.648 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску;

1 - для дизелів, 0,85 - для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 7.06 \times 10^3 = 7.06 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми
Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 96.235$	$V(\varphi_r) = 3.499 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 5.948 \times 10^{-3}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4706.948$	$V(\varphi_c) = 3.499 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7060.422$	$V(\varphi_z) = 3.504 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 349.963$	$V(\varphi_b) = 5.948 \times 10^{-3}$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.905 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 6.761 \times 10^{-4}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.146 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 4.693 \times 10^{-4}$
z'	$\varphi_{z'} = 377$	$p(\varphi_{z'}) = 7.06 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 5.028 \times 10^{-4}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 510$	$p(\varphi_{b''}) = 371.566$	$V(\varphi_{b''}) = 5.663 \times 10^{-3}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 710$	$p(\varphi_{r'}) = 115$	$V(\varphi_{r'}) = 4.032 \times 10^{-4}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 10$	$p(\varphi_{r''}) = 96.235$	$V(\varphi_{r''}) = 4.032 \times 10^{-4}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 102.957$	$V(\varphi_{d'}) = 5.663 \times 10^{-3}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.648 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 3.499 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{z_д} = 369$	$p_{z_д} = 7.06 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_д}) = 3.931 \times 10^{-4}$

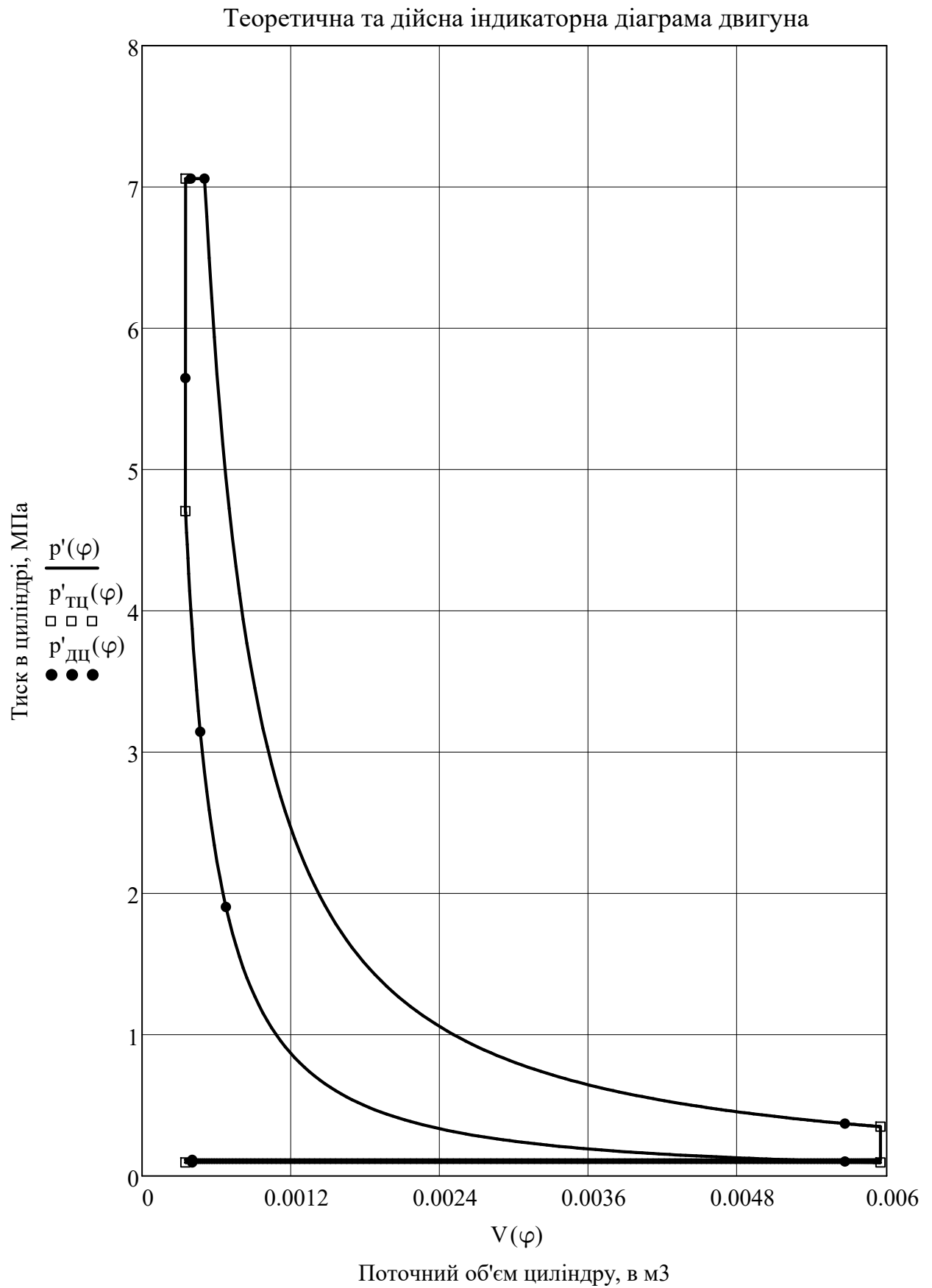


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

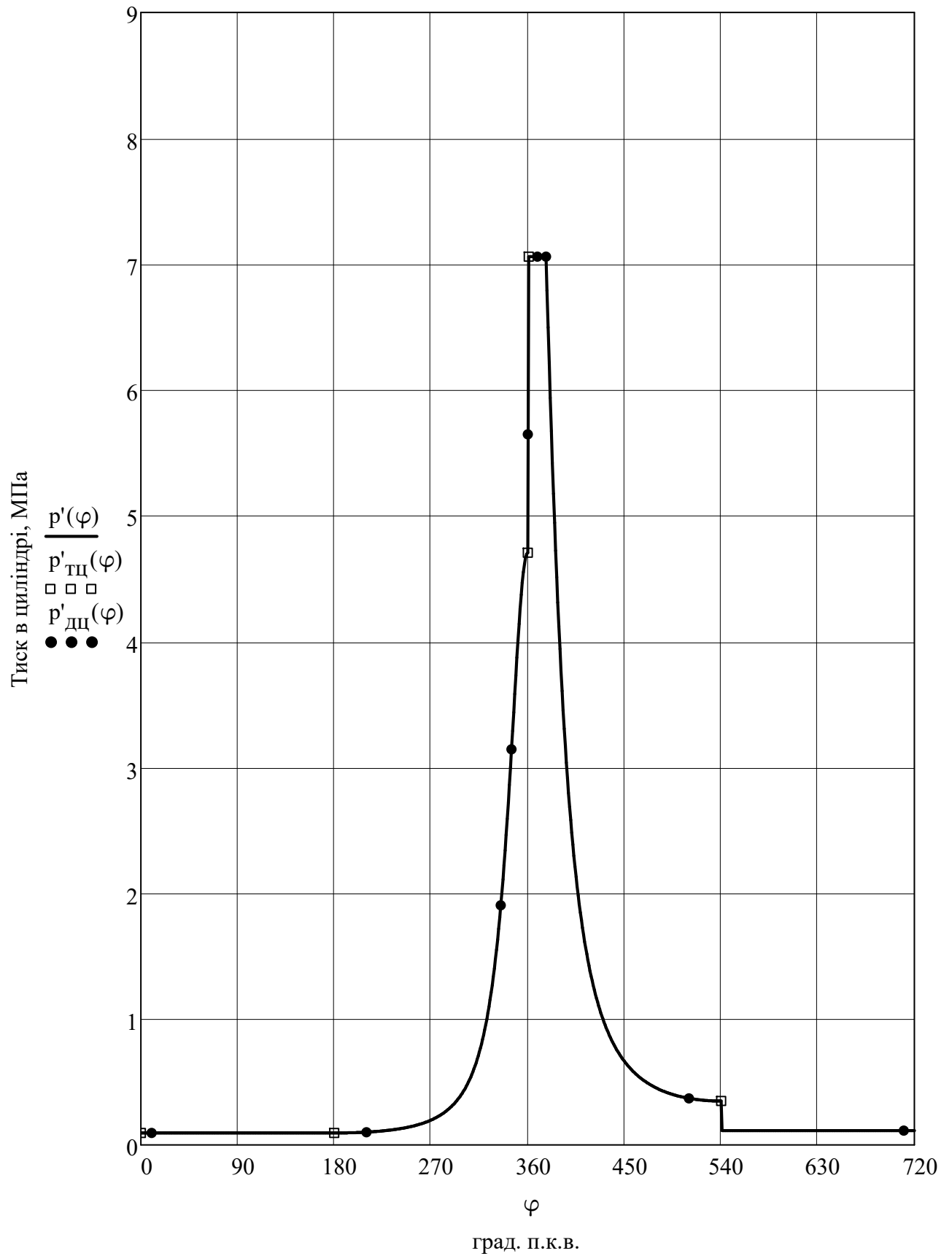


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі передбачає визначення величин сил і моментів, які виникають внаслідок дії газів в циліндрі та сил інерції рухомих деталей двигуна. Отримані в ході даного розрахунку результати дають можливість визначити параметри міцності та зношення деталей КШМ а також спрогнозувати їх залишковий ресурс.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, виконується виходячи з наступних допущень:

- кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

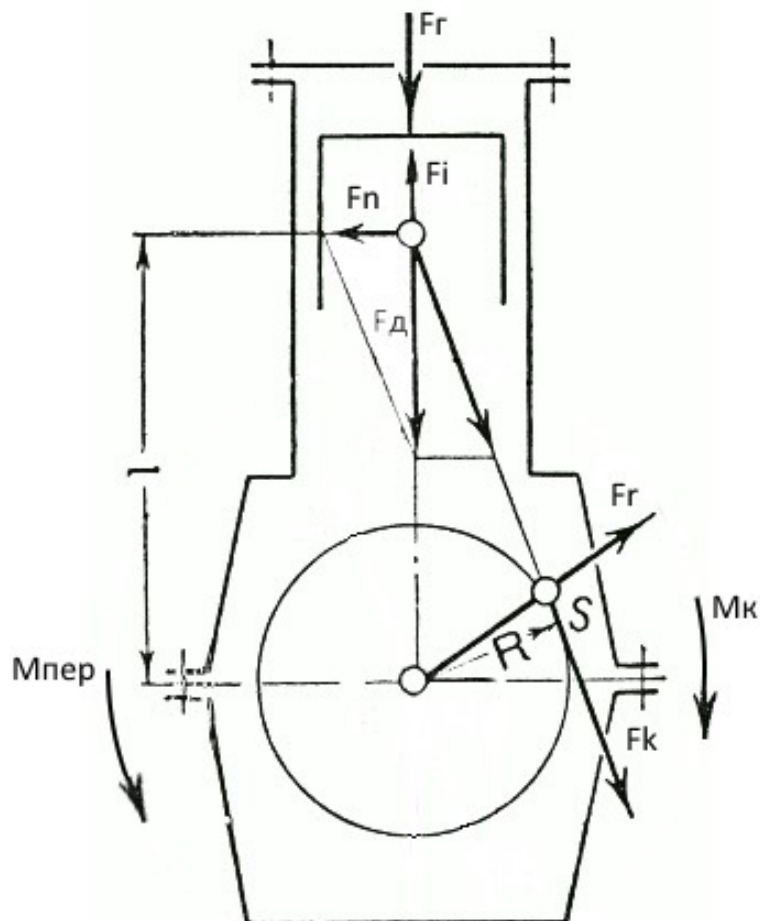


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні дані.

Маси деталей поршневого комплекту:

Маса поршня, в кг	$m_{\Pi} = 15.7$
Маса поршневого пальця, в кг	$m_{\Pi.\Pi} = 3.85$
Маса компресійного кільця, в кг	$m_{\text{к.к}} = 0.107$
Кількість компресійних кілець, шт	$i_{\text{к.к}} = 2$
Маса маслоз'ємного кільця, в кг	$m_{\text{м.к}} = 0.090$
Кількість маслоз'ємних кілець, шт	$i_{\text{м.к}} = 1$
Маса стопорного кільця, в кг	$m_{\text{с.к}} = 0.015$
Кількість стопорних кілець, шт	$i_{\text{с.к}} = 2$
Маса пальцевої заглушки, в кг	$m_{\text{з.п}} = 0.0$
Кількість пальцевих заглушок, шт	$i_{\text{з.п}} = 0$

Маси деталей з шатунного комплекту:

Маса шатуна, в кг	$m_{\text{ш}} = 11.81$
Маса верхньої втулки шатуна, в кг	$m_{\text{в.в.ш}} = 0.77$
Маса нижньої кришки шатуна, в кг	$m_{\text{н.к.ш}} = 4.0$
Маса вкладиша шатуна, в кг	$m_{\text{в.ш}} = 0.425$
Кількість шатунних вкладишів, шт	$i_{\text{в.ш}} = 2$
Маса шатунного болта, в кг	$m_{\text{б.ш}} = 0.425$
Кількість шатунних болтів, шт	$i_{\text{б.ш}} = 2$
Маса шатунної гайки, в кг	$m_{\text{г.ш}} = 0.110$
Кількість шатунних гайок, шт	$i_{\text{г.ш}} = 2$
Маса шатунної шийки, в кг	$m_{\text{ш.ш}} = 5.31$

Маси комплектів деталей що рухаються поступально та обертально

Маса комплекту поршня, в кг

$$m_{к.П} = \sum \begin{pmatrix} m_{П} \\ m_{П.П} \\ i_{к.к} \cdot m_{к.к} \\ i_{м.к} \cdot m_{м.к} \\ i_{с.к} \cdot m_{с.к} \\ i_{з.П} \cdot m_{з.П} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 15.7 \\ 3.85 \\ 2 \cdot 0.107 \\ 0.090 \\ 2 \cdot 0.015 \\ 0 \cdot 0.0 \end{pmatrix} = 19.884$$

