

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення надійності суднового дизельного двигуна, потужністю 600 кВт, за рахунок вдосконаленням конструкції форсунки.

Прототип 6ДР 30/50

Виконав: студент групи 44-ЕМ-21

(підпис) **Чемерис М.А.**

Керівник роботи:

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

(підпис) **Швець І.А.**

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2023 р.

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

Студенту Чемерису Максиму Анатолійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності суднового дизельного двигуна, потужністю 600 кВт, за рахунок вдосконаленням конструкції форсунки. Прототип 6ДР 30/50.»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.02.23 за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 17.05.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ДР 30/50, номінальною потужністю 445 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 форсунки.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення судна (ГК), 2. Двигун 6ДР 30/50 (СК)

3. Паливна система (ПС), 4. Форсунка (СК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «16» лютого 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	17.03.2023	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	21.03.2023	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	24.03.2023	
4.	Розробка конструкції форсунки	05.04.2023	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2023	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	18.04.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	26.04.2023	
8.	Робота з кресленням схеми паливної системи	10.05.2023	
9.	Робота з робочим кресленням форсунки	12.05.2023	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2023	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2023	

Студент _____ Чемерис М.А.
(підпис)

Керівник роботи _____ Швець І.А.
(підпис)

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано конструкторське рішення щодо вирішення проблеми підвищення надійності роботи суднового дизельного двигуна, потужністю 600 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ДР 30/50, за рахунок вдосконаленням конструкції форсунки.

Описано об'єкт встановлення двигуна яким є морський буксир. 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 будову штатної паливної системи а також її елементів, та розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено особливості роботи форсунки на різних режимах роботи двигуна, причому окрема увага приділена її тепловій та механічній напруженості. Запропоновано вдосконалену конструкцію форсунки. Виконано розрахунок елементів паливної апаратури визначено їх 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: судновий двигун, дизель, робочий цикл, паливна система, форсунка, розпилювач, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a design solution is proposed to solve the problem of increasing the reliability of a 600 kW marine diesel engine designed on the basis of the 6DR 30/50 prototype engine by improving the design of the nozzle.

The object of engine installation is described. 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 standard fuel system and its elements is described, and its advantages and disadvantages are considered. The peculiarities of the injector operation at different engine operating modes are revealed, with special attention paid to the thermal and mechanical stress of the spray nozzle. An improved design of the atomizer is proposed. The calculation of fuel equipment elements is performed and their geometric parameters are 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: marine engine, diesel engine, working cycle, fuel system, injector, sprayer, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	6
1.1. Призначення та опис судна	6
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу.....	10
1.3 Висновки по розділу	16
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	17
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	17
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	32
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	38
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	45
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	51
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНКИ.....	53
3.1. Особливості будови і роботи штатної паливної системи та її елементів...	53
3.2. Розрахунок параметрів паливної апаратури	61
3.3. Висновки по розділу	66
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	67
4.1. Захист навколишнього середовища.....	67
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	71
4.3 Висновок по розділу	73

					<i>ПННІ НУК 142.44.22.17.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док-м.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Да-т</i>			
<i>Розробив</i>	<i>Чемерис М</i>				<i>Пояснюва-льна- за-писка-</i>		
<i>Перевірив</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Н. Контр.</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>За-твердив.</i>	<i>Нестеренко В.В</i>				<i>ПННІ НУК</i>		

ВИСНОВКИ..... 74

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 75

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 6ДР 30/50

Додаток 2 Специфікація форсунка

					ПННІ НУК 142.44.23.17.ПЗ	Арку
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		

ВСТУП

Надійність, економічність і стійкість роботи суднових дизельних двигунів залежать від надійності та досконалості паливної апаратури. На роботу дизелів значно впливає стан паливної системи, особливо її прецизійних деталей. До одних з основних вузлів паливної системи належать форсунки. Неякісна робота форсунок веде до зниження ресурсу дизеля, падіння потужності, а часом і до виходу з ладу інших найважливіших вузлів двигуна. Найбільша кількість відмов дизелів відбувається внаслідок поломок паливних систем, з яких до 80% відмов припадає саме на форсунки.

Надійність і довговічність форсунок зумовлені стабільністю показників роботи і безвідмовністю розпилювачів. Нині найбільшого поширення набули форсунки закритого типу з прецизійним диференціальним клапаном – голкою, що відкривається проти потоку палива.

Істотним недоліком форсунок є їхня низька надійність. Так згідно опрацьованих статистичних даних поломок дизелів показав що ресурс розпилювачів в кілька разів нижче, ресурсу плунжерних пар паливних насосів високого тиску і ресурсу двигуна загалом. Виготовлення прецизійних пар, плунжерних пар паливних насосів високого тиску, «голка - корпус розпилювача» є дорогим і трудомістким процесом, це призводить до підвищення вартості виготовлення паливної апаратури дизелів.

Для збільшення надійності розпилювачів форсунок запропоновано форсунки різного конструктивного виконання. В результаті запропонованих різних конструктивних змін щодо розпилювачів, головним чином направлених на зниження їх теплової та механічної напруженості вдалось істотно збільшити ресурс форсунок без зниження якісних і кількісних показників сумішоутворення, і тим самим зменшити вартість виготовлення розпилювачів форсунок.

Тому роботи спрямовані на зниження теплової та механічної напруженості розпилювачів та відповідно підвищення довговічності форсунок є **актуальним завданням.**

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		4

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо підвищення надійності роботи суднового дизельного двигуна, потужністю 600 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ДР 30/50, за рахунок вдосконаленням конструкції форсунки.

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати призначення та будову 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 форсунки і окремо розпилювача, розглянути особливості його роботи щоб виявити її переваги та недоліки, та відповідно 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 паливній апаратурі 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 форсунки для забезпечення надійної та довговічної роботи двигуна.

Апробацію результатів роботи здійснено на Х студентському науково-практичному форумі «Енергозбереження як енергетична безпека України» що відбувся 22 грудня 2022 року.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		5

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

1.1 Призначення та опис судна.

Буксир - широка категорія суден, призначених для буксирування й кантування інших суден або різних плавучих споруд. Крім транспортування, використовують для забезпечення безпечного маневрування великих суден на складних ділянках водного шляху, у портах і гаванях, а також під час протиаварійних і рятувальних операцій.

Буксири застосовують на всіх видах водних шляхів і експлуатують у водних басейнах багатьох країн світу. Зазвичай, це судна невеликого або середнього розміру, конструкція яких може значно відрізнятися залежно від призначення і району плавання. Буксири відносять до суден допоміжного флоту; за чисельністю вони перевершують інші види допоміжних суден.

Від інших суден буксири відрізняє висока питома потужність, хороша маневреність, підвищена міцність корпусу і остійність, наявність на борту спеціальних пристроїв для буксирування і штовхання.

Буксирний пристрій зазвичай розташований поблизу центру тяжіння, щоб буксир міг маневрувати під час натягу буксирного каната. Буксирний гак, за який чіпляють канат, закріплений на буксирній дузі, що дає змогу йому вільно переміщатися з борту на борт. Оскільки буксири часто працюють з об'єктами великої маси, що мають значні сили інерції, а поперечний натяг або ривки буксирного каната можуть призвести до оверкіля буксира, буксирний крюк оснащують пристроєм швидкого дистанційного скидання каната та амортизаційними пристосуваннями. Для цієї ж мети буксирні лебідки оснащують пристроями стравлювання троса в разі надмірного натягу.

Ходову рубку буксира часто роблять на великій висоті і має поліпшене скління, забезпечуючи круговий огляд, а також огляд вгору, необхідний для обслуговування високобортних суден. На деяких буксирах-штовхачах рубка може

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		6

підніматися й опускатися, це полегшує огляд вище розміщеного на баржах вантажу й одночасно забезпечує вільний прохід під мостами. Буксири-кантувальники мають збільшені еластичні відбійні та кранцеві пристрої для пом'якшення ударів при зіткненні з бортами інших суден.