Маса комплекту шатуна, в кг

$$m_{к.Ш} = \sum \begin{pmatrix} m_{Ш} \\ m_{В.В.Ш} \\ m_{Н.к.Ш} \\ i_{В.Ш} \cdot m_{В.Ш} \\ i_{б.Ш} \cdot m_{б.Ш} \\ i_{Г.Ш} \cdot m_{Г.Ш} \\ m_{Ш.Ш} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 11.81 \\ 0.77 \\ 4.0 \\ 2 \cdot 0.425 \\ 2 \cdot 0.425 \\ 2 \cdot 0.110 \\ 5.31 \end{pmatrix} = 23.81$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{к.П} + \frac{1}{3} \cdot m_{к.Ш} = 19.884 + \frac{1}{3} \cdot 23.81 = 27.821$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.22}{2} = 0.11$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.11}{0.256} = 0.43$$

Площа поршня, в м²

$$A_{П} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} = 0.025$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ для робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу $\varphi = 0 \dots 720$, з кроком обліку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шагуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{кр} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_r(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = -0.129$	$F_i(0) = -23.71$	$F_d(0) = -23.839$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.129$	$F_i(30) = -18.765$	$F_d(30) = -18.893$	$M_k(30) = -1.271$
$F_r(60) = -0.129$	$F_i(60) = -7.022$	$F_d(60) = -7.151$	$M_k(60) = -0.771$
$F_r(90) = -0.129$	$F_i(90) = 4.833$	$F_d(90) = 4.704$	$M_k(90) = 0.517$
$F_r(120) = -0.129$	$F_i(120) = 11.855$	$F_d(120) = 11.726$	$M_k(120) = 0.97$
$F_r(150) = -0.129$	$F_i(150) = 13.932$	$F_d(150) = 13.803$	$M_k(150) = 0.589$
$F_r(180) = -0.129$	$F_i(180) = 14.045$	$F_d(180) = 13.916$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.042$	$F_i(210) = 13.932$	$F_d(210) = 13.974$	$M_k(210) = -0.597$
$F_r(240) = 0.693$	$F_i(240) = 11.855$	$F_d(240) = 12.548$	$M_k(240) = -1.038$
$F_r(270) = 2.48$	$F_i(270) = 4.833$	$F_d(270) = 7.312$	$M_k(270) = -0.804$
$F_r(300) = 8.224$	$F_i(300) = -7.022$	$F_d(300) = 1.201$	$M_k(300) = -0.129$
$F_r(330) = 34.968$	$F_i(330) = -18.765$	$F_d(330) = 16.203$	$M_k(330) = -1.09$
$F_r(360) = 117.199$	$F_i(360) = -23.71$	$F_d(360) = 93.49$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 97.746$	$F_i(390) = -18.765$	$F_d(390) = 78.982$	$M_k(390) = 5.315$
$F_r(420) = 30.643$	$F_i(420) = -7.022$	$F_d(420) = 23.621$	$M_k(420) = 2.546$
$F_r(450) = 14.369$	$F_i(450) = 4.833$	$F_d(450) = 19.201$	$M_k(450) = 2.112$
$F_r(480) = 8.936$	$F_i(480) = 11.855$	$F_d(480) = 20.79$	$M_k(480) = 1.721$
$F_r(510) = 6.877$	$F_i(510) = 13.932$	$F_d(510) = 20.809$	$M_k(510) = 0.889$
$F_r(540) = 6.328$	$F_i(540) = 14.045$	$F_d(540) = 20.372$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.349$	$F_i(570) = 13.932$	$F_d(570) = 14.281$	$M_k(570) = -0.61$
$F_r(600) = 0.349$	$F_i(600) = 11.855$	$F_d(600) = 12.204$	$M_k(600) = -1.01$
$F_r(630) = 0.349$	$F_i(630) = 4.833$	$F_d(630) = 5.181$	$M_k(630) = -0.57$
$F_r(660) = 0.349$	$F_i(660) = -7.022$	$F_d(660) = -6.674$	$M_k(660) = 0.719$
$F_r(690) = 0.349$	$F_i(690) = -18.765$	$F_d(690) = -18.416$	$M_k(690) = 1.239$
$F_r(720) = 0.349$	$F_i(720) = -23.71$	$F_d(720) = -23.361$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -23.839$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -2.438$	$F_r(30) = -15.143$	$F_k(30) = -11.558$	$M_{пер}(30) = 1.271$
$F_n(60) = -1.626$	$F_r(60) = -2.168$	$F_k(60) = -7.006$	$M_{пер}(60) = 0.771$
$F_n(90) = 1.246$	$F_r(90) = -1.246$	$F_k(90) = 4.704$	$M_{пер}(90) = -0.517$
$F_n(120) = 2.666$	$F_r(120) = -8.172$	$F_k(120) = 8.822$	$M_{пер}(120) = -0.97$
$F_n(150) = 1.781$	$F_r(150) = -12.845$	$F_k(150) = 5.359$	$M_{пер}(150) = -0.589$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -13.916$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.804$	$F_r(210) = -13.004$	$F_k(210) = -5.425$	$M_{пер}(210) = 0.597$
$F_n(240) = -2.853$	$F_r(240) = -8.745$	$F_k(240) = -9.441$	$M_{пер}(240) = 1.038$
$F_n(270) = -1.937$	$F_r(270) = -1.937$	$F_k(270) = -7.312$	$M_{пер}(270) = 0.804$
$F_n(300) = -0.273$	$F_r(300) = 0.364$	$F_k(300) = -1.177$	$M_{пер}(300) = 0.129$
$F_n(330) = -2.091$	$F_r(330) = 12.987$	$F_k(330) = -9.913$	$M_{пер}(330) = 1.09$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 93.49$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 10.193$	$F_r(390) = 63.303$	$F_k(390) = 48.319$	$M_{пер}(390) = -5.315$
$F_n(420) = 5.37$	$F_r(420) = 7.16$	$F_k(420) = 23.142$	$M_{пер}(420) = -2.546$
$F_n(450) = 5.085$	$F_r(450) = -5.085$	$F_k(450) = 19.201$	$M_{пер}(450) = -2.112$
$F_n(480) = 4.727$	$F_r(480) = -14.489$	$F_k(480) = 15.642$	$M_{пер}(480) = -1.721$
$F_n(510) = 2.686$	$F_r(510) = -19.364$	$F_k(510) = 8.079$	$M_{пер}(510) = -0.889$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -20.372$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -1.843$	$F_r(570) = -13.289$	$F_k(570) = -5.544$	$M_{пер}(570) = 0.61$
$F_n(600) = -2.775$	$F_r(600) = -8.505$	$F_k(600) = -9.181$	$M_{пер}(600) = 1.01$
$F_n(630) = -1.372$	$F_r(630) = -1.372$	$F_k(630) = -5.181$	$M_{пер}(630) = 0.57$
$F_n(660) = 1.517$	$F_r(660) = -2.023$	$F_k(660) = 6.538$	$M_{пер}(660) = -0.719$
$F_n(690) = 2.377$	$F_r(690) = -14.76$	$F_k(690) = 11.266$	$M_{пер}(690) = -1.239$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -23.361$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

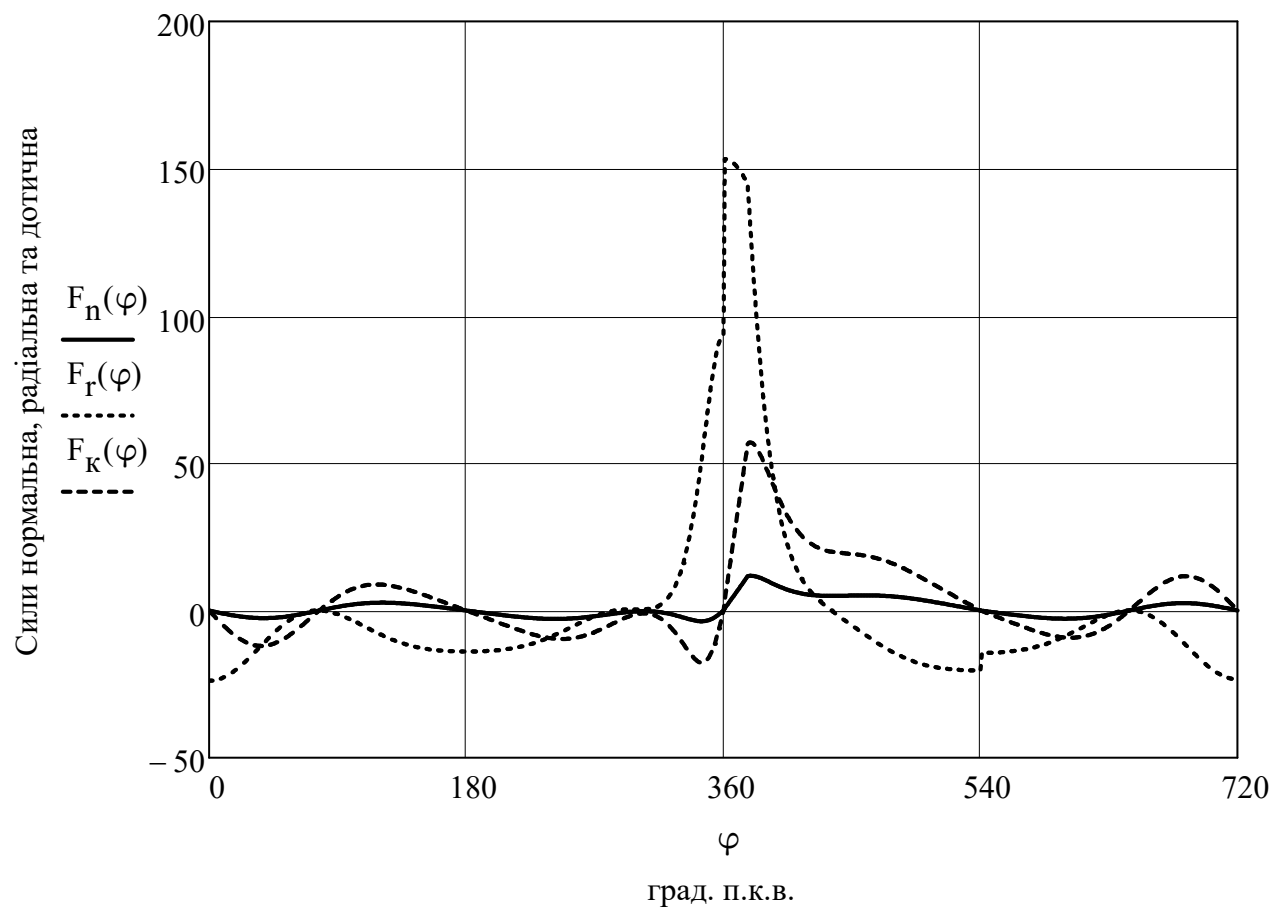
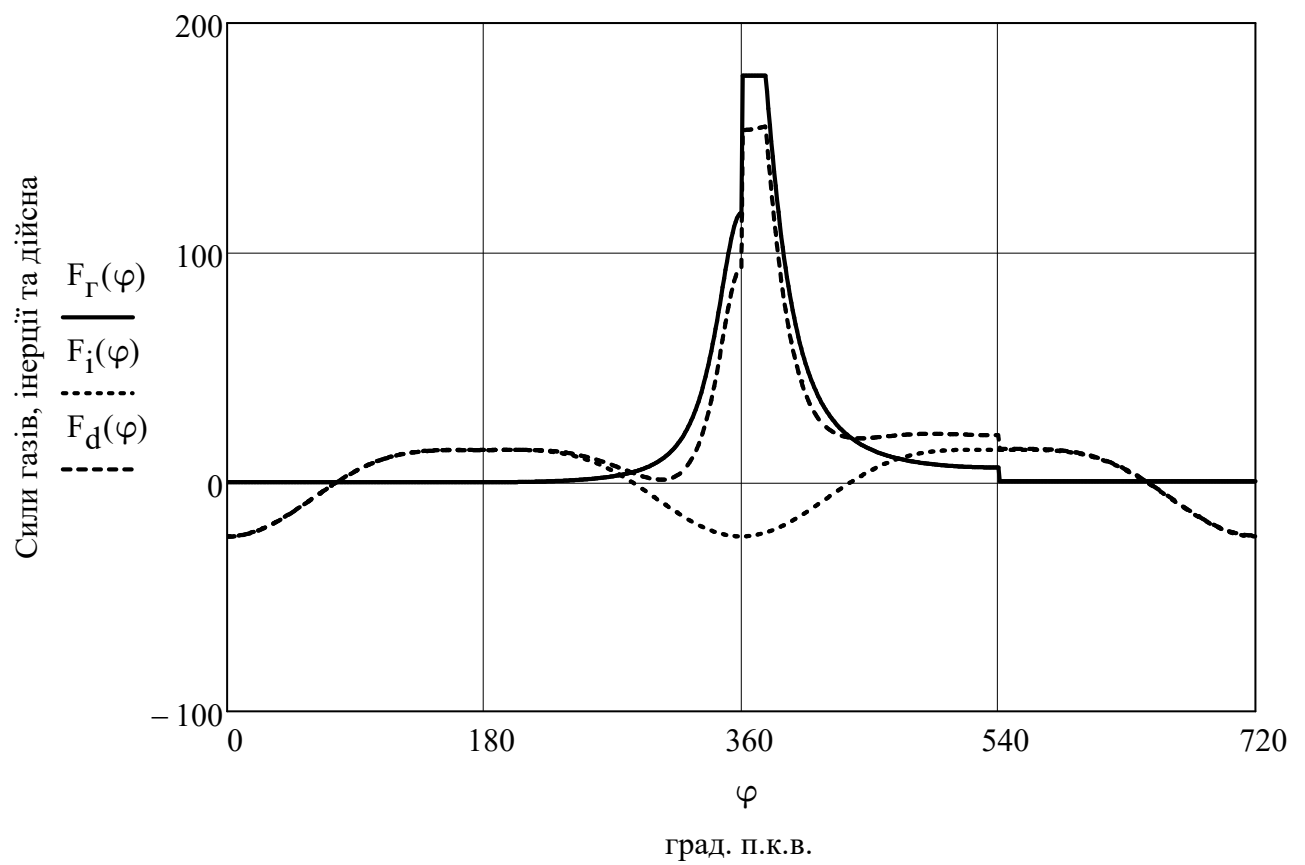


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

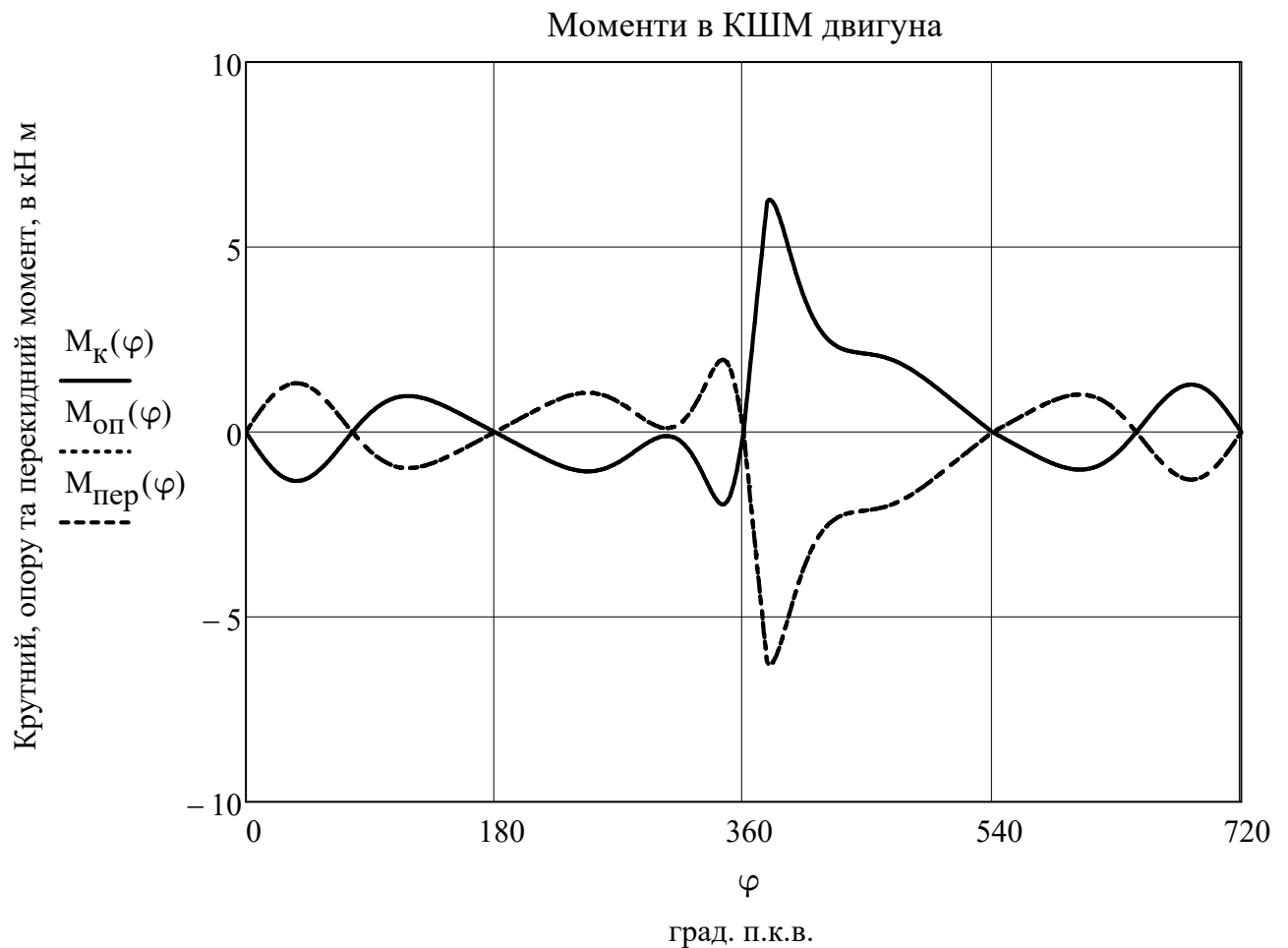


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{\text{сп}} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_K = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_K = 0, \Delta\varphi_K \dots \varphi_{\text{сп}}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(\varphi_K) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_K(\varphi_{\text{сп}} \cdot j + \varphi_K) \cdot s)$$

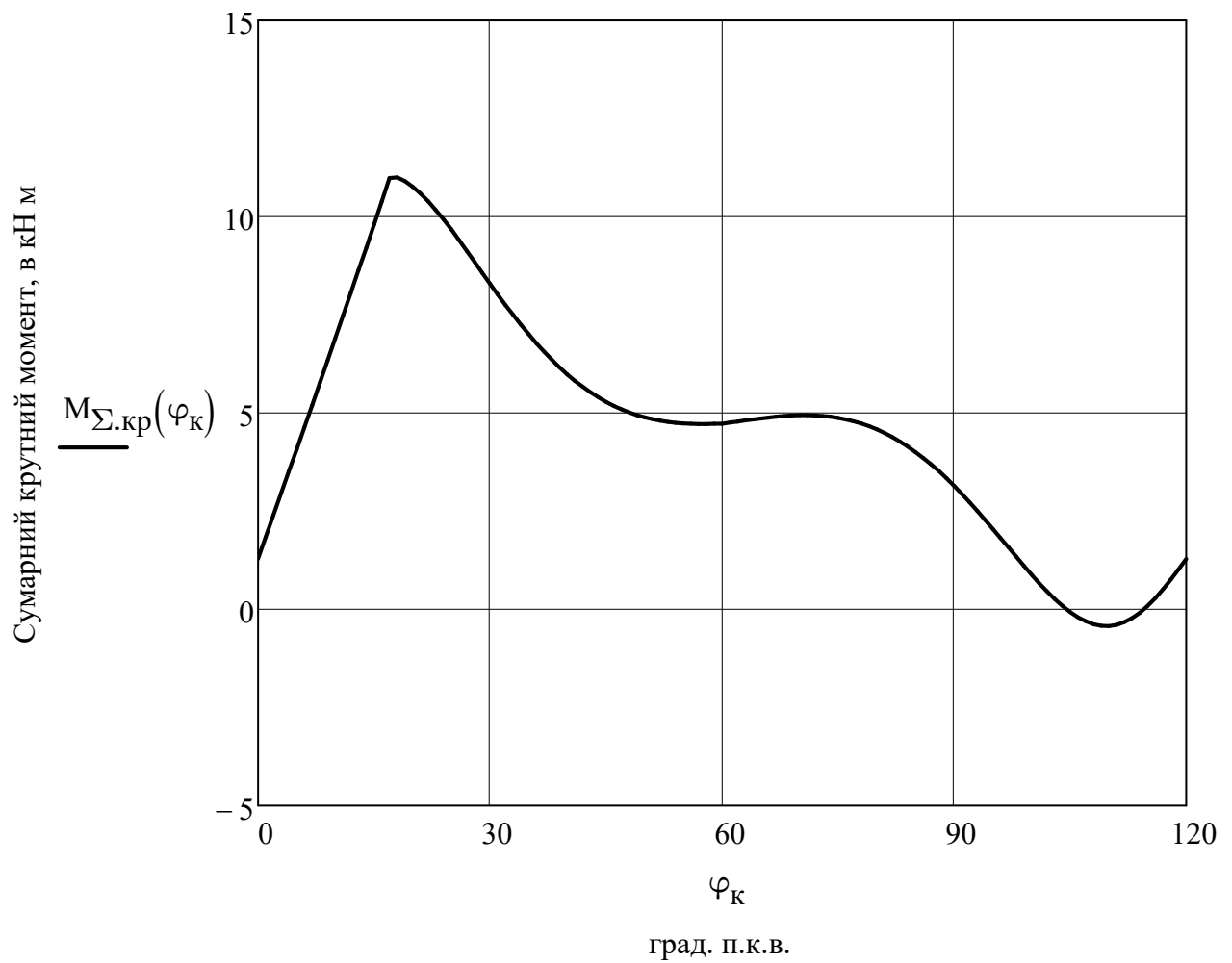


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.кр}(0) = 1.285$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.1 \cdot \varphi_{сп}) = 8.054$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.2 \cdot \varphi_{сп}) = 9.928$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.3 \cdot \varphi_{сп}) = 6.776$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.4 \cdot \varphi_{сп}) = 5.012$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.5 \cdot \varphi_{сп}) = 4.729$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.6 \cdot \varphi_{сп}) = 4.938$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.7 \cdot \varphi_{сп}) = 4.145$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.8 \cdot \varphi_{сп}) = 1.815$$

$$M_{\Sigma.кр}(0.9 \cdot \varphi_{сп}) = -0.378$$

$$M_{\Sigma.кр}(1 \cdot \varphi_{сп}) = 1.285$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_T - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

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

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{30.321 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 3.575 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в Дж / с

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 150.248 = 150248.061$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1.502 \times 10^5}{3.575 \times 10^5} \cdot 100 = 42.025$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 357522.146 \cdot 0.42 = 150000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|1.502 \times 10^5 - 1.5 \times 10^5|}{1.502 \times 10^5} \cdot 100 = 0.165$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{Т.П} + Q_{В.Н}$$

де Q_W - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{Т.П}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{В.Н}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянки стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.10$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.04 = 0.14$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.14 \cdot 357522.146 = 50053.1$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 152.900 = 91.740$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.18^2}{4} \cdot 0.22 = 5.598 \times 10^{-3}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{91.74 \cdot 5.598 \times 10^{-3} \cdot 750 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 19.26$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 19.26 = 19259.614$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 50053.1 + 19259.614 = 69312.714$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

$C_{\text{мв}} = 4.19 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{6.931 \times 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 1.985 \times 10^{-3}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

де $\Delta p_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.002 \cdot 98}{0.9} = 0.216$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж/с

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.216 = 216.154$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж/с

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 50053.1 + 19259.6 + 216.2 = 69528.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{69528.869}{357522.146} \cdot 100 = 19.447$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 750 - 273 = 477$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 316.249 - 273 = 43.249$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 477 = 33.411$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 43.249 = 29.109$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{\Gamma} - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$\text{де } \Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{\Gamma} = 0.972 \cdot 33.411 \cdot 477 = 15497.691$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.94 \cdot 29.109 \cdot 43.249 = 1182.928$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 15497.7 - 1182.9 = 14314.8$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{30.321}{3.6} \cdot 14314.763 = 120567.945$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{120567.945}{357522.146} \cdot 100 = 33.723$$

2.4.6 Теплота, відводена з маслом і витрачена на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{152.9}{868.582} \cdot 0.509 = 0.09$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.09 \cdot 357522.146 = 32046.36$$

Теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 50053.1 + 32046.36 - 69528.869 = 12570.592$$

Витрата циркуляційного масла, в $\frac{м^3}{с}$

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_{\text{м}} = 900 \text{ кг/м}^3$ - густина мастила

$C_{mm} = 2.094 \text{ Дж/кг}$ - середня теплоємність масла

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.257 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 1.668 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{1.668 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.834$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.834 = 833.771$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж / с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 12570.592 + 833.771 = 13404.362$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{13404.362}{357522.146} \cdot 100 = 3.749$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_{\Gamma} + Q_M} \right) = \sum \left(\frac{150248.061 + 69528.869}{120567.945 + 13404.362} \right) = 353749.237$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 357522.1 - 353749.2 = 3772.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3772.909}{357522.146} \cdot 100 = 1.055$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 357522.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 150248.1$	$q_e = 42$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 120567.9$	$q_{\Gamma} = 33.7$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 69528.9$	$q_B = 19.4$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 13404.4$	$q_M = 3.7$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 3772.9$	$q_{HB} = 1.1$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 42.025 + 33.723 + 19.447 + 3.749 + 1.055 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	110	150,2	36,5
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	650	715	10,0
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,4	0,42	5,0
4	Механічний ККД	η_m	-	0,81	0,824	1,7
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\text{г}}{(\text{кВт год})}$	211	202	-4,3
6	Діаметр циліндру	D	мм	180	180	0,0
7	Хід поршня	S	мм	220	220	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання щодо отримання вихідної потужності проектного двигуна на рівні 150 кВт, що на 40 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. В результаті розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна вдалося виконати поставлене завдання. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 55,2 кВт, що більше ніж у прототипу на 36,5%.

Зростання номінальної потужності проектного двигуна у порівнянні з прототипом супроводжувалось збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 10,0%. Це пов'язано з тим, що форсування двигуна вимагає збільшення циклової роботи в циліндрі, яке було вирішено за рахунок покращення ефективності протікання циклу.

Оптимізація робочого циклу та раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 4.3% у порівнянні з прототипом. Але при цьому порівняння значень ефективного ККД показує у прототипу та проектного двигуна, показує у останнього ріст на 5,0%.

Завдяки заходам направлених на вдосконалення деталей поршневої групи вдалося зменшити механічні втрати двигуна. Тому для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 1,7%.

Правильний та обґрунтований підбір параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні до двигуна-прототипу. Це дало можливість отримати силову установку збільшеної потужності без суттєвого зростання її масогабаритних параметрів.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна, та є базою для подальшого вирішення питання підвищення надійності суднового двигуна.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ

3.1 Призначення та класифікація поршнів.

3.1.1. Опис призначення та умов роботи поршнів.

Поршень використовується для:

- передачі сили тиску газів на шатун (в тронкових дизелях) або на шток поршня (в трацкопфних дизелях);
- передачі нормального зусилля на стінку циліндра (в тронкових дизелях);
- формування камери згоряння і забезпечення її герметичності;
- управління відкриттям і закриттям вікон (в двотактних дизелях).