На відміну від інших видів суден для буксира однією з найважливіших характеристик є не швидкість, а тяга або упор, тобто сила, з якою він може впливати на судно, що пересувається. Щоб отримати високий ККД двигуна в такому режимі роботи потрібні великі гребні гвинти, здатні відкидати значну масу води з відносно невисокою швидкістю, тому характерною рисою морських буксирів є те, що при невеликих розмірах вони мають глибоку осадку. Останнє необхідне також для того, щоб під час транспортування високобортних суден (особливо у вузьких місцях, де судна пов'язані короткими тросами) гребні гвинти не оголювалися, а постійно залишалися під водою.

Як і всі судна, буксири поділяють за районом плавання. Існують океанські, морські, змішаного плавання річка-море, прибережного плавання, рейдові, портові, а також для плавання у внутрішніх водах, річкові та озерні, призначені для експлуатації у звичайних або льодових умовах. Більш детально райони плавання вказані в різних класифікаційних документах, які можуть відрізнятися в різних країнах. Район плавання значною мірою визначає конструктивні особливості буксирів, їхні розміри, мореплавність, автономність, оснащення зв'язковим і навігаційним обладнанням.

За призначенням буксири ділять на:

Лінійні - такі, що обслуговують досить протяжні лінії і буксирують ними несамохідні судна (баржі), плоту та інші плавучі споруди.

Портові або рейдові буксири-кантувальники - обслуговують порти і рейди.

Буксири-штовхачі - призначені для транспортування барж методом штовхання.

Буксири-рятувальники - призначені для надання допомоги аварійним суднам і суднам, що зазнали лиха.

Ескортні - для ескортування і проводки великотоннажних суден.

					ПННІ НУК 142.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		7

Шлюзові - обслуговують шлюзи.

Буксири-плотоводи - для проводки плотів річками.

Пожежні буксири - призначені для гасіння пожеж, та інші.

За типом головного двигуна буксири нині відносять до класу теплоходів, зазвичай використовують 1 або 2 дизелі. На перших буксирах (буксирних пароплавах) широко застосовували парові машини.

За типом рушія буксири можуть бути одногвинтовими, двогвинтовими, зі звичайними гвинтами або гвинтами регульованого кроку (ГГШ), з гвинторульовими колонками (азимутальні), з крильчастими або водометними рушіями. Для отримання хороших тягових характеристик на буксири прагнуть встановлювати гребні гвинти відносно великого діаметру, а також застосовувати кільцеві напрямні насадки, двохгвинтова схема, крім того, дає змогу значно поліпшити маневреність, з цими ж цілями насадки нерідко роблять такими, що повертаються в горизонтальній площині.

Гвинти регульованого кроку дають змогу ще більше підвищити ефективність роботи на різних швидкісних режимах, а також дають можливість здійснювати швидкий реверс тяги без зміни напрямку обертання, ця властивість також корисна і під час роботи в льодових умовах. Там, де маневрені якості особливо важливі, наприклад на буксирах-кантувальниках, нині часто застосовують гвинторульові колонки або рідше крильчасті рушії, такі буксири здатні рухатися лагом (боком) і створювати упор у бічному напрямку. Водометні рушії іноді застосовують на річкових буксирах, вони дають змогу зробити судно з малою осадкою і гладким днищем, що зручно для роботи на мілководді.

Морські лінійні та багатоцільові буксири пристосовані для ведення регулярних транспортних буксирувань на значні відстані. Це можуть бути баржі, плавучі бурові комплекси, недобудовані або несправні судна тощо. У зв'язку з розвитком на морях самохідного вантажного флоту, потреба в морських лінійних буксирах - дуже невелика, і нині їхні функції часто виконують багатоцільові буксири, які посідають проміжне становище між портовими буксирами-кантувальниками та буксирами-рятувальниками. Зазвичай це судна завдовжки

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		8

29-45 м, потужністю 1500-3000 к.с. і швидкістю до 14 вузлів, що мають більшу автономність і численніший, ніж на буксирах-кантувальниках, екіпаж. Зазвичай, крім буксирувальних пристроїв, їх обладнують потужною протипожежною системою для гасіння пожеж на інших суднах, вантажними пристосуваннями і невеликими трюмами для перевезення вантажів, у північних морях можуть виконувати роль невеликого криголама.

В даній роботі ставиться завдання проектування силової установки на базі двигуна внутрішнього згоряння в якості головного суднового для приводу гребного гвинта морського буксира проекту А202 та інших модифікацій на його базі. Розглянемо основні технічні характеристики головної силової установки зазначеного судна. Зображення судна проекту А202 представлено нижче:

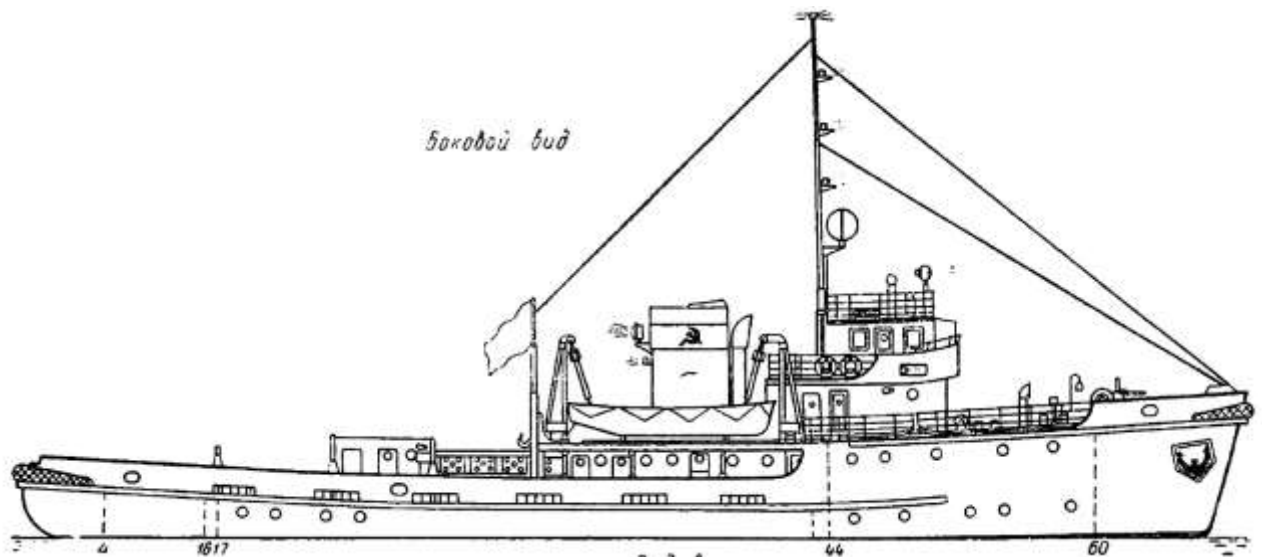


Рис. 1.1 – Морський буксир штовхач проекту А202.

Таблиця 1.1- Характеристики головних рушіїв суден проекту № А202:

Тип двигуна	Дизель 6ДР 30/50
Кількість	1 шт.
Номінальна потужність	600 к.с.
Частота обертання колінчастого валу	300 об/хв
Пуск	стисненим повітрям до 30 кгс/см ²
Дистанційне керування	з машинного відділення

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Остов дизеля складається з фундаментної рами, боків циліндрів і кришок робочих циліндрів. Блок циліндрів кріпиться до фундаментної рами болтами і короткими анкерними зв'язками. Кожна кришка кріпиться до блоку циліндра вісьмома шпильками.

Фундаментна рама - лита, чавунна. У гніздах поперечних перегородок рами розташовані постелі корінних підшипників, сталеві вкладиші яких залиті бабітом. Крайній корінний підшипник з боку фланця колінчастого валу є установчим. Перший корінний підшипник з боку поста управління, виносний, чавунний, без вкладок, кріпиться до торця фундаментної рами.