За конструкцією розрізняють поршні тронкових дизелів - суцільні або композитні, неохолоджувані або охолоджені, і хрестоподібні дизелі - композитні, що охолоджуються.

Поршень складається (рис. 3.1 (а)) з головки 1 (верхня частина з круговими канавками для кілець ущільнювачів) і направляючої частини -потрійної 4 з канавками для масляних кілець (в тронкових дизелях) або спідниці (в траверсоподібних дизелях). Усередині стінки є відливи - бобишки 2 з отворами для установки поршневого пальця 3.

Головка поршня поглинає тиск газів і здійснює газорозподіл (в двотактних дизелях), стінку виконує роль повзуна, ковзаючи по стінці циліндра, передає на нього нормальне зусилля і закриває випускні і продувні вікна при знаходженні поршня в ВМТ для запобігання прориву газів і продувки повітря в картер (в двотактних дизелях). Спідниця поршня в дизелях з хрестоподібним розташуванням забезпечує його центрування в циліндрі і перекриває вікна при знаходженні поршня в ВМТ (в двотактних дизелях з неконтрольованим вихлопом).

При роботі дизеля поршень нагрівається і розширюється більше, ніж втулка циліндра. Щоб поршень не залипав, між поршнем і втулкою циліндра передбачений тепловий зазор. Найбільше нагрівається головка поршня. Тому радіальний зазор 5 між головкою і втулкою більше, ніж між стінкою (або

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

спідницею) і втулкою. Для цього головку поршня виготовляють меншого діаметру, ніж стінку, або виточують її в конус (рис. 3.1 (б)). Зазор залежить від діаметра циліндра, конструкції, матеріалу і умов охолодження поршня, визначається експериментальним шляхом, так як зі збільшенням зазору температура газу і поршня над верхнім поршневим кільцем зростає (рис. 3.1 (в)), погіршуючи умови його роботи. Зазор між стінкою і втулкою повинен дозволяти вільно переміщатися тільки поршню. Великий зазор викликає стукіт, коли поршень проходить через мертві точки, так як нормальна сила змінює свій напрямок і зміщує поршень в циліндрі з одного боку в інший. Поява глухих стукотів свідчить про знос циліндро-поршневої групи.

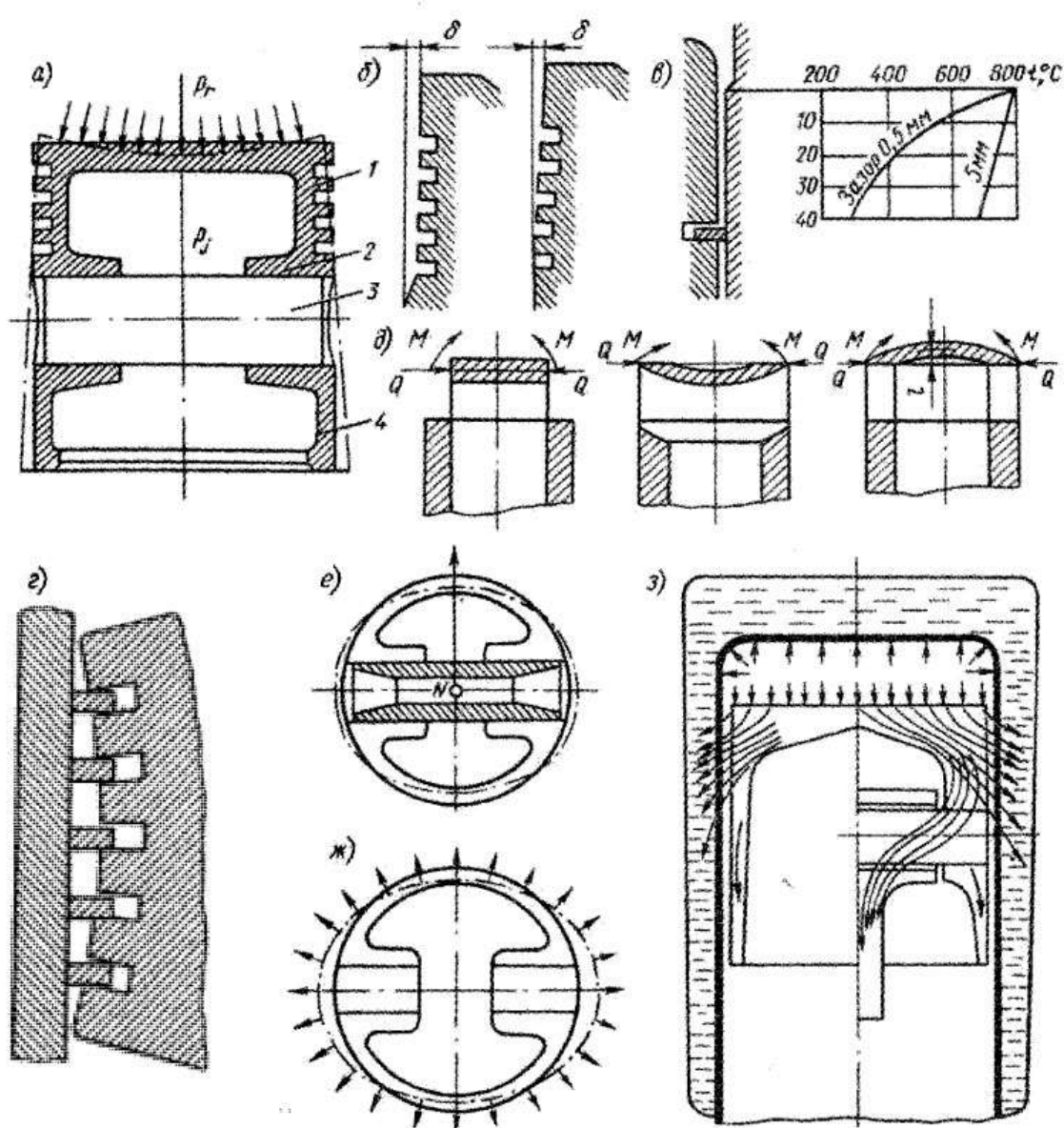


Рис. 3.1 – Умови роботи поршня

Поршень піддається високим механічним і термічним навантаженням. Механічні навантаження обумовлені силою тиску газів і силою інерції. Сила тиску газів викликає циклічно повторювану деформацію днища і стінки поршня (див. рис. 3.1 (а)), а інерційна сила прагне зламати шпильки, що кріплять головку або днище.

Теплові навантаження обумовлені безпосереднім контактом головки поршня з гарячими газами, теплове навантаження поршня різко зростає зі збільшенням діаметра циліндра і з переходом від чотиритактного до двотактного циклу.

За інших рівних умов теплове навантаження поршня в тронкових дизелях вище, ніж у дизелів з крейцкопфом, за рахунок додаткового нагріву поршня від тертя об стінку циліндра. У двотактних дизелях з петлевою схемою газообміну нерівномірний нагрів поршня призводить до значної асиметрії температурного поля щодо його осі і виникнення додаткових термічних напружень.

У 2-тактних дизелях з прямоточною щільною схемою газообміну велика теплове навантаження випускного поршня обумовлена вимиванням гарячих газів не тільки на днище поршня, але і на всю бічну поверхню його головки. У кращих умовах працюють дизельні поршні з прямоточною продувкою клапанів, в яких потік продувального повітря добре і рівномірно охолоджує головку поршня.

Сильний нагрів головки знижує її міцність, а значні перепади температур викликають високі термічні напруги в днищі, і головка деформується (рис. 3.1 (г)).

Термічні напруги і характер деформації істотно залежать від форми головки поршня. Якщо днище умовно відокремити від стінок головки поршня, то при лінійній зміні температури по товщині термічних напружень в днищі не виникне, а його вільна термічна деформація буде виражатися в збільшенні зовнішнього діаметра і вигині в бік газів.

У реальних умовах більш холодні стінки головки поршня перешкоджають вільній термічній деформації днища, а в місцях з'єднань виникають згинальні моменти і стискаючі зусилля (рис. 3.1 (д)). В результаті плоске і увігнуте днища будуть прогинатися в бік холодних поверхонь, а на гарячих поверхнях днищ (з боку газів) виникатимуть термостискаючі напруги, які посилюються циклічними механічними навантаженнями. Холодне днище під впливом термічних і

механічних навантажень буде відчувати розтягуючі напруги. Якщо в процесі експлуатації дизеля температура днища досягає значення, при якому виникає явище повзучості матеріалу, то стискаючі напруги на гарячій поверхні знімаються.

Після зниження навантаження або зупинки дизеля поршень остигає і в ньому виникають залишкові розтягуючі напруги, які можуть викликати тріщини, які прогресують при подальшій експлуатації дизеля з поперемінним нагріванням і охолодженням поршня. У опуклій головці поршня сила Q на плече l створює згинальний момент, протилежний за знаком моменту M і зазвичай більш значний за значенням.

В результаті на гарячій поверхні опуклого поршня будуть виникати розтягуючі напруги. З урахуванням протилежного напрямку дії механічних навантажень від газових сил опукла форма днища є найбільш доцільною.

У випадку тронкових дизелів сила тиску газів на головку поршня (рис. 3.1 (а)), діє нормальна сила N на бічній поверхні (рис. 3.1 (е)), крім того відбувається нагрівання від головки поршня і теплоти тертя (рис. 3.1 (е) та 3.1 (з)) в результаті чого стінка поршня деформується.

Через нерівномірний розподіл металу по поперечному перерізу стінки, він приймає овальну форму з більшою віссю по осі поршневого пальця, який виконує роль направляючої при деформації. В результаті між гільзою циліндра і стінкою можуть виникати перешкоди, що призводять до заклинювання поршня. Тому в більшості конструкцій метал видаляється з поверхні поршня в районі бобишок.

Найбільші термічні напруги від радіальної різниці температур виникають в головках неохолоджених поршнів, а від осьового напруження в днищах охолоджених поршнів, хоча загальний рівень теплового навантаження для останніх нижче.

У разі неохолоджених поршнів тепло відводиться від головки блоку циліндрів охолоджуючою водою через поршневі кільця (60-80%) і стінку (20-40%). Певна кількість тепла розсіюється через поршневий палець до шатуна, а також передається картерним газам і масляному «туману».

3.1.2 Опис конструктивного виконання поршнів.

До конструкції поршня пред'являються такі основні вимоги: найменша теплова інтенсивність, тобто температура днища і стінок головки в районі поршневих кілець повинна бути максимально знижена при мінімальних перепадах температур в радіальному і осьовому напрямках, менша вага (для зменшення інерційних сил) при достатній міцності і жорсткості (для запобігання деформації). Крім того, матеріал головки повинен бути термостійким і термостійким, а направляюча частина - зносостійкою, мати хороші антифрикційні властивості і невеликий коефіцієнт лінійного розширення.

Матеріал твердого поршня: сірий чавун, ковкий чавун і ливарні алюмінієві сплави, жароміцні або деформуються. У композитних поршнів головка або днище виготовляється з легованої сталі (зазвичай молібдену або хром-молібдену), а направляюча частина - з чавуну або алюмінієвого сплаву. Це дає можливість отримати термостійку конструкцію з відносно невеликою вагою і при необхідності замінити тільки головку поршня.

Високий коефіцієнт теплопровідності алюмінієвих сплавів (в три-чотири рази вище, ніж у чавуну і сталі) і низький коефіцієнт тертя дозволяють знизити температуру днища поршня, його масу і інерційні сили, а також втрати на тертя. Крім того, поршні з алюмінієвих сплавів більш технологічні при виготовленні і на їх поверхнях утворюється менше нагару. Тепловіддача від газів до алюмінієвого поршня на 30-40% менше, ніж до чавунного або сталевих поршня.

За рахунок більш низької температури (а значить, і кращого наповнення циліндрів повітрям) і менших втрат на тертя при заміні чавунних поршнів на поршні з алюмінієвих сплавів можна збільшити потужність дизеля на 10-15% і знизити витрату палива.

Недоліки поршнів з алюмінієвого сплаву: низька міцність при високих температурах, швидкий розвиток канавок поршневих кілець і бобишок поршневих пальців, відносно висока вартість. У зв'язку з високим коефіцієнтом лінійного розширення алюмінієвих сплавів (в 2-2,5 рази вище, ніж у чавуну і сталі)

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

доводиться збільшувати радіальний зазор між стінкою поршня і циліндром майже вдвічі в порівнянні з чавунними поршнями, що ускладнює пуск дизеля, викликає стукіт в циліндрах при роботі при малих навантаженнях і збільшує теплове навантаження верхніх поршневих кілець.

Конструкція поршня залежить від типу дизельного двигуна і рівня його форсунок. Днище поршня іноді посилюють ребрами 3 для збільшення жорсткості (рис. 3.2 (а)). Для забезпечення вільного відкриття газорозподільних клапанів передбачені кишені 1 на днищі (рис. 3.2 (а), (б)) в чотиритактних дизелях, а для вилучення поршня з циліндра часто свердлять і прорізають по краях днища отвори під вушка 2 (рис. 3.26, (в)). З метою запобігання утворенню нагару на поверхні днища і захисту поршневого підшипника від теплового випромінювання внутрішню поверхню головки поршня іноді закривають кожухом 1 (рис. 3.2 (в)). Форма днища ВОД і СОД визначається в основному способом змішування, а МОД і примусова СОД - умовою забезпечення найменшої теплоємності головки. Тому днище поршнів МОД найчастіше роблять плоским (зі злегка увігнутою або злегка опуклою поверхнею), так як така форма має меншу поверхню нагріву і більш рівномірний розподіл температури в осьовому напрямку. У головках поршнів МОД свердління під люверси, які є концентраторами напружень, зазвичай не роблять, а для демонтажу використовують спеціальні пов'язки, що надягають на верхню частину головки.

Висота головки поршня залежить від розмірів і розташування поршневих кілець, а також відстані паза верхнього кільця від нижнього краю. З метою забезпечення кращого відведення тепла і кращих умов роботи верхнього поршневого кільця його канавку до недавнього часу розміщували якомога далі від дна, щоб при розташуванні поршня в ВМТ кільце було не вище рівня охолоджуючої води в порожнині; У двотактних дизелях з контурним обдувом положення верхнього кільця узгоджується з розташуванням верхніх кромок вікон. Для запобігання швидкому зносу канавок їх нижні поверхні хромують або загартовують, в пази встановлюють леговані чавунні кільця з високою механічною міцністю, а в головку поршня заливають обойму 1 з аустенітного чавуну з високим

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		62

вмістом нікелю на одне або два верхніх кільця (рис. 3.2 (д)). З метою зниження теплового навантаження верхніх поршневих кілець в деяких випадках для неохолоджуваних поршнів передбачені зовнішні «теплові ями», а для охолоджених поршнів - внутрішні «термоями».

Зовнішня гребля 2 (рис. 3.2 (а)) являє собою глибоку канавку над верхнім кільцем, яка створює високий термічний опір (за рахунок низької теплопровідності газу) і змушує тепловий потік обходити верхні кільця до нижніх. Внутрішня гребля 3 (рис. 3.2 (д)), 1 (рис. 3.2 (д)) являє собою внутрішню круглу порожнину над поршневим кільцевим ременем, яка зменшує тепловий потік до верхніх кілець за рахунок розсіювання тепла на поршневий охолоджувач.

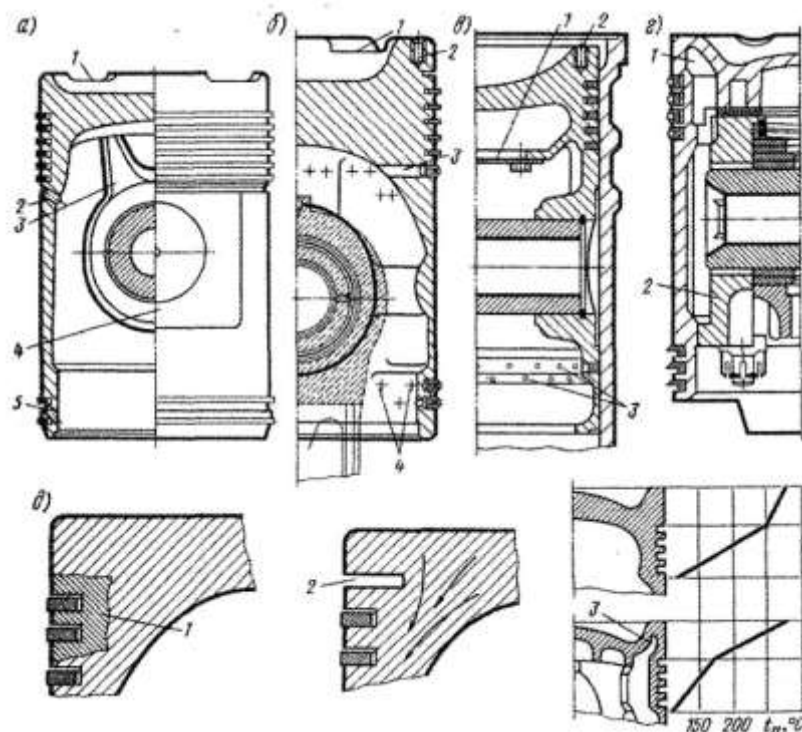


Рис. 3.2 – Варіанти конструктивного виконання поршня

Довжина стінки поршня визначається в залежності від допустимого питомого тиску на стінку циліндра і систему газообміну (в двотактних дизелях). Товщину стінки під кільця ущільнювачів у цільних неохолоджуваних поршнів часто різко зменшують (див. Рис. 3.2 (а), (б)), щоб зменшити тепловий потік до стінки, запобігти його перегріву, деформації та залипання поршня. Необхідну жорсткість стінки забезпечує його оребрення.

У ВОД (швидкохідних) з поршнями з алюмінієвих сплавів для зниження температури стінки і зменшення зазору в парі стінку-циліндр іноді роблять проріз між головкою поршня і стінкою; При цьому пружний тонкостінний стінку деформується незалежно від деформації головки поршня. Однак шліц знижує жорсткість поршня, тому в форсованих дизелях стінку не розрізається, а переробляється в конус.

Для зниження сил тертя і зносу стінки на її поверхні іноді роблять клиновидні поглиблення. Коли масло перетікає з однієї порожнини в іншу, створюється гідродинамічний тиск для зменшення тертя і зносу.

Потовщення в нижній частині стінки служить для його затягування і запобігання можливих деформацій при складанні і розбиранні (іноді для цього на торці спідниці кріплять сталеве кільце), для регулювання поршнів у вазі і використання їх в якості технологічної бази при поршневої обробці.

Пази для кілець склоочисника розташовані на багажнику вище або нижче поршневого пальця. У першому випадку багажник буде рясно змащений маслом, що сприяє зменшенню його зносу. Отвори 2 і 5 (рис. 3.2 (а)), 3 і 4 (рис. 3.2 (б)) свердлять під кільцеві канавки або в самих канавках для зливу масла.

У направляючій частині поршнів МОД і потужних поршнів СОД виконані кругові канавки у вигляді «ластівчин хвіст», в які заковчуються протизадирні кільця зі свинцевої або олов'яної бронзи. Після провертання діаметр кілець на 0,1 - 0,4 мм більше діаметра поршня. При цьому ці кільця служать для поглинання удару спідниці об стінку циліндра, для утримання поршня на циліндрі і для контролю його положення в роботі.

Щоб поршень не заїдав через нерівномірну деформацію стінки, вживають таких заходів:

1) В районі бобишок поршнів шліфують частину металу або вибирають «кишені»-охолоджувачі 4 (рис. 3.2 (а)). При цьому місцева концентрація металу і маса поршня зменшуються;

2) Стінку поршня роблять овальним з більшою віссю в площині, перпендикулярній осі поршневого пальця (в процесі роботи дизеля стінку набуває циліндричну форму);

3) Поршневий палець закріплений у спеціальній вставці 2, що впирається в днище і прикріплений до головки поршня (рис. 3.2 (д)). При цьому стінку поршня не має бобишок і отворів для штифтів і рівномірно деформується при нагріванні.

Зниження теплоємності охолоджуваних поршнів досягається ретельною розробкою їх конструкції (вибір матеріалу, оптимальної товщини стінок і т.д.) і системи охолодження. В якості теплоносія використовується масло або вода.

Головною перевагою масляного охолодження є можливість його використання в тронкових і траверсних дизелях (витік масла в картер не є небезпечним), а головним недоліком - можливість закоксування масла на днищі, що різко погіршує тепловіддачу.

Перевагами водяного охолодження є висока теплоємність води (майже в 2,5 рази вище, ніж у масла) і більш високий коефіцієнт тепловіддачі від стінок поршня до води. Основними недоліками є: можливість використання тільки дизелів з крейцкопфом, необхідність ретельного виготовлення та ізоляції системи водопостачання та водовідведення, щоб запобігти її потраплянню в масло.

У морських тронкових дизелях використовуються такі способи охолодження поршнів.

Струменеве (фонтанне) охолодження (рис. 3.3 (а)) застосовується при помірній інтенсивності нагріву поршня. Масло від буріння 1 в шатуні надходить в кільцеву канавку 2 поршневого підшипника 3, через патрубок 4 омиває днище поршня 5 і стікає в картер дизеля.

Охолодження потоку здійснюється за допомогою змійовика 1 (рис. 3.3 (в)), закладеного в корпус головки при виготовленні поршня, або кільцевої порожнини 1, організованої в корпусі головки (рис. 3.3 (б)).

Масло зазвичай подається в котушку шляхом свердління шатунного і поршневого пальців, а потім з поршня або через свердла в палі і шатуні (див. рис. 3.3) і зливається в картер.

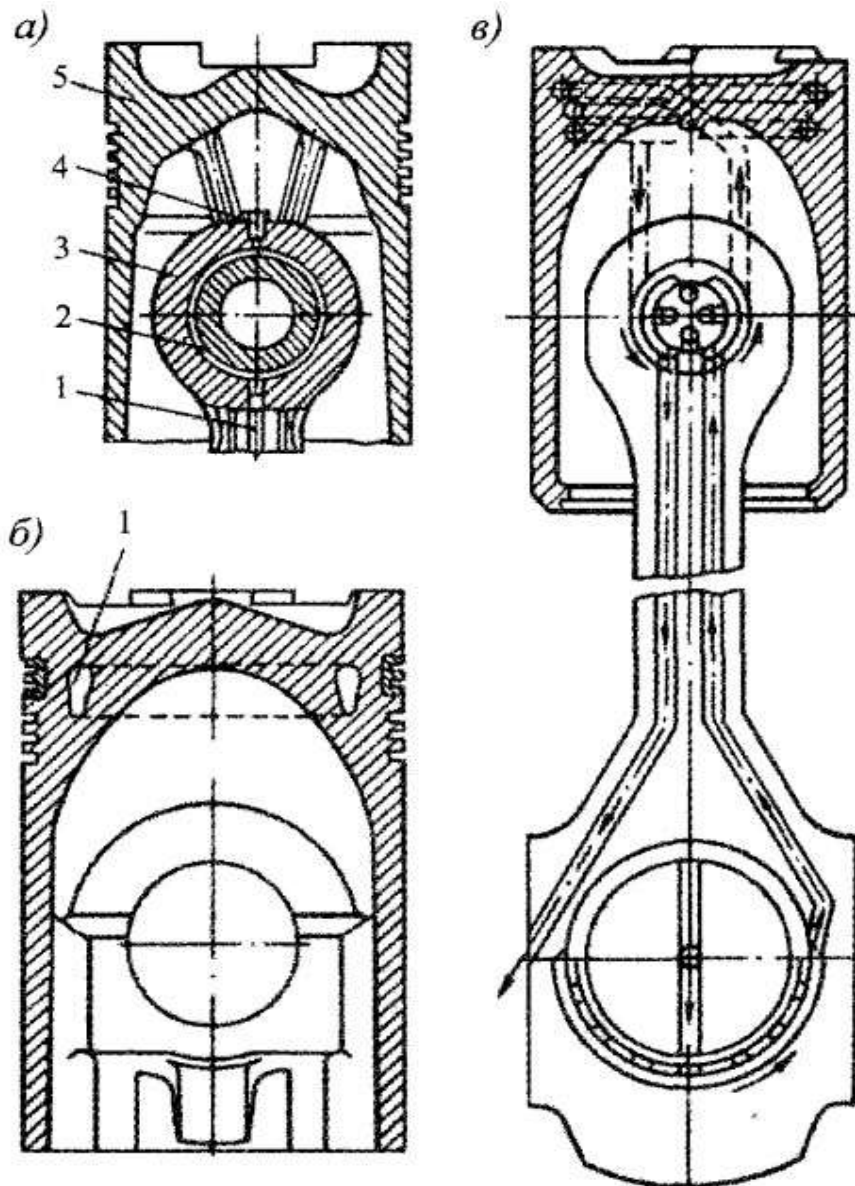


Рис. 3.3 – Способи охолодження поршнів тронкових двигунів

Масло надходить в кільцеву порожнину через свердла в шатуні і поршневому пальці або через патрубок, встановлений в картері коаксіально з вертикальним свердлінням в корпусі поршня.

Охолодження шляхом перемішування масла (за рахунок «ефекту коктейлю») є найбільш ефективним, воно широко застосовується в сучасних морських дизелях (рис. 3.4 (а), (б)). Поперечні перерізи каналів подачі і нагнітання масла або висота зливних отворів підбираються таким чином, щоб порожнина охолодження була заповнена маслом лише частково. Під впливом інерційних сил обсяг масла по черзі відкидається у верхню і нижню частину охолоджуючої порожнини, інтенсивно

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

омиваючи нагріті ділянки поршня. Нагріте масло замінюється холодним, що надходить в поршень. Високий коефіцієнт тепловіддачі маслі (майже вдвічі більший, ніж при циркуляційному охолодженні) забезпечується високою середньою швидкістю поршня і участю в теплообміні всієї маси масла, а не тільки прикордонного шару.

Імовірність закоксування масла на охолоджуючих поверхнях поршня при охолодженні перемішуванням значно знижується.

У дизелях з крейцкопфом застосовують циркуляційне поршневе охолодження (рис. 3.6 (а), (е)) або перемішане охолодження (рис. 3.6 (е), (г)). Охолоджувач підводиться до поршня за допомогою телескопічних (масляних або водяних) або шарнірних коливальних трубок (масляних).

Конструкції поршнів тронкових дизелів показані на рис. 3.4. Поршень дизельного двигуна СЕМТ РС - 4 (рис. 3.4 (д)) складовий, має знімне тонкостінне сталеве днище, яке спирається круговим ребром 1 на стінку 3 з алюмінієвого сплаву і кріпиться до нього податливими шпильками 2. Поршень охолоджується за рахунок збивання масла під час роботи дизельного двигуна. Масло подається через свердла в корпусі шатуна, поршневого пальця і бобишок поршнів в кільцеву порожнину в районі поршневого кільця, а потім надходить в порожнину під днищем і, охолоджуючи його, стікає в картер. Верхні поршневі кільця хромовані, а їх канавки загартовані індукційним способом для підвищення зносостійкості.