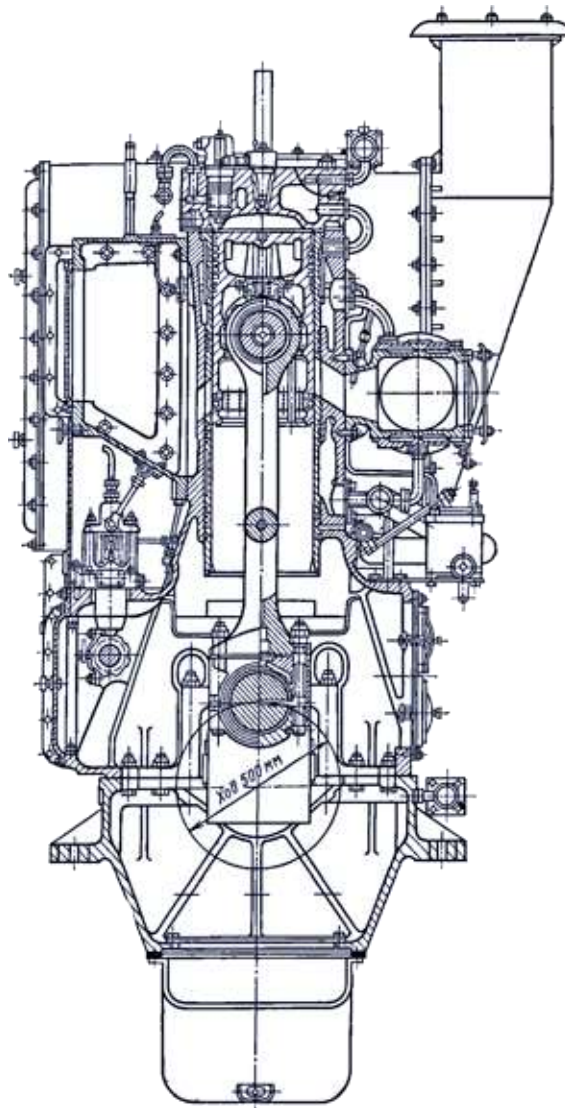


Рис. 1.2 – Поперечний розріз двигуна 6ДР 30/50

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		10

До нижньої відкритої частини рами кріпиться зварний маслозбірник.

Блок циліндрів - литий, чавунний. Складається з двох трициліндрових блоків, з'єднаних між собою болтами.

У блоці встановлено втулки робочих циліндрів. З боку розподілу блок має горизонтальну полицю, на якій встановлюються паливні насоси, повітророзподільник, паливopідкачувальний насос, привід тахометра і автомат пуску. Нижче полиці в блоці є прямокутні гнізда для підшипників розподільного валу. На закриттях картера встановлено запобіжні клапани.

Втулка циліндра - лита, чавунна, має п'ять вихлопних і десять продувних вікон. Водяне ущільнення втулки досягається трьома поясами ущільнювачів. На двох верхніх поясах з боку продувних і вихлопних вікон встановлені мідні, а з боку водяних порожнин гумові кільця. У нижньому поясі встановлені гумові кільця. Втулка має охолоджувані перемички вихлопних вікон.

Кришка циліндра - лита, чавунна. Ущільнення між кришкою і втулкою циліндра здійснюється за допомогою прокладки з відпаленої міді. У кришці розміщені форсунка, пусковий клапан і індикаторний кран із запобіжним (сигнальним) клапаном.

Для очищення водяної порожнини в блоці та кришці передбачені лючки.

Колінчастий вал - суцільнокований з вуглецевої сталі або литий з високоміцного чавуну. Шатунні та корінні шийки колінчастого валу мають отвори для проходу масла. До шік валу кріпляться чавунні противаги. Вал має фланець відбору потужності, з боку якого встановлена роз'ємна шестерня приводу розподільного валу. На валу з боку поста керування встановлено шестерню приводу розподільного валу. На валу з боку поста керування встановлено шестерню приводу масляного і водяних насосів. Для судових дизелів передбачено можливість встановлення демпфера крутильних коливань на валу з боку поста керування.

Шатун робочого циліндра виготовлено з вуглецевої сталі, стрижень круглого перерізу, з отвором для подачі мастила до головного підшипника і в порожнину охолодження головки поршня. В отвір верхньої головки шатуна

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		11

запресована втулка, виготовлена у вигляді сталевго штампування з двох половин, залитих бабітом. Нижня головка кріпиться до стрижня шатуна двома болтами.

Поршень - литий, чавунний. Головка поршня охолоджується маслом. На поршні встановлено дев'ять поршневих кілець, п'ять з яких компресійні прямокутного перерізу і чотири нижні - мастилознімні. Поршневий палець сталевий, цементований, порожнистий.

Розподільний вал, розташований у блоці циліндрів з боку продувки, виготовлений із вуглецевої сталі. Підшипники валу бронзові. Розподільний вал дизелів 6ДР30/50-6 і 6ДРН30/50 має муфту. На розподільному валу встановлено роз'ємні кулачкові шайби симетричного профілю для приводу паливних насосів високого тиску і конічні шестерні для приводу пускового повітророзподільника, паливопідкачувального насоса, датчика електричного тахометра, а також приводу автомата пуску, всережимного регулятора, золотника блокування неправильних реверсів (у дизелів із системою дистанційного автоматизованого керування).

Привід розподільного валу здійснюється від колінчастого валу через систему шестерень.

Дизель має контурне продування. Продувне повітря подається в ресивер поршневим продувним насосом типу тандем подвійної дії, який приводиться від додаткового крипошипа колінчастого валу. Станина насоса встановлена на фундаментній рамі дизеля.

Циліндр насоса розділений на дві незалежні порожнини. Два поршні посаджені на загальний шток, який з'єднується з колінчастим валом за допомогою крейцкопфа і шатуна. У порожнинах всмоктування і нагнітання встановлені клапанні коробки, в яких розташовані пластинчасті клапани. З Продувного насоса повітря надходить у ресивер.

Випускні гази надходять у загальний для всіх циліндрів колектор.

Дизелі з турбонаддувом мають двоступеневу систему стиснення повітря. Турбокомпресор типу ТК-30 подає повітря в ресивер першого ступеня.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		12

З ресивера повітря надходить у продувний насос і через холодильник повітря в ресивер другого ступеня.

Випускні гази з циліндрів проходять у спільний для кожних трициліндрів колектор і далі до газової турбіни.

Паливна система дизеля складається з паливопідкачувального насоса (для суднових дизелів), паливних фільтрів, паливних насосів високого тиску, форсунок і трубопроводів.

Паливопідкачувальний насос шестеренчастого типу потрапляє паливо під тиском 0,3-1,2 кгс/см². Привід насоса здійснюється від розподільного валу за допомогою пари конічних шестерень і вертикального валу.

У паливній системі дизеля встановлюються такі фільтри:

- сітчастий фільтр грубого очищення, що складається з двох самостійних фільтрів, змонтованих в одному корпусі
- міткалевий фільтр тонкого очищення;
- щілинний фільтр високого тиску, встановлений на форсунці.

Паливний насос високого тиску - окремий на кожен циліндр. Регулювання кількості палива, що подається, здійснюється за рахунок зміни початку подачі палива за допомогою зміни часу закриття всмоктувального клапана, що перепускає паливо на початку нагнітального ходу плунжера. Момент закриття всмоктувального клапана змінюється поворотом ексцентрикового валика або зміною довжини штовхача клапана.

Привід паливного насоса здійснюється від кулачкової шайби розподільного валу через роликівий штовхач.

Форсунка закритого типу. Тиск відкриття голки 200-205 кгс/см². Сопло розпилювача має вісім отворів діаметром 0,35 мм.

Залежно від призначення на дизелі встановлюється або відцентровий однорежимний регулятор прямої дії з межею регулювання числа обертів ± 25 об/хв від номінального, або всережимний регулятор непрямої дії.