Поршень дизельного двигуна Sulzer Z 40 / 48 (рис. 3.4 (б)) складається зі сталеві головки 4, чавунного стінки 1 і роз'ємної сферичної опори 6, яка разом зі сферичною головкою шатуна 9 утворює поршковий підшипник. Тонкостінна головка поршня спирається на силове кільце 3, через яке сила тиску газів передається безпосередньо на сферичну опору і далі на головку шатуна. Всі деталі поршня з'єднані довгими податливими шпильками 2. На головці поршня є 5 кілець ущільнювачів, а на багажнику – 10 кілець склоочисника. Поршень охолоджується шляхом перемішування масла в кільцевій порожнині в районі кілець ущільнювачів і під дном поршня. Масло подається шляхом свердління в шатуні і сферичної вставки, а потім численними свердлами в периферійній і центральній частині

силового кільця, струменем подається в порожнини в районі кілець і під днищем поршня. Трубка 11 зливає масло в картер. Внутрішня «теплова дама» сприяє значному зниженню температури головки поршня в районі кільця. Крім звичайного зворотно-поступального руху, поршень повільно обертається у втулці циліндра. Обертання здійснюється за рахунок розгойдування шатуна за допомогою спеціального механізму. Дві храпові засувки 12 в отворі сферичної головки шатуна, трохи зміщені від її центру, відкриваються пружиною і входять в зачеплення з зубчастим кільцем 7, вільно встановленим в поршні між верхньою і нижньою половинами сферичної опори.

Виступ А на торцевій поверхні зубчастого кільця 7 входить в паз В круглої пружини 8 (рис. 3.4 (в)). Через виступ В пружини обертання передається на поршень. Розгойдування шатуна за допомогою храпових засувок викликає переривчастий обертальний рух зубчастого кільця. При повороті кільця пружина стискається, накопичуючи енергію. У момент, коли навантаження на поршень від тиску газів і інерційних сил мінімальна, пружина вивільняє накопичену енергію і повертає поршень.

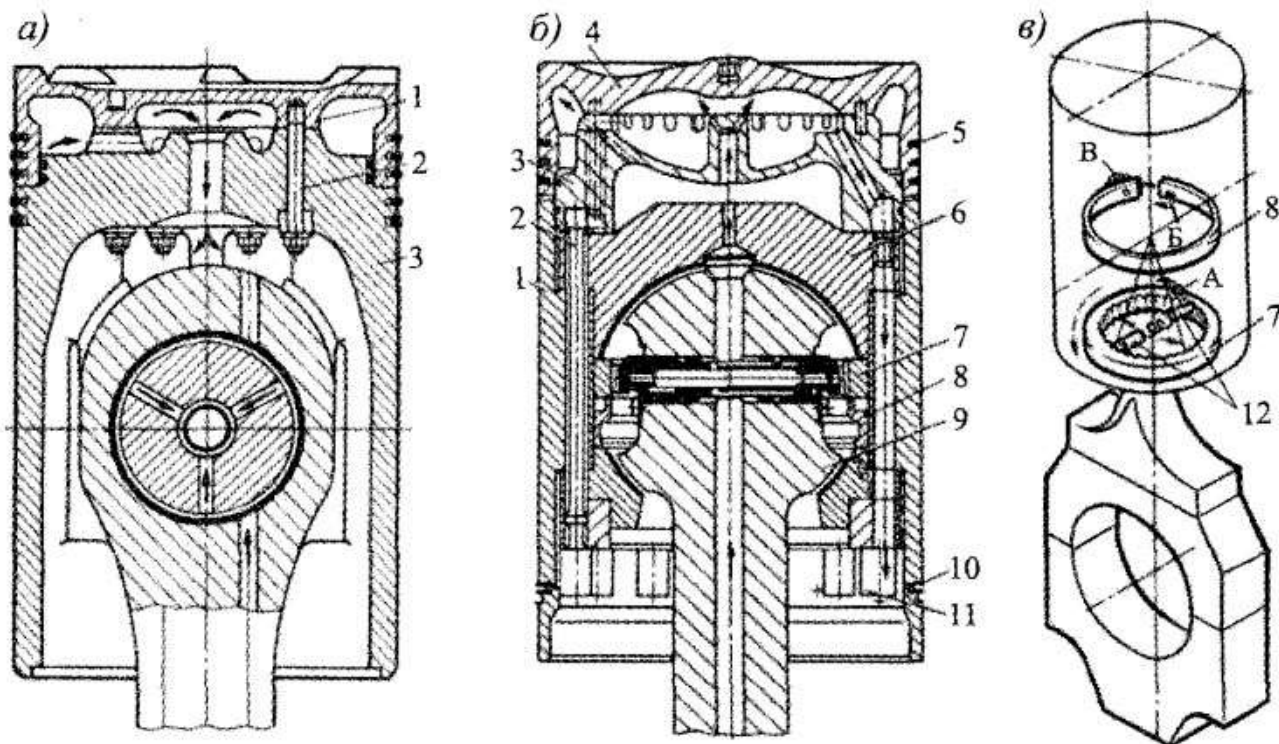


Рис. 3.4 – Конструкція поршнів тронкових дизелів.

3.1.3 Пошкодження поршнів в процесі експлуатації.

У більшості випадків вихід з ладу поршнів відбувається через їх перегрів. Перелічимо основні причини та зовнішні ознаки пошкоджень поршнів.

Причини перегріву головок поршнів:

- тривала робота двигуна з перевантаженням.
- порушення розпилення палива;
- протікання обприскувача;
- недостатня подача повітря в циліндри;
- занадто пізня подача палива;
- високе допалювання на лінії розширення;
- порушення в регулюванні ПНВТ;
- надмірно велика подача палива в циліндр;
- недостатнє охолодження двигуна і поршня.

Сліди перегріву головки:

- наявність інтенсивного закоксування палива і масла на голівці і її бічній поверхні, поява тріщин.

- сліди прогару металу в зоні удару паливних жиклерів, в алюмінієвих поршнях

- оплавлення головних ободів або наскрізне прогар. При масляному охолодженні на внутрішній поверхні головки залишаються сліди закоксування масла (темно-коричнєве забарвлення).

Сліди перегріву юбки:

- сліди згоряння масла (темні смуги)

- поява задирів і задирів - це прорив газів в картер через пошкодження або поломки кілець.

- тертя або задир в місцях потовщення металу під бобишками поршневого пальця, що зазвичай пов'язано з заклинюванням кільця склоочисника і різким збільшенням витрати масла.

3.1.4 Пропозиції щодо вдосконалення конструкції поршня.

Покращення умов роботи днища поршня залишається одним з ключових завдань. З метою поліпшення відведення тепла від днища товщину днища від центру до країв і перетин головки в районі кілець збільшують, а поршні виготовляють з алюмінієвих сплавів з високим коефіцієнтом теплопровідності.

Теплоізоляція днища поршня використовується для примусового ВОД. Для цього на дно закріплюють сталеву жароміцну накладку або наносять керамічне термостійке покриття (карбід вольфраму з добавкою кобальту, карбід хрому з добавкою нікелю та ін.).

На жаль, керамічні покриття, які мають різні коефіцієнти теплового розширення з матеріалом поршня, з часом відшаровуються і тому ще не набули широкого поширення.

В обох випадках відбувається перерозподіл статей теплового балансу дизеля, тобто зменшується тепловий потік в поршень і підвищується температура відпрацьованих газів.

В даній роботі пропонується застосувати вставку для днища поршня на базі термозахисного покриття. Вона має на меті зменшити теплову напруженість самого днища поршня та передачу значної частини тепла від днища до тронку.

Зменшення підведеної теплоти має зменшити витрати в систему охолодження та систему мащення двигуна та збільшити ресурс роботи поршня.

З точки зору протікання робочого циклу, доля тепла що не потрапила в систему охолодження та мащення, в свою чергу має збільшити частку тепла що йде на здійснення корисної роботи. Тим самим значно покращуючи ефективні показники двигуна. Такі двигуни ще називають «адіабатними» двигунами.

Так очікуване покращення ефективного ККД в цій роботі складає 5%. Для досягнення поставленої мети пропонується застосування покриття з металокераміки, яка буде виконувати функцію захисного теплового бар'єру на основі цирконію. Пропоноване в роботі конструктивне виконання враховує дані пропозиції.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		70

3.2 Розрахунок деталей поршневої групи.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку поршня дизеля.

$$D = 0.180 \text{ м} - \text{діаметр циліндра двигуна; або в мм} \quad D \cdot 10^3 = 180$$

$$S = 0.220 \text{ м} - \text{хід поршня; або в мм} \quad S \cdot 10^3 = 220$$

$$n = 750 \text{ об/хв} - \text{частота обертання колінчастого валу;}$$

$$p_{zd} = 7.060 \cdot 10^6 \text{ Па} - \text{максимальний тиск згорання;}$$

$$N_{\max} = 10193 \text{ Н} - \text{найбільша нормальна сила, при} \quad \varphi = 390^\circ$$

$$m_{\Pi} = 19.884 \text{ кг} - \text{маса поршневої групи;}$$

$$n_{x.x.\max} = 750 \text{ хв}^{-1} - \text{частота обертання;}$$

$$\lambda = 0.256 - \text{кривошипно-шатунне відношення;}$$

$$H = 0.243 \text{ м} - \text{висота поршня;}$$

$$h_{\text{ю}} = 0.098 \text{ м} - \text{висота юбки поршня;}$$

$$t = 0.0041 \text{ м} - \text{радіальна товщина кільця;}$$

$$\Delta t = 0.0008 \text{ м} - \text{радіальний зазор кільця в канавці поршня;}$$

$$s = 0.028 \text{ м} - \text{товщина стінки головки поршня;}$$

$$h_{\Pi} = 0.005 \text{ м} - \text{товщина верхньої кільцевої перемички поршня;}$$

$$\alpha_{\Pi} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К} - \text{коефіцієнт лінійного розширення алюмінію;}$$

$$\alpha_{\text{ц}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К} - \text{коефіцієнт лінійного розширення чугуна;}$$

3.2.2 Геометричні розміри поршневої групи

Найбільш напруженим елементом поршневої групи є поршень, що сприймає високі газові, інерційні та теплові навантаження. Його основними функціями є ущільнення внутрішньоциліндрового простору і передача газових сил тиску з найменшими втратами кривошипно-шатунному механізму. Поршень являє собою досить складну деталь як щодо самої конструкції, так і щодо технології та підбору матеріалу під час його виготовлення.

Основними тенденціями вдосконалення поршнів сучасних двигунів є зниження їхніх масогабаритних параметрів, підвищення міцності та зносостійкості, а також зниження коефіцієнта лінійного розширення, що дуже важливо для отримання мінімального теплового зазору між поршнем і циліндром без заклинювання.

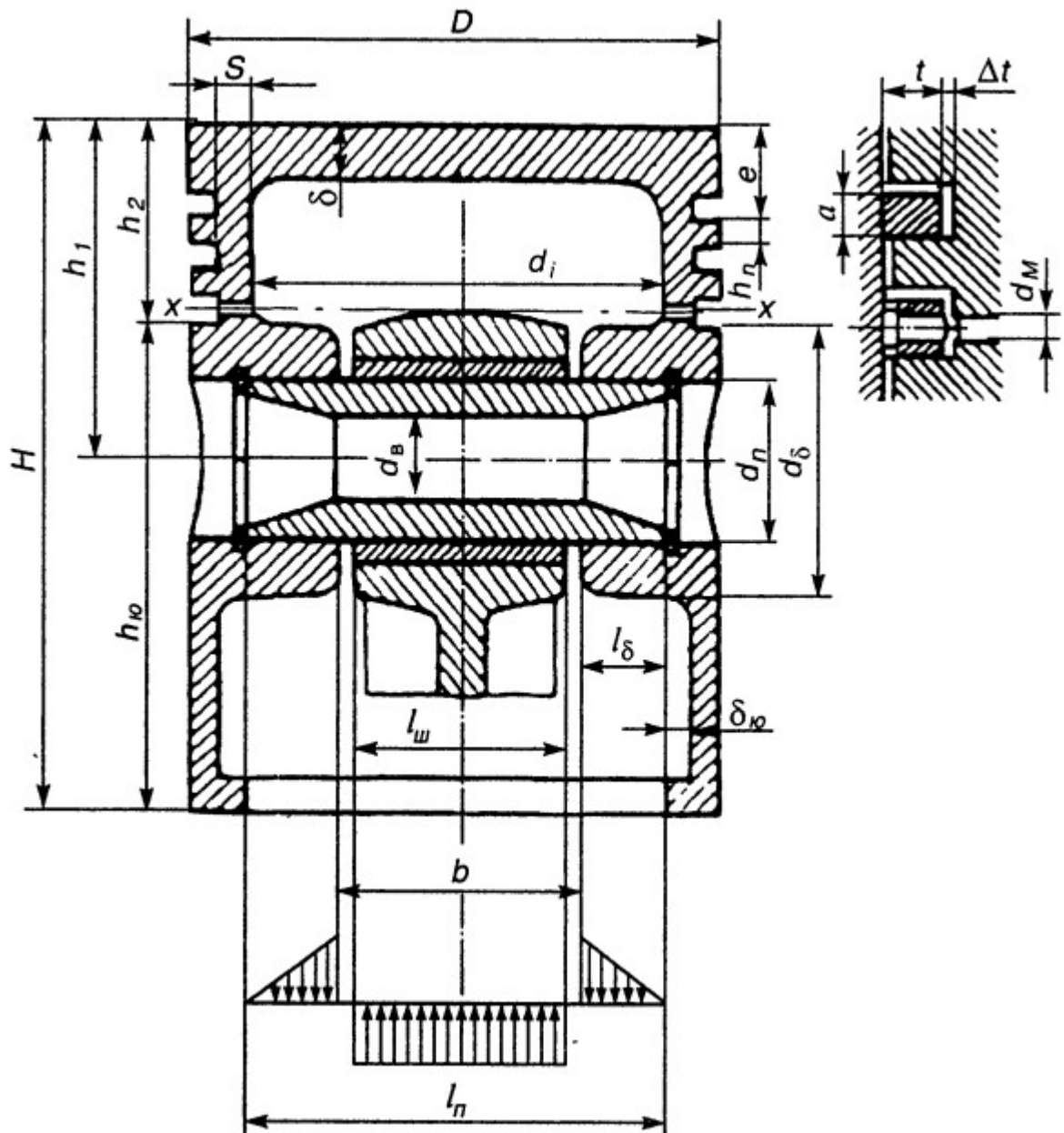


Рис. 3.3 - Розрахункова схема поршневої групи

товщина днища поршня, в м;

$$\delta = (0.12 \dots 0.20) \cdot D;$$

$$\delta = 0.16 \cdot D = 0.16 \cdot 0.18 = 0.029 \quad \text{або в мм} \quad \delta \cdot 10^3 = 28.8$$

висота поршня, в м;

$$H = (1.00 \dots 1.50) \cdot D;$$

$$H = 1.25 \cdot D = 1.25 \cdot 0.18 = 0.225 \quad \text{або в мм} \quad H \cdot 10^3 = 225$$

висота жарового пояса, в м;

$$e = (0.11 \dots 0.20) \cdot D;$$

$$e = 0.16 \cdot D = 0.16 \cdot 0.180 = 0.029 \quad \text{або в мм} \quad e \cdot 10^3 = 28.8$$

товщина першої кільцевої перетинки, в м;

$$h_{\Pi 1} = (0.04 \dots 0.06) \cdot D;$$

$$h_{\Pi 1} = 0.05 \cdot D = 0.05 \cdot 0.180 = 9 \times 10^{-3} \quad \text{або в мм} \quad h_{\Pi 1} \cdot 10^3 = 9$$

висота верхньої частини поршня, в м;

$$h_1 = (0.60 \dots 1.00) \cdot D;$$

$$h_1 = 0.80 \cdot D = 0.80 \cdot 0.180 = 0.144 \quad \text{або в мм} \quad h_1 \cdot 10^3 = 144$$

висота юбки поршня, в м;

$$h_{\text{ю}} = (0.60 \dots 0.70) \cdot D;$$

$$h_{\text{ю}} = 0.65 \cdot D = 0.65 \cdot 0.180 = 0.117 \quad \text{або в мм} \quad h_{\text{ю}} \cdot 10^3 = 117$$

внутрішній діаметр поршня, в м;

$$d_1 = D - 2 \cdot (s + t) + \Delta t = 0.180 - 2 \cdot (0.028 + 0.0041) + 0.0008 = 0.117$$

$$\text{або в мм} \quad d_1 \cdot 10^3 = 116.6$$

товщина стінки головки поршня, в м;

$$S_{\text{ГП}} = (0.05 \dots 0.10) \cdot D;$$

$$S_{\text{ГП}} = 0.08 \cdot D = 0.08 \cdot 0.180 = 0.014 \text{ або в мм} \quad S_{\text{ГП}} \cdot 10^3 = 14.4$$

товщина стінки юбки поршня, в м;

$$\delta_{\text{ю}} = (2.00 \dots 5.00);$$

$$\delta_{\text{ю}} = 0.004 \text{ або в мм} \quad \delta_{\text{ю}} \cdot 10^3 = 4$$

радіальна товщина компресійного кільця, в м;

$$t_k = (0.040 \dots 0.045) \cdot D;$$

$$t_k = 0.043 \cdot D = 0.043 \cdot 0.180 = 7.74 \times 10^{-3} \text{ або в мм} \quad t_k \cdot 10^3 = 7.74$$

радіальна товщина маслоз'ємного кільця, в м;

$$t_m = (0.030 \dots 0.043);$$

$$t_m = 0.04 \cdot D = 0.04 \cdot 0.180 = 7.2 \times 10^{-3} \text{ або в мм} \quad t_m \cdot 10^3 = 7.2$$

радіальний зазор компресійного кільця в канавці поршня, в м;

$$\Delta t_k = (0.70 \dots 0.95) \times 10^{-3};$$

$$\Delta t_k = 0.00083 \text{ або в мм} \quad \Delta t_k \cdot 10^3 = 0.83$$

радіальний зазор маслоз'ємного кільця в канавці поршня, в м;

$$\Delta t_m = (0.90 \dots 1.10) \times 10^{-3};$$

$$\Delta t_m = 0.001 \text{ або в мм} \quad \Delta t_m \cdot 10^3 = 1$$

висота кільця, в м;

$$a = (3.00 \dots 5.00) \times 10^{-3};$$

$$a = 0.003 \text{ або в мм} \quad a \cdot 10^3 = 3$$

різниця між величинами зазорів замка кільця у вільному та робочому стані, в м;

$$A_0 = (3.20 \dots 4.00) \cdot t;$$

$$A_0 = 3.60 \cdot t = 3.60 \cdot 0.0041 = 0.015 \quad \text{або в мм} \quad A_0 \cdot 10^3 = 14.76$$

число масляних отворів в поршні, в м;

$$n_M = (6 \dots 12);$$

$$n_M = 12$$

діаметр масляного каналу, в м;

$$d_M = (0.3 \dots 0.5) \cdot a;$$

$$d_M = 0.4 \cdot a = 0.4 \cdot 0.003 = 1.2 \times 10^{-3} \quad \text{або в мм} \quad d_M \cdot 10^3 = 1.2$$

діаметр бобишки, в м;

$$d_G = (0.3 \dots 0.5) \cdot D;$$

$$d_G = 0.415 \cdot D = 0.415 \cdot 0.180 = 0.075 \quad \text{або в мм} \quad d_G \cdot 10^3 = 74.7$$

відстань між торцями бобишок, в м;

$$b = (0.3 \dots 0.5) \cdot D;$$

$$b = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 0.180 = 0.072 \quad \text{або в мм} \quad b \cdot 10^3 = 72$$

зовнішній діаметр поршневого пальця, в м;

$$d_3 = (0.30 \dots 0.38) \cdot D;$$

$$d_3 = 0.415 \cdot D = 0.415 \cdot 0.180 = 0.075 \quad \text{або в мм} \quad d_3 \cdot 10^3 = 74.7$$

внутрішній діаметр поршневого пальця, в м;

$$d_B = (0.50 \dots 0.70) \cdot d_3;$$

$$d_B = 0.51 \cdot d_3 = 0.51 \cdot 0.075 = 0.038 \quad \text{або в мм} \quad d_B \cdot 10^3 = 38.097$$

довжина закріпленого пальця, в м;

$$l_{ПЗ} = (0.85 \dots 0.90) \cdot D;$$

$$l_{ПЗ} = 0.8315 \cdot D = 0.831 \cdot 0.18 = 0.15 \quad \text{або в мм} \quad l_{ПЗ} \cdot 10^3 = 149.67$$

довжина плаваючого пальця, в м;

$$l_{ПВ} = (0.80 \dots 0.85) \cdot D;$$

$$l_{ПВ} = 0.8315 \cdot D = 0.831 \cdot 0.18 = 0.15 \quad \text{або в мм} \quad l_{ПВ} \cdot 10^3 = 149.67$$

довжина головки шатуна при закріпленому пальці, в м;

$$l_{ШЗ} = (0.28 \dots 0.32) \cdot D;$$

$$l_{ШЗ} = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 0.180 = 0.072 \quad \text{або в мм} \quad l_{ШЗ} \cdot 10^3 = 72$$

довжина головки шатуна при плаваючому пальці, в м;

$$l_{ШВ} = (0.33 \dots 0.45) \cdot D;$$

$$l_{ШВ} = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 0.180 = 0.072 \quad \text{або в мм} \quad l_{ШВ} \cdot 10^3 = 72$$

радіус кривошипу, в м;

$$R = \frac{1}{2} \cdot S = \frac{1}{2} \cdot 0.220 = 0.11 \quad \text{або в мм} \quad R \cdot 10^3 = 110$$

Площа поршня в м²;

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.180^2}{4} = 0.025$$

3.2.3 Напруження згинання в днищі поршня, Па

$$\sigma_{зг} = p_{зд} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2$$

$$\text{де } r_i = \left(\frac{D}{2} \right) - (s + t + \Delta t) = \frac{0.180}{2} - (0.028 + 0.0041 + 0.0008) = 0.057$$

$$\sigma_{зг} = p_{зд} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 7.06 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0.057}{0.029} \right)^2 = 2.775 \times 10^7$$

$$\text{або в МПа } \sigma_{зг} \cdot 10^{-6} = 27.752$$

3.2.4 Напруження стиску в перерізі х-х, МПа

площа стиску х - х, м²;

$$F_{х.х} = \left[\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (d_x^2 - d_i^2) - n'_M \cdot F' \right]$$

$$\text{де } d_x = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 0.180 - 2 \cdot (0.0041 + 0.0008) = 0.17 \quad \text{м}$$

$$d_i = D - 2 \cdot (s + t + \Delta t) = 0.180 - 2 \cdot (0.028 + 0.0041 + 0.0008) = 0.114 \quad \text{м}$$

$$F' = \left[\frac{(d_x - d_i)}{2} \right] \cdot d_M = \frac{0.17 - 0.114}{2} \cdot 1.2 \times 10^{-3} = 3.36 \times 10^{-5} \quad \text{м}^2$$

$$F_{х.х} = \left[\frac{\pi}{4} \cdot (d_x^2 - d_i^2) \dots \right] = \frac{\pi}{4} \cdot (0.17^2 - 0.114^2) + (-12 \cdot 3.36 \times 10^{-5}) = 0.012$$

максимальна сила, що стискає, Н;

$$P_{zmax} = p_{зд} \cdot F_{\Pi} = 7.06 \cdot 10^6 \cdot 0.025 = 1.797 \times 10^5$$

$$\text{або в МН } P_{zmax} \cdot 10^{-6} = 0.18$$

напруга стиску, Па;

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{zmax}}}{F_{\text{х.х}}} = \frac{179655.117}{0.012} = 14840949.686$$

або в МПа $\sigma_{\text{ст}} \cdot 10^{-6} = 14.841$

3.2.5 Напруження розриву в перерізі х-х

кутова швидкість, рад/с;

$$w = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78.54$$

маса головки поршня з кільцями, що розташовані вище перерізу х - х, кг;

$$m_{\text{Г.П}} = 0.6m_{\text{П}} = 0.6 \cdot 19.884 = 11.93$$

максимальна сила, що розриває, Н;

$$P_j = m_{\text{Г.П}} \cdot R \cdot w^2 \cdot (1 + \lambda) = 10167.56815$$

або в МН $P_j \cdot 10^{-6} = 0.01$

напруга розриву, Па;

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{\text{х.х}}} = \frac{1.017 \times 10^4}{0.012} = 8.399 \times 10^5$$

або в МПа $\sigma_p \cdot 10^{-6} = 0.84$

3.2.6 Напруження в верхній кільцевій перетинці:

перерізу, Па;

$$\tau = 0.0314 \cdot p_{\text{зд}} \cdot \frac{D}{h_{\text{П}}} = 0.0314 \cdot 7.060 \cdot 10^6 \cdot \frac{0.180}{0.005} = 7.981 \times 10^6$$

або в МПа $\tau \cdot 10^{-6} = 7.981$

вигину, Па;

$$\sigma_{\text{виг}} = 0.0045 \cdot p_{\text{зд}} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2 = 0.0045 \cdot 7.060 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0.180}{0.005} \right)^2 = 4.117 \times 10^7$$

або в МПа $\sigma_{\text{виг}} \cdot 10^{-6} = 41.174$

складне, Па;

$$\sigma_{\epsilon} = \sqrt{\sigma_{\text{виг}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(4.117 \times 10^7)^2 + 4 \cdot (7.981 \times 10^6)^2} = 4.416 \times 10^7$$

або в МПа $\sigma_{\epsilon} \cdot 10^{-6} = 44.159$

3.2.7 Питомий тиск поршня на стінку циліндра, Па;

$$q_1 = \frac{N_{\text{max}}}{(h_{\text{ю}} \cdot D)} = \frac{1.019 \times 10^4}{0.117 \cdot 0.18} = 4.84 \times 10^5$$

або в МПа $q_1 \cdot 10^{-6} = 0.484$

$$q_2 = \frac{N_{\text{max}}}{(H \cdot D)} = \frac{1.019 \times 10^4}{0.225 \cdot 0.18} = 2.517 \times 10^5$$

або в МПа $q_2 \cdot 10^{-6} = 0.252$

3.2.8 Гарантована рухливість поршня в циліндрі:

діаметри головки та юбки поршня, м;

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}}$$

$$\text{де } \Delta_{\Gamma} = 0.006 \cdot D = 0.006 \cdot 0.180 = 1.08 \times 10^{-3}$$

мм - діаметральні зазори

$$\Delta_{\text{ю}} = 0.002 \cdot D = 0.002 \cdot 0.180 = 3.6 \times 10^{-4}$$

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 0.180 - 0.00108 = 0.179 \quad \text{або в мм} \quad D_{\Gamma} \cdot 10^3 = 178.92$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}} = 0.18 - 3.6 \times 10^{-4} = 0.18 \quad \text{або в мм} \quad D_{\text{ю}} \cdot 10^3 = 179.64$$

діаметральні зазори в гарячому стані, мм;

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)]$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)]$$

де $T_{\text{ц}} = 388$ К - середня температура поршня;

$T_{\Gamma} = 493$ К - середня температура гільзи;

$T_{\text{ю}} = 428$ К - середня температура юбки поршня;

$T_0 = 293$ К - температура на зовнішній поверхні;

$$a_1 = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] = 0.180 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] = 0.18$$

$$b_1 = D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] = 0.17892 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (493 - 293)] = 0.18$$

$$\Delta'_{\Gamma} = a_1 - b_1 = 0.18 - 0.18 = 4.809 \times 10^{-4} \quad \text{або в мм} \quad \Delta'_{\Gamma} \cdot 10^3 = 0.481$$

$$a_2 = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] = 0.180 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] = 0.18$$

$$b_2 = D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)] = 0.17964 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (428 - 293)] = 0.18$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = a_2 - b_2 = 0.18 - 0.18 = 1.457 \times 10^{-5} \quad \text{або в мм} \quad \Delta'_{\text{ю}} \cdot 10^3 = 0.015$$