Всережимний регулятор являє собою агрегат із самостійною замкнутою гідравлічною системою.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		13

На дизелі є дві незалежні системи змащення:

- циркуляційна;
- високого тиску для змащення втулок циліндрів.

Циркуляційна система змащення включає:

масляний насос шестеренчастого типу, встановлений на торці фундаментної рами (приводиться від колінчастого валу).

Масляний насос суднового (реверсивного) дизеля відрізняється від насоса стаціонарного дизеля додатковими клапанами, що забезпечують роботу насоса незалежно від напрямку обертання шестерень холодильника масла трубчастого типу; вода, що охолоджує масло, проходить усередині мідних трубок, масло омиває трубки зовні.

Фільтр грубого очищення, сітчастого типу, що складається з двох самостійних фільтрів, встановлених в одному корпусі; фільтр тонкого очищення, що є резервуаром, у якому розміщені патрони ДАСФО.

Суднові дизелі, стаціонарні дизелі з наддувом мають двоконтурну систему охолодження, що складається із замкнутого контуру (забортної води в суднових дизелів), що охолоджує холодильники води, мастила та повітря (у дизелів із наддувом).

У суднових дизелів відцентрові водяні насоси (прісної і забортної води) розташовані на передньому торці дизеля і приводяться від шестерні колінчастого валу.

У стаціонарних дизелів на передньому торці розміщено водяний відцентровий насос для контуру прісної води; прокачування водою через зовнішній контур здійснюється автономним насосом з електроприводом.

Регулювання температури прісної води здійснюється терморегулятором.

Охолодження здійснюється прісною водою, яка подається від окремо встановленого насоса або з водопроводу. Витрата охолоджувальної води становить близько 25 л / е.к.с.г.

Пуск дизеля здійснюється стисненим повітрям під тиском не вище 30 кгс/см².

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		14

Пускова система охоплює:

- пускові балони;
- головний пусковий клапан, який відкриває доступ повітря з балона до повітророзподільника і до пускових клапанів;
- навантажувальний клапан, призначений для керування головним пусковим клапаном і встановлений у корпусі поста управління;
- пусковий повітророзподільник, який керує відкриванням і закриттям пускових клапанів;
- пускові клапани в кришках циліндрів.

Керування стаціонарними і судновими дизелями здійснюється руків'ям поста управління, за допомогою якого здійснюють пуск, зупинку, реверсування (суднових дизелів) і зміну подачі палива. Рукоятка поста управління судового дизеля має п'ять положень: "стоп", "пуск вперед", "робота вперед", "пуск назад" і "робота назад", а стаціонарного дизеля три положення: "стоп", "пуск" і "робота".

Суднові дизелі можуть обладнуватися автоматизованою системою дистанційного керування, що дає змогу здійснювати пуск і керування дизелем із дистанційного пульта керування, який може встановлюватися на відстані до 30 м від дизеля.

Під час керування з дистанційного пульта всі операції - пуск, зупинка, реверсування і зміна числа обертів - виконуються автоматично, після встановлення рукоятки дистанційного пульта в положення, що відповідає заданому режиму.

На дизелі встановлюють такі контрольно-вимірювальні прилади:

- пірометричну установку для виміру температур вихлопів газів у циліндрах;
- манометри для контролю за тиском мастила, води, палива, пускового і продувного повітря;
- термометри для контролю за температурою води та мастила; тахометр для контролю за кількістю обертів дизеля.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		15

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі, вивчено та розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є судно морський буксир на базі проекту А202. 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 збільшення його опотужності без зниження показників що відповідають за надійність та довговічність.

					ПННІ НУК 142.44.23.17.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 600$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 300$

Ступінь стиску $\epsilon = 12.9$

Число циліндрів $i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні, згідно [1, ст. 8] $\alpha = 2.06$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_k = 101.3$

Тиск навколишнього середовища, кПа $p_0 = 101.3$

Температура навколишнього середовища, К $T_0 = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $\Delta T_a = 10$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа $p_r = 180$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 750$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.96$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "z" згідно [1, ст. 10] $\xi_z = 0.93$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "b" згідно [1, ст. 10] $\xi_b = 0.97$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.94$

Частка ходу поршня, втрачена на газообмін згідно [1, ст. 10] $\phi_n = 0.08$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$C = 0.86$; $H = 0.126$; $O = 0.01$; $S = 0$; $W = 0$;

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

$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42035.805$

2.1.3 Параметри робочого тіла

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

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.126}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.49$$

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

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.49 = 14.179$$

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2.06 \cdot 0.49 = 1.009$$

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

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.126}{2} = 0.063$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2.06 - 1) \cdot 0.49 = 0.109$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2.06 \cdot 0.49 = 0.797$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.063 \\ 0.109 \\ 0.797 \end{pmatrix} = 1.041$$

2.1.4 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right]$$

де $n_k = 1.4$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$\eta_{k.ad} = 0.9$ - адіабатний ККД компресора, згідно [1, ст. 12]

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{101.3}{101.3} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right]}{0.9} \right] = 293$$

Температура повітря в ресивері, в К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0)$$

де $\eta_o = 0.85$ - ККД системи охолодження повітря, згідно [1, ст. 12]

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) = 293 - 0.85 \cdot (293 - 293) = 293$$

Температура в кінці процесу наповнення, в К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma'_r \cdot T_r}{1 + \gamma'_r}$$

де $\gamma'_r = 0.041$ - коефіцієнт залишкових газів обраний в першому наближенні;

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma'_r \cdot T_r}{1 + \gamma'_r} = \frac{293 + 10 + 0.041 \cdot 750}{1 + 0.041} = 320.605$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Тиск повітря в ресивері двигуна, в кПа

$$p_s = p_k - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{\text{охл}} = 0$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_s = p_k - \Delta p_{\text{охл}} = 101.3 - 0 = 101.3$$

Тиск в кінці наповнення, в кПа

$$p_a = \xi_a \cdot p_s$$

де $\xi_a = 0.95$ - коефіцієнт втрат тиску на впуску;

$$p_a = \xi_a \cdot p_s = 0.95 \cdot 101.3 = 96.235$$

Тиск залишкових газів, в кПа

$$p_r = \xi_r \cdot p_k$$

де $\xi_r = 1.14$ - коефіцієнт втрат тиску на випуску $(0.8 \dots 1.15)p_k$;

$$p_r = \xi_r \cdot p_k = 1.14 \cdot 101.3 = 115.482$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon \cdot \phi_a \cdot p_a \cdot T_s \cdot (1 - \phi_n)}{\varepsilon - 1 \cdot p_s \cdot T_a \cdot (1 + \gamma'_r)}$$

де $\phi_a = 1.05$ - коефіцієнт продувки, обираємо згідно [1, ст. 10]

$$\eta_H = \frac{\varepsilon \cdot \phi_a \cdot p_a \cdot T_s \cdot (1 - \phi_n)}{\varepsilon - 1 \cdot p_s \cdot T_a \cdot (1 + \gamma'_r)} = \frac{12.9 \cdot 1.05 \cdot 96.235 \cdot 293 \cdot (1 - 0.08)}{12.9 - 1 \cdot 101.3 \cdot 320.605 \cdot (1 + 0.041)} = 0.873$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\Phi_c = (0.75 \dots 0.95)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_s + \Delta T_a}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r} = \frac{293 + 10}{750} \cdot \frac{115.482}{12.9 \cdot 96.235 - 115.482} = 0.041$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\gamma_r = (0.02 \dots 0.06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Різниця між прийнятим та розрахованим значенням, в %

$$\Delta \gamma_r = \frac{|\gamma'_r - \gamma_r|}{\gamma_r} \cdot 100 = \frac{|0.041 - 0.041|}{0.041} \cdot 100 = 1.052$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta \gamma_r < 3\%$

2.1.5 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо в першому наближенні згідно [1, ст.14]

$$n_1 = 1.353$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1} = 96.235 \cdot 12.9^{1.353} = 3061.688$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_c = (3000...5000)$ кПа, згідно [1, ст. 16]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1} = 320.61 \cdot 12.9^{1.35-1} = 790.69$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_c = (700...1000)$ К, згідно [1, ст. 16]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря, в кДж / (кмоль К)

$$mCv' = a' + b' \cdot T$$

де $a' = 20.60$

$b' = 0.002638$ - коефіцієнти лінійної регресії в рівнянні мольної теплоємності повітря;

Тоді для процесу стиску маємо, в кДж / (кмоль К)

$$mCv' = a' + b' \cdot T_c = 20.6 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 790.694 = 22.686$$

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

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T;$$

$$\text{для } CO_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T;$$

$$\text{для } H_2O: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T;$$

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:

$$mCv'' = a + b \cdot T; \quad \text{кДж/}(\text{кмоль К})$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a'' = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.041} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.109 \cdot 23.3 \\ 0.797 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.063 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.148$$

$$b'' = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.0408} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.109 \cdot 0.0015 \\ 0.7971 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.063 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність робочого тіла під час стиску, в кДж/(кмоль К)

$mCv_c = a_c + b_c \cdot T$, тоді коефіцієнти рівняння можна визначити:

$$a_c = \frac{\gamma_r \cdot a'' + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot a'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$\text{де } k = [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] = 2.060 \cdot (1.000 + 0.041) - 0.041 = 2.104$$

$$a_c = \frac{\gamma_r \cdot a'' + k \cdot a'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.041 \cdot 23.148 + 2.104 \cdot 20.600}{2.060 \cdot (1.000 + 0.041)} = 20.649$$

$$b_c = \frac{\gamma_r \cdot b'' + k \cdot b'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.04144 \cdot 0.00177 + 2.10392 \cdot 0.00264}{2.06 \cdot (1 + 0.04144)} = 0.00262$$

Показник політропи стиску, розраховане значення:

$$n_1 = 1 + \frac{8.314}{a_c + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1-1})}$$

$$\text{де } k' = (1 + \epsilon^{n_1-1}) = 1 + 12.9^{1.353-1} = 3.466$$

$$n_1 = 1 + \frac{8.314}{a_c + b_c \cdot T_a \cdot k'} = 1 + \frac{8.314}{20.649 + 2.621 \times 10^{-3} \cdot 320.605 \cdot 3.466} = 1.353$$

Отримане значення співпадає з прийнятим що показує вірність розрахунку.

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.041}{1.009} = 1.032$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,020...1,040)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.032 + 0.041}{1.000 + 0.041} = 1.030$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta = (1,021...1,042)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці "z"

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$$

де $x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0.93}{0.97} = 0.959$ - доля палива, що вигоріла до точки "z"

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z = 1 + \frac{1.032 - 1}{1 + 0.041} \cdot 0.959 = 1.029$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_z = (1,022...1,045)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ізохорна теплоємність робочого тіла в точці "z", в кДж/(кмоль К)

$mCv_z = a_z + b_z \cdot T$, тоді коефіцієнти рівняння можна визначити:

$$a_z = \frac{k''_1 \cdot a'' + k''_2 \cdot a'}{k''_3}$$

$$b_z = \frac{k''_1 \cdot b'' + k''_2 \cdot b'}{k''_3}$$

де $\Delta M = M_2 - M_1 = 1.041 - 1.009 = 0.032$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} = 1 + \frac{0.032}{0.49} = 1.065$$

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 1.041 - 1.009 = 0.032$$

$$k''_1 = (m \cdot x_Z + \gamma_r) = 1.065 \cdot 0.959 + 0.041 = 1.062$$

$$k''_2 = \left[\alpha \cdot (1 + \gamma_r) \dots \right] = 2.060 \cdot (1.000 + 0.041) + -(0.959 + 0.041) = 1.145$$

$$+ -(x_Z + \gamma_r)$$

$$k''_3 = \alpha \cdot (1 + \gamma_r) \dots = 2.06 \cdot (1 + 0.041) + (1.065 - 1) \cdot 0.959 = 2.208$$

$$+ (m - 1) \cdot x_Z$$

$$a_Z = \frac{k''_1 \cdot a'' + k''_2 \cdot a'}{k''_3} = \frac{1.062 \cdot 23.148 + 1.145 \cdot 20.6}{2.208} = 21.826$$

$$b_Z = \frac{k''_1 \cdot b'' + k''_2 \cdot b'}{k''_3} = \frac{1.06247 \cdot 0.00177 + 1.14516 \cdot 0.00264}{2.20763} = 0.00222$$

Питома ізохорна теплоємність робочого тіла в точці "b", в кДж/(кмоль К)

$mCv_b = a_b + b_b \cdot T$, тоді коефіцієнти рівняння можна визначити:

$$a_b = \frac{k'''_1 \cdot a'' + k'''_2 \cdot a'}{k'''_3}$$

$$b_b = \frac{k'''_1 \cdot b'' + k'''_2 \cdot b'}{k'''_3}$$

$$\text{де } k'''_1 = (m + \gamma_r) = 1.065 + 0.041 = 1.106$$

$$k'''_2 = (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) = (2.06 - 1) \cdot (1 + 0.041) = 1.104$$

$$k'''_3 = \alpha \cdot (1 + \gamma_r) \dots = 2.06 \cdot (1 + 0.041) + (1.065 - 1) = 2.21$$

$$+ (m - 1)$$

$$a_b = \frac{k'''_1 \cdot a'' + k'''_2 \cdot a'}{k'''_3} = \frac{1.106 \cdot 23.148 + 1.104 \cdot 20.6}{2.21} = 21.875$$

$$b_b = \frac{k'''_1 \cdot b'' + k'''_2 \cdot b'}{k'''_3} = \frac{1.10639 \cdot 0.00177 + 1.10392 \cdot 0.00264}{2.21031} = 0.0022$$

Максимальну температуру робочого циклу визначимо з рівняння:

$$\frac{\xi_Z \cdot Q_{H.p}}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_Z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T'_Z$$

Виконавши математичні перетворення отримаємо:

$$T_Z = \frac{C}{A \cdot T'_Z + B}$$

де $T'_Z = 1715$ К - максимальна температура циклу в першому наближенні;

$$A = \beta_Z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot b_Z = 1.029 \cdot (1 + 0.041) \cdot 2.221 \times 10^{-3} = 2.381 \times 10^{-3}$$

$$B = \beta_Z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (a_Z + 8.314) = 1.029 \cdot (1 + 0.041) \cdot (21.826 + 8.314) = 32.3$$

$$C_1 = \frac{\xi_Z \cdot Q_{H.p}}{\alpha \cdot L_0} = \frac{0.93 \cdot 4.204 \times 10^4}{2.06 \cdot 0.49} = 3.875 \times 10^4$$

$$C_2 = (a' + b' \cdot T_c) \dots = 20.6 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 790.694 + 8.314 \cdot 1.96 = 38.981 + 8.314 \cdot \lambda$$

$$C_3 = \left[(a'' + b'' \cdot T_c) \dots \right] = 23.148 + 0.002 \cdot 790.694 + 8.314 \cdot 1.96 = 40.844 + 8.314 \cdot \lambda$$

$$C_4 = (C_2 + \gamma_r \cdot C_3) \cdot T_c = (38.981 + 0.041 \cdot 40.844) \cdot 790.694 = 32160.484$$

$$C = C_1 + C_4 = 38746.502 + 32160.484 = 70906.986$$

$$T_Z = \frac{C}{A \cdot T'_Z + B} = \frac{70906.986}{0.002 \cdot 1715 + 32.3} = 1948.918$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_Z = (1700 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.96 \cdot 3061.688 = 6000.908$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{\max} = (6000 \dots 14000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.03 \cdot 1.949 \times 10^3}{1.96 \cdot 790.694} = 1.296$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\rho = (1,3 \dots 1,60)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.9}{1.296} = 9.957$$

Показник політропи розширення приймаємо в першому наближенні [1, ст. 19]

$$n'_2 = 1.28$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n'_2}} = \frac{6000.908}{9.957^{1.28}} = 316.694$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_b = (400 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n'_2 - 1}} = \frac{1948.918}{9.957^{1.28 - 1}} = 1024.055$$