3.2.9 Розрахункова сила, що діє на поршневий палець, в Н

$$P = P_{\text{zmax}} - k \cdot P_j$$

де $k = 0.72$ - коефіцієнт що враховує масу поршневого пальця; (0,76 - 0,86)

$$P = P_{\text{zmax}} - k \cdot P_j = 1.797 \times 10^5 - 0.72 \cdot 1.017 \times 10^4 = 1.723 \times 10^5$$

$$\text{або в МН} \quad P \cdot 10^{-6} = 0.172$$

3.2.10 Питомий тиск пальця на втулку поршневої головки шатуна, в Па

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_3 \cdot l_{\text{ш}}}$$

де $d_3 = 0.075$ м - зовнішній діаметр поршневого пальця;

$l_{\text{ш}} = 0.046$ м - довжина опорної поверхні поршневого пальця;

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_3 \cdot l_{\text{ш}}} = \frac{172334.468}{0.075 \cdot 0.046} = 50152630.353$$

$$\text{або в МПа} \quad q_{\text{ш}} \cdot 10^{-6} = 50.153$$

3.2.10 Питомий тиск плаваючого пальця на бобишки, в Па

$$q_6 = \frac{P}{d_3 \cdot (l_{II} - b)}$$

де $l_{II} = 0.15$ м - загальна довжина поршневого пальця;

$b = 0.080$ м - відстань між торцями бобишок;

$$q_6 = \frac{P}{d_3 \cdot (l_{II} - b)} = \frac{172334.468}{0.075 \cdot (0.15 - 0.08)} = 32957442.803$$

$$\text{або в МПа} \quad q_6 \cdot 10^{-6} = 32.957$$

3.2.11 Напряга згинання пальця за умови розподілу навантаження по довжині, в Па

$$\sigma_{зг} = \frac{P \cdot (l_{II} + 2 \cdot b - 1.5 \cdot l_{III})}{1.2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_3^3}$$

$$\text{де} \quad \alpha = \frac{d_V}{d_3} = \frac{0.038}{0.075} = 0.51$$

$$\sigma_{зг} = \frac{P \cdot (l_{II} + 2 \cdot b - 1.5 \cdot l_{III})}{1.2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_3^3} = \frac{1.723 \times 10^5 \cdot (0.15 + 2 \cdot 0.08 - 1.5 \cdot 0.046)}{1.2 \cdot (1 - 0.51^4) \cdot 0.075^3} = 8.906 \times 10^7$$

$$\text{або в МПа} \quad \sigma_{зг} \cdot 10^{-6} = 89.057$$

3.2.12 Дотичні напруги від зрізу пальця в перетинах, розташованих між бобишками та головкою шатуна, в Па

$$\tau = \frac{0.85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4) \cdot d_3^2} = \frac{0.85 \cdot 172334.468 \cdot (1 + 0.51 + 0.51^2)}{(1 - 0.51^4) \cdot 0.075^2} = 49839036.076$$

$$\text{або в МПа} \quad \tau \cdot 10^{-6} = 49.839$$

3.2.13 Максимальна овалізація поршневого пальця, в м

$$\Delta d_{п. max} = \frac{1.35 \cdot P}{E \cdot l_{п}} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

де $E = 2.2 \cdot 10^{11}$ - модуль пружності;

$$a = \frac{1.35 \cdot P}{E \cdot l_{п}} \cdot \left[\left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \right] = \frac{1.35 \cdot 1.723 \times 10^5}{2.2 \cdot 10^{11} \cdot 0.15} \cdot \left(\frac{1 + 0.51}{1 - 0.51} \right)^3 = 2.063 \times 10^{-4}$$

$$b = [0.1 - (\alpha - 0.4)^3] = 0.1 - (0.51 - 0.4)^3 = 0.099$$

$$\Delta d_{п. max} = a \cdot b = 2.063 \times 10^{-4} \cdot 0.099 = 2.036 \times 10^{-5}$$

$$\text{або в мм} \quad \Delta d_{п. max} \cdot 10^3 = 0.02$$

3.2.14 Напруження що виникають при овалізації поршневого пальця на зовнішній та внутрішній поверхні, в Па

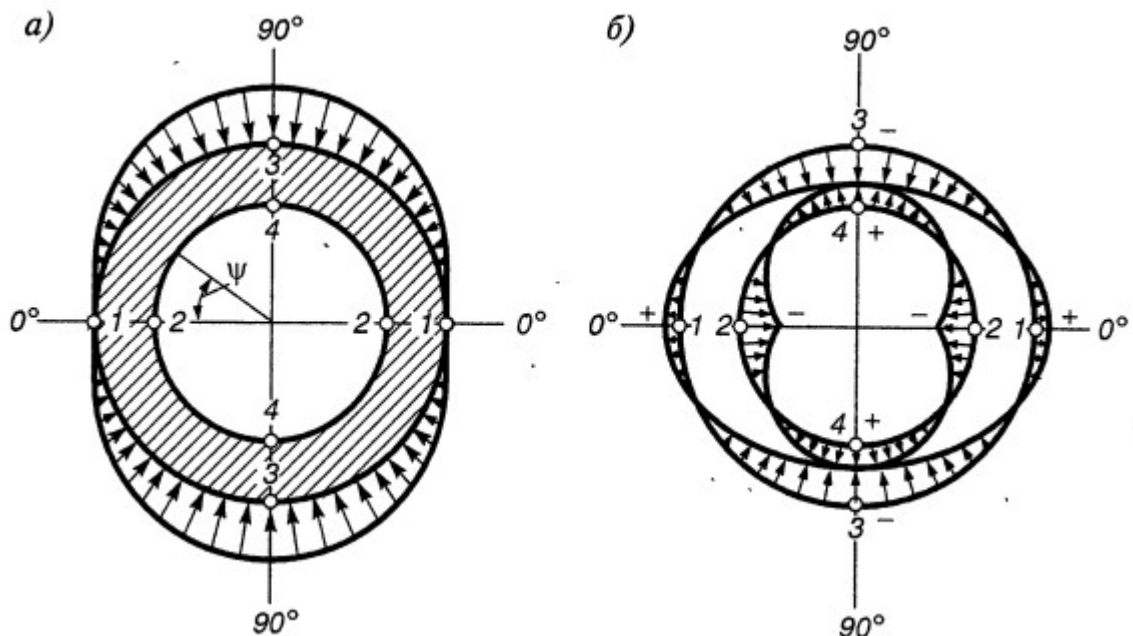


Рис. 3.4 - Схема навантаження поршневого пальця

на зовнішній поверхні в горизонтальній площині

$$\sigma_{\alpha 0B} = \frac{15 \cdot P}{l_{II} \cdot d_3} \cdot \left[0.19 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$\text{де } a = \frac{15 \cdot P}{l_{II} \cdot d_3} = \frac{15 \cdot 172334.468}{0.15 \cdot 0.075} = 230702099.623$$

$$\alpha_1 = (2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha) = (2 + 0.51) \cdot (1 + 0.51) = 3.79$$

$$b = \left[\frac{0.19 \cdot \alpha_1 \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] = \frac{0.19 \cdot 3.7901 \cdot (1 + 0.51)}{(1 - 0.51)^2} - \frac{1}{1 - 0.51} = 2.488$$

$$c = [0.1 - (\alpha - 0.4)^3] = 0.1 - (0.51 - 0.4)^3 = 0.099$$

$$\sigma_{\alpha 0B} = a \cdot b \cdot c = 230702099.623 \cdot 2.488 \cdot 0.099 = 56635738.371$$

$$\text{або в МПа } \sigma_{\alpha 0B} \cdot 10^{-6} = 56.636$$

на зовнішній поверхні в горизонтальній площині

$$\sigma_{\alpha 90B} = \frac{-15 \cdot P}{l_{II} \cdot d_3} \cdot \left[0.174 \cdot \frac{(2 + \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0.636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$b = \left[\frac{0.174 \cdot \alpha_1}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0.636}{1 - \alpha} \right] = \frac{0.174 \cdot 3.7901}{(1 - 0.51)^2} + \frac{0.636}{1 - 0.51} = 4.045$$

$$\sigma_{\alpha 90B} = -a \cdot b \cdot c = -230702099.623 \cdot 4.045 \cdot 0.099 = -92068665.733$$

$$\text{або в МПа } \sigma_{\alpha 90B} \cdot 10^{-6} = -92.069$$

на внутрішній поверхні в горизонтальній площині

$$\sigma_{\alpha 0\Gamma} = \frac{-15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_3} \cdot \left[0.19 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$\text{де } \alpha_2 = (1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha) = (1 + 2 \cdot 0.51) \cdot (1 + 0.51) = 3.05$$

$$b = \left[\frac{0.19 \cdot \alpha_2}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] = \frac{0.19 \cdot 3.05}{(1 - 0.51)^2 \cdot 0.51} + \frac{1}{1 - 0.51} = 6.774$$

$$\sigma_{\alpha 0\Gamma} = -a \cdot b \cdot c = -230702099.623 \cdot 6.774 \cdot 0.099 = -154189168.324$$

$$\text{або в МПа } \sigma_{\alpha 0\Gamma} \cdot 10^{-6} = -154.189$$

на внутрішній поверхні у вертикальній площині

$$\sigma_{\alpha 90\Gamma} = \frac{15 \cdot P}{l_{\Pi} \cdot d_3} \cdot \left[0.174 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot \alpha) \cdot (1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0.636}{1 - \alpha} \right] \cdot [0.1 - (\alpha - 0.4)^3]$$

$$b = \left[\frac{0.174 \cdot \alpha_2}{(1 - \alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0.636}{1 - \alpha} \right] = \frac{0.174 \cdot 3.05}{(1 - 0.51)^2 \cdot 0.51} - \frac{0.636}{1 - 0.51} = 3.036$$

$$\sigma_{\alpha 90\Gamma} = a \cdot b \cdot c = 230702099.623 \cdot 3.036 \cdot 0.099 = 69115818.277$$

$$\text{або в МПа } \sigma_{\alpha 90\Gamma} \cdot 10^{-6} = 69.116$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу поршнів суднових дизелів. Згідно отриманих результатів виявлено що днище поршня працює в умовах високих теплових та механічних навантажень. Враховано особливості роботи поршнів в різних умовах роботи та враховано можливі поломки які можуть виникати під час експлуатації. Розраховано параметри поршня на міцність виходячи з навантажень що виникають на номінальному режимі роботи. Запропоновано конструкторське рішення що передбачає спеціальну термостійке покриття для захисту поршня від теплових навантажень. Оцінено ефективність запропонованого рішення.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		86

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

По характеру впливу компонентів, що містяться у ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, не суттєвого шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

IV-а група, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів серед яких: алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні з'єднання та канцерогени.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

4.1.2 Заходи направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Покращення екологічних показників дизеля можна здійснити за рахунок:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;
- в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосування високоякісних палив та присадок до них;
- д) забезпечити на дизелі нейтралізацію відпрацьованих газів;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 150$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.202$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.9$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.202 \cdot 150 \cdot 1.9 \cdot 14.45 = 831.886$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{831.886}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.9 \cdot 14.45} \right) = 0.239$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 750$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{750}{273}} = 0.35$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.239}{0.35} = 0.685$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.202 \cdot 22.6 = 4.565$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.565 \cdot 150}{3600} = 0.19$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.202 \cdot 40.9 = 8.262$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.262 \cdot 150}{3600} = 0.344$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.202 \cdot 10.5 = 2.121$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.121 \cdot 150}{3.6 \times 10^3} = 0.088$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,
в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.202 \cdot 5.6 = 1.131$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.131 \cdot 150}{3.6 \times 10^3} = 0.047$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.202 \cdot 7.6 = 1.535$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.535 \cdot 150}{3.6 \times 10^3} = 0.064$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.19 \\ 0.344 \\ 0.088 \\ 0.047 \\ 0.064 \end{pmatrix} = 0.734$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %
- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.19}{0.734} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.344}{0.734} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.088}{0.734} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.064}{0.734} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.047}{0.734} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{T.K} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_C \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань дихальних шляхів.

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрانتя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду, у вигляді опіків.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату.

Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
						91
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 4.3 - Санітарні норми шуму.

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

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 750 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 750 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 150 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(750 + 150^{0.55}) = 28.841$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{750}{750}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 28.841 + 0 = 82.841$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектованого двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	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

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right)$$

де $m = 3500$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{750}{60} = 12.5 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 750 \cdot 150^{0.55} \cdot \frac{1 + 150}{3.5 \times 10^3} = 509.12$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{750}{750}\right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{750}\right)^3 \cdot \frac{3.5 \times 10^3}{150} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{509.12}{1} + 0\right) = 71.068$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизельного двигуна наносить неоправної шкоди оточуючому середовищу. Одним з ключових негативних чинників шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів що виходять у атмосферу.

Це вимагає необхідність проведення заходів щодо знешкодження їх шкідливого впливу. Серед таких є заходи з нейтралізації токсичних компонентів та зменшення викидів сажі. Отримані в результаті розрахунку значення викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів в деяких випадках перевищують допустимі встановлені нормативні значення. Їх присутність є небезпечними для здоров'я працюючих з дизелем людей та навколишнього довкілля.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованого двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі. Але враховуючи шкідливість даних чинників це необхідно передбачити заходи щодо їх зниження.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі було вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи суднового двигуна, номінальною потужністю 150 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ЧСП 18/22, за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є судно проекту №911 на якому проєктований двигун 6ЧСП 18/22 є головним судновим. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу поршнів суднових дизелів. Виявлено що днище поршня працює в умовах високих теплових та механічних навантажень. Враховано особливості роботи поршнів в різних умовах роботи та враховано можливі поломки які можуть виникати під час експлуатації. Розраховано параметри поршня на міцність виходячи з навантажень що виникають на номінальному режимі роботи. Запропоновано конструкторське рішення що передбачає спеціальне термостійке покриття для захисту поршня від теплових навантажень. Оцінено ефективність запропонованого рішення.

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 131.61.23.24.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		94

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.
3. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні. Швець І., Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В. Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. с.79–86.
4. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
6. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
8. Система стандартів безпеки праці