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

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1024.055}{\sqrt[3]{\frac{316.694}{115.482}}} = 731.613$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 731.613|}{750} \cdot 100 = 2.452 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

Уточнимо в ході розрахунку значення показника політропи розширення

$$n_2 = \left[\frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_{н.р} \cdot (\xi_b - \xi_z)}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_z + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_b + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} \right] + 1$$

де

$$k_1 = 8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right) = 8.314 \cdot \left(\frac{1.029}{1.03} \cdot 1948.918 - 1024.055 \right) = 7669.671$$

$$k_2 = \frac{Q_{н.р} \cdot (\xi_b - \xi_z)}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} = \frac{4.204 \times 10^4 \cdot (0.97 - 0.93)}{2.06 \cdot 0.49 \cdot (1 + 0.041) \cdot 1.03} = 1.553 \times 10^3$$

$$k_3 = (a_z + b_z \cdot T_z) \cdot T_z = (21.826 + 0.002 \cdot 1948.918) \cdot 1948.918 = 50974.567$$

$$k_4 = (a_b + b_b \cdot T_b) \cdot T_b = (21.875 + 0.002 \cdot 1024.055) \cdot 1024.055 = 24713.454$$

$$k_5 = k_2 + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot k_3 - k_4 = 1553.186 + \frac{1.029}{1.03} \cdot 50974.567 - 24713.454 = 27752.528$$

$$n_2 = \left(\frac{k_1}{k_5} \right) + 1 = \frac{7669.671}{27752.528} + 1 = 1.276$$

Визначення похибки між прийнятим та розрахованим значенням показника політропи розширення робочого тіла, в %

$$\Delta n_2 = \frac{|n'_2 - n_2|}{n_2} \cdot 100 = \frac{|1.28 - 1.276|}{1.276} \cdot 100 = 0.285$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 3\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.96 \cdot (1.296 - 1) = 0.579$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.96 \cdot 1.296}{1.276 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{9.957^{1.276 - 1}} \right) = 4.32$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.353 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.9^{1.353 - 1}} \right) = 1.684$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{3061.688}{12.9 - 1} \cdot [0.579 + (4.32 - 1.684)] = 827.172$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} \cdot (1 - \phi_n) = 0.94 \cdot 827.172 \cdot (1 - 0.08) = 715.338$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = 433 \cdot \frac{p_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot p_{mi}} = 433 \cdot \frac{101.3 \cdot 0.873}{2.06 \cdot 0.49 \cdot 293 \cdot 715.338} = 0.181$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_i = (0,16 \dots 0,20)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.181 \cdot 42035.805} = 0.473$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср})$$

де $s_{пр} = 0.50$ м - хід поршня по прототипу

$a_m = 88$; $b_m = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.5 \cdot 300}{30} = 5 \quad \text{м/с - середня швидкість поршня;}$$

$$p_M = (a_m + b_m \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 5 = 147$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 715.338 - 147 = 568.338$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{me} = (550 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{568.338}{715.338} = 0.795$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_M = (0.70 \dots 0.82)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.473 \cdot 0.795 = 0.376$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0.37 \dots 0.45)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.376 \cdot 42035.805} = 0.228$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0.190 \dots 0.242)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.228 \cdot 600 = 136.803$$

2.1.10 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 2$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 2 \cdot \frac{600 \cdot 10^3}{568.338 \cdot 300} = 211.142$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{211.142}{6} = 35.19$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.30$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.50}{0.30} = 1.667 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 35.19}{\pi \cdot 1.667}} = 299.568$$

$$\text{або в м} \quad d'_p = d_p \cdot 10^{-3} = 299.568 \cdot 10^{-3} = 0.3$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.667 \cdot 299.568 = 499.279$$

$$\text{або в м} \quad s'_p = s_p \cdot 10^{-3} = 499.279 \cdot 10^{-3} = 0.499$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

$$d' = 300 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 300 \cdot 10^{-3} = 0.3$$

Хід поршня

$$s' = 500 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 500 \cdot 10^{-3} = 0.5$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.3^2 \cdot 0.5 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 212.058$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{568.338 \cdot 212.058 \cdot 300}{30 \cdot 2 \cdot 10^3} = 602.602$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cr} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{602.602 + 600}{2} = 601.301$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cr}} \cdot 100 = \frac{|602.602 - 600|}{601.301} \cdot 100 = 0.433 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

$\varphi = 180, 180 + \Delta\varphi \dots 540$ - діапазон зміни значень кута повороту к/в;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.3^2}{4} \cdot 0.5 = 0.035$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\varepsilon - 1)} = \frac{0.035}{12.9 - 1} = 2.97 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.035 + 2.97 \times 10^{-3} = 0.038$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 2.97 \times 10^{-3} \cdot 1.296 = 3.848 \times 10^{-3}$$

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

$\lambda_{кр} = 0.255$ - кривошипно-шатунне відношення;

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

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-стиску:

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

$$p(\varphi) = p_d^* (V_a' / V_{(\varphi)})^{n1}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення та випуску:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi) / V_z')^{n2}$$

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.

$V(180) = 0.03831$	$p(180) = 96.235$	$V(360) = 0.00297$	$p(360) = 3060.536$
$V(190) = 0.03811$	$p(190) = 96.921$	$V(370) = 0.00331$	$p(370) = 6000.908$
$V(200) = 0.03751$	$p(200) = 99.03$	$V(380) = 0.0043$	$p(380) = 5208.953$
$V(210) = 0.03651$	$p(210) = 102.725$	$V(390) = 0.0059$	$p(390) = 3477.214$
$V(220) = 0.03511$	$p(220) = 108.301$	$V(400) = 0.00804$	$p(400) = 2344.69$
$V(230) = 0.03332$	$p(230) = 116.232$	$V(410) = 0.0106$	$p(410) = 1645.468$
$V(240) = 0.03117$	$p(240) = 127.238$	$V(420) = 0.0135$	$p(420) = 1209.653$
$V(250) = 0.02867$	$p(250) = 142.422$	$V(430) = 0.01659$	$p(430) = 929.669$
$V(260) = 0.0259$	$p(260) = 163.489$	$V(440) = 0.01976$	$p(440) = 743.63$
$V(270) = 0.02289$	$p(270) = 193.129$	$V(450) = 0.02289$	$p(450) = 616.146$
$V(280) = 0.01976$	$p(280) = 235.731$	$V(460) = 0.0259$	$p(460) = 526.519$
$V(290) = 0.01659$	$p(290) = 298.675$	$V(470) = 0.02867$	$p(470) = 462.267$
$V(300) = 0.0135$	$p(300) = 394.806$	$V(480) = 0.03117$	$p(480) = 415.622$
$V(310) = 0.0106$	$p(310) = 547.043$	$V(490) = 0.03332$	$p(490) = 381.617$
$V(320) = 0.00804$	$p(320) = 796.222$	$V(500) = 0.03511$	$p(500) = 357.004$
$V(330) = 0.0059$	$p(330) = 1209.031$	$V(510) = 0.03651$	$p(510) = 339.635$
$V(340) = 0.0043$	$p(340) = 1855.561$	$V(520) = 0.03751$	$p(520) = 328.097$
$V(350) = 0.00331$	$p(350) = 2647.002$	$V(530) = 0.03811$	$p(530) = 321.501$

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_{180}^{540} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 29239.906$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.924 \times 10^4}{0.035 \cdot 1 \times 10^3} = 827.32$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi \cdot (1 - \phi_n) = 827.32 \cdot 0.94 \cdot (1 - 0.08) = 715.466$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |715.338 - 715.466|}{715.338 + 715.466} \cdot 100 = 0.018$$

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,

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

$b'' = 130^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного вікна;

$r' = 145^\circ$ після ВМТ - точка відкриття впускного вікна;

$r'' = 150^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного вікна;

$d' = 155^\circ$ після ВМТ - точка закриття впускного вікна;

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 $k_p = 1.05$ - число з інтервалу (1,0...1,15)

$$p_c'' = k_p \cdot p_c = 1.05 \cdot 3.062 \times 10^3 = 3.215 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = p_{\max} = 6000.908$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 115.482$	$V(\varphi_r) = 2.97 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 96.235$	$V(\varphi_d) = 0.038$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 3060.536$	$V(\varphi_c) = 2.97 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 6000.908$	$V(\varphi_z) = 2.973 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 115.482$	$V(\varphi_b) = 0.038$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1501.312$	$V(\varphi_{c'}) = 5.028 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 2254.352$	$V(\varphi_f) = 3.723 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 376$	$p(\varphi_{z'}) = 6000.908$	$V(\varphi_{z'}) = 3.826 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 381.617$	$V(\varphi_{b''}) = 0.033$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 575$	$p(\varphi_{r'}) = 115.482$	$V(\varphi_{r'}) = 0.036$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 150$	$p(\varphi_{r''}) = 115.482$	$V(\varphi_{r''}) = 0.037$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 205$	$p(\varphi_{d'}) = 100.664$	$V(\varphi_{d'}) = 0.037$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 3214.772$	$V(\varphi_{c''}) = 2.97 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 368$	$p_{zд} = 6000.908$	$V(\varphi_{zд}) = 3.186 \times 10^{-3}$

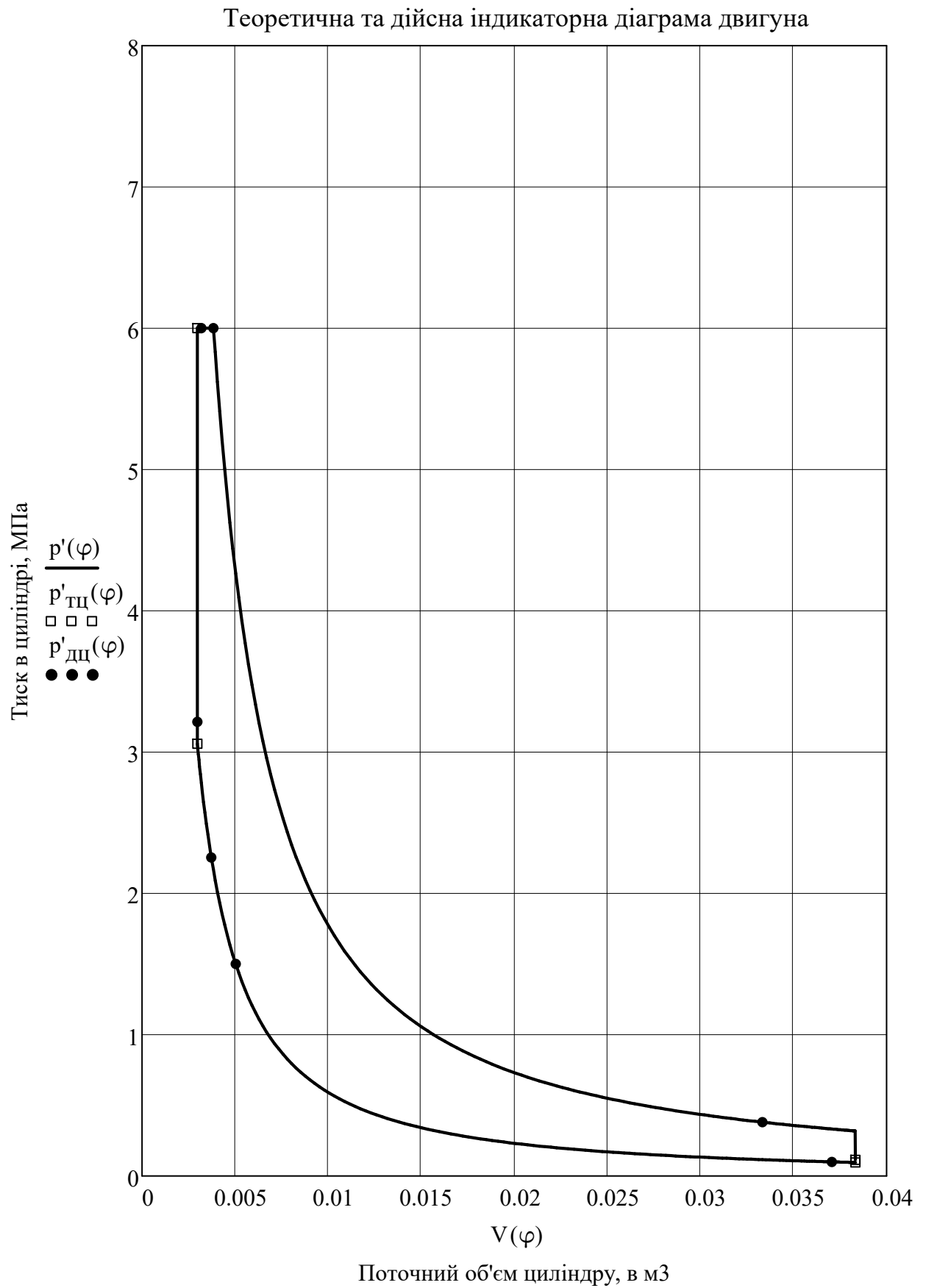


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

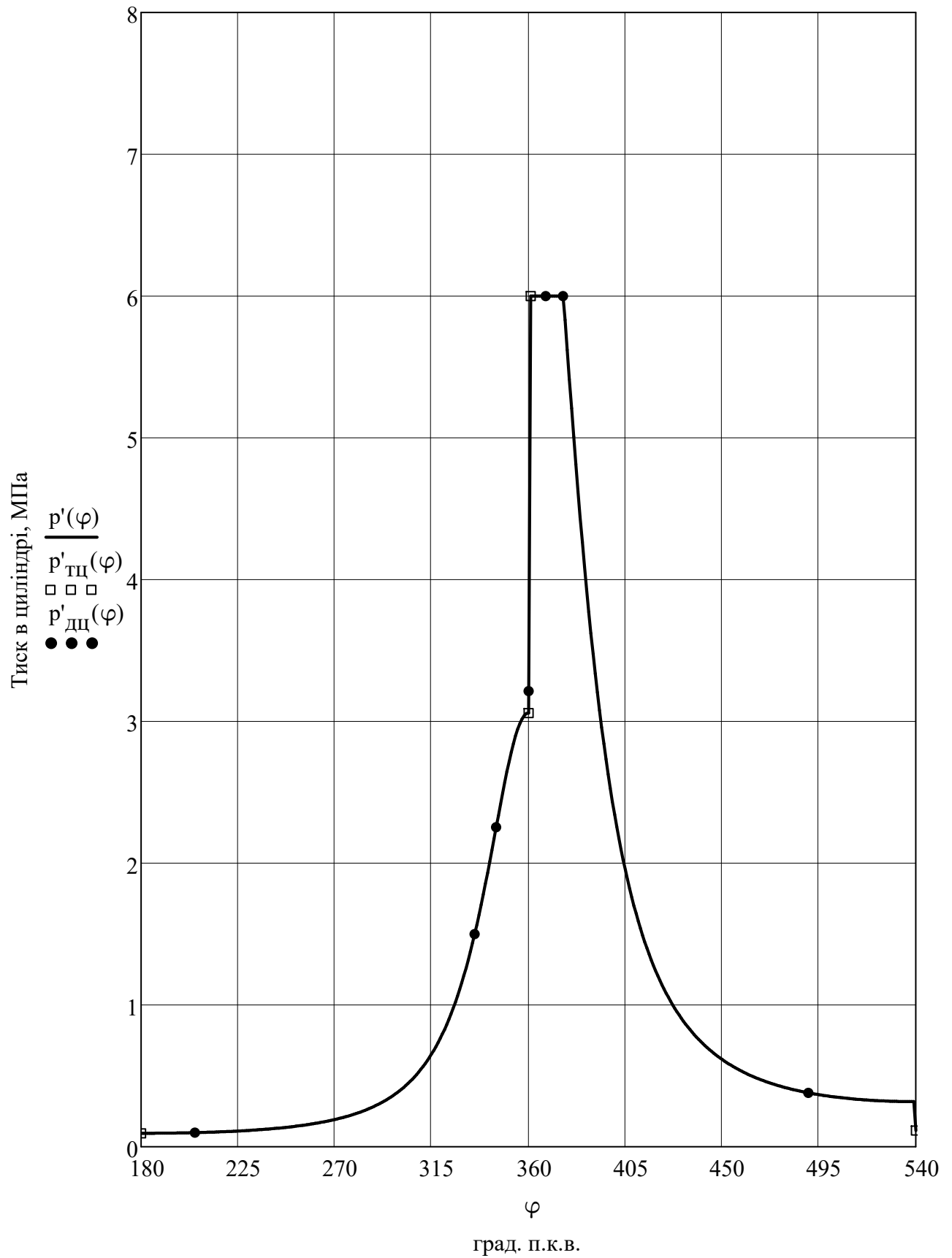


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Даний розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

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

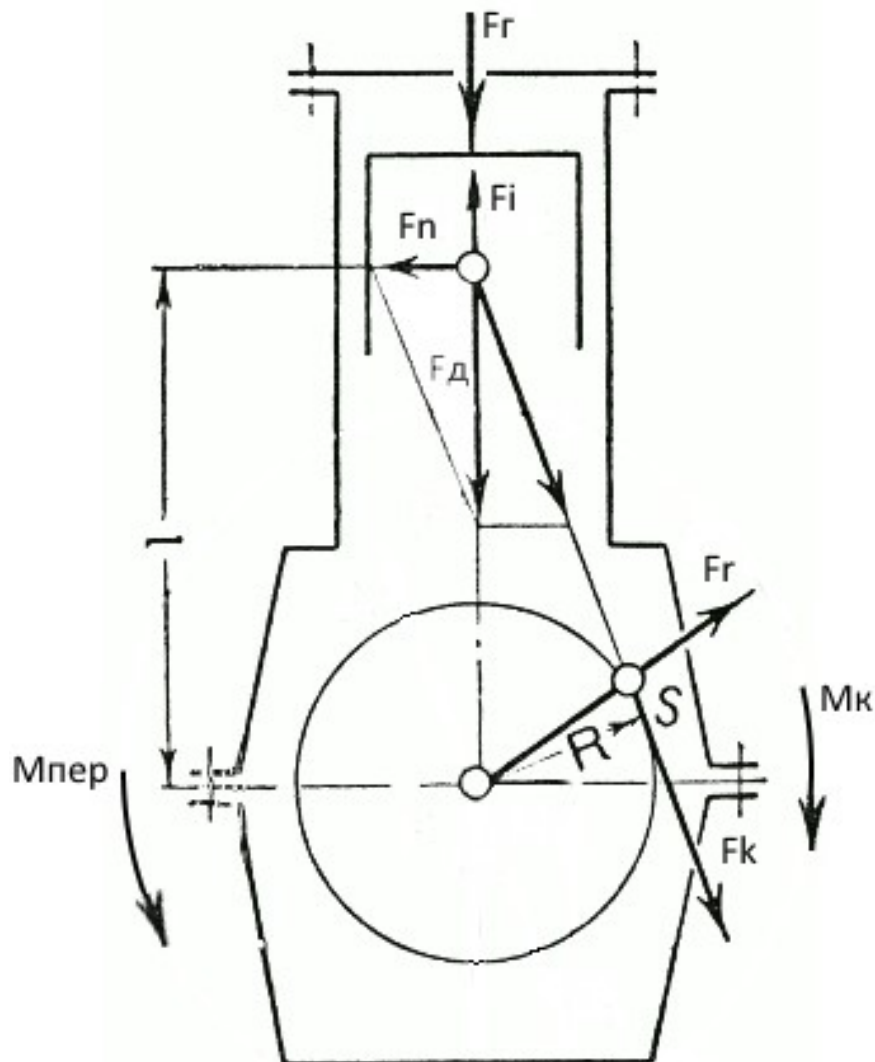


Рис. 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 50.25$ кг - маса комплекту поршня

$m_{Ш} = 70.55$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{Ш} = 50.25 + \frac{1}{3} \cdot 70.55 = 73.767$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.5}{2} = 0.25$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{Ш} = \frac{r}{\lambda_{кр}} = \frac{0.25}{0.255} = 0.98$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.3^2}{4} = 0.071$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 300}{30} = 31.416$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

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

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

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

Крутий 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 КШМ:
 Сили F_r , F_i , F_d , F_n , F_r та F_k в кН, моменти M_k , $M_{оп}$ та $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(180) = 0$	$F_i(180) = 13.56$	$F_d(180) = 13.56$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 0.459$	$F_i(210) = 13.442$	$F_d(210) = 13.901$	$M_k(210) = -1.351$
$F_r(240) = 2.191$	$F_i(240) = 11.421$	$F_d(240) = 13.613$	$M_k(240) = -2.562$
$F_r(270) = 6.849$	$F_i(270) = 4.641$	$F_d(270) = 11.49$	$M_k(270) = -2.873$
$F_r(300) = 21.105$	$F_i(300) = -6.78$	$F_d(300) = 14.325$	$M_k(300) = -3.507$
$F_r(330) = 78.659$	$F_i(330) = -18.083$	$F_d(330) = 60.576$	$M_k(330) = -9.258$
$F_r(360) = 209.534$	$F_i(360) = -22.843$	$F_d(360) = 186.692$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 238.987$	$F_i(390) = -18.083$	$F_d(390) = 220.904$	$M_k(390) = 33.761$
$F_r(420) = 78.703$	$F_i(420) = -6.78$	$F_d(420) = 71.923$	$M_k(420) = 17.607$
$F_r(450) = 36.75$	$F_i(450) = 4.641$	$F_d(450) = 41.392$	$M_k(450) = 10.348$
$F_r(480) = 22.576$	$F_i(480) = 11.421$	$F_d(480) = 33.997$	$M_k(480) = 6.398$
$F_r(510) = 17.205$	$F_i(510) = 13.442$	$F_d(510) = 30.647$	$M_k(510) = 2.978$
$F_r(540) = 1.36$	$F_i(540) = 13.56$	$F_d(540) = 14.92$	$M_k(540) = 0.000$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -13.56$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -1.787$	$F_r(210) = -12.932$	$F_k(210) = -5.403$	$M_{пер}(210) = 1.351$
$F_n(240) = -3.082$	$F_r(240) = -9.476$	$F_k(240) = -10.248$	$M_{пер}(240) = 2.562$
$F_n(270) = -3.03$	$F_r(270) = -3.03$	$F_k(270) = -11.49$	$M_{пер}(270) = 2.873$
$F_n(300) = -3.244$	$F_r(300) = 4.353$	$F_k(300) = -14.027$	$M_{пер}(300) = 3.507$
$F_n(330) = -7.787$	$F_r(330) = 48.566$	$F_k(330) = -37.031$	$M_{пер}(330) = 9.258$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 186.692$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 28.397$	$F_r(390) = 177.11$	$F_k(390) = 135.045$	$M_{пер}(390) = -33.761$
$F_n(420) = 16.285$	$F_r(420) = 21.858$	$F_k(420) = 70.43$	$M_{пер}(420) = -17.607$
$F_n(450) = 10.916$	$F_r(450) = -10.916$	$F_k(450) = 41.392$	$M_{пер}(450) = -10.348$
$F_n(480) = 7.698$	$F_r(480) = -23.665$	$F_k(480) = 25.594$	$M_{пер}(480) = -6.398$
$F_n(510) = 3.94$	$F_r(510) = -28.511$	$F_k(510) = 11.912$	$M_{пер}(510) = -2.978$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -14.92$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$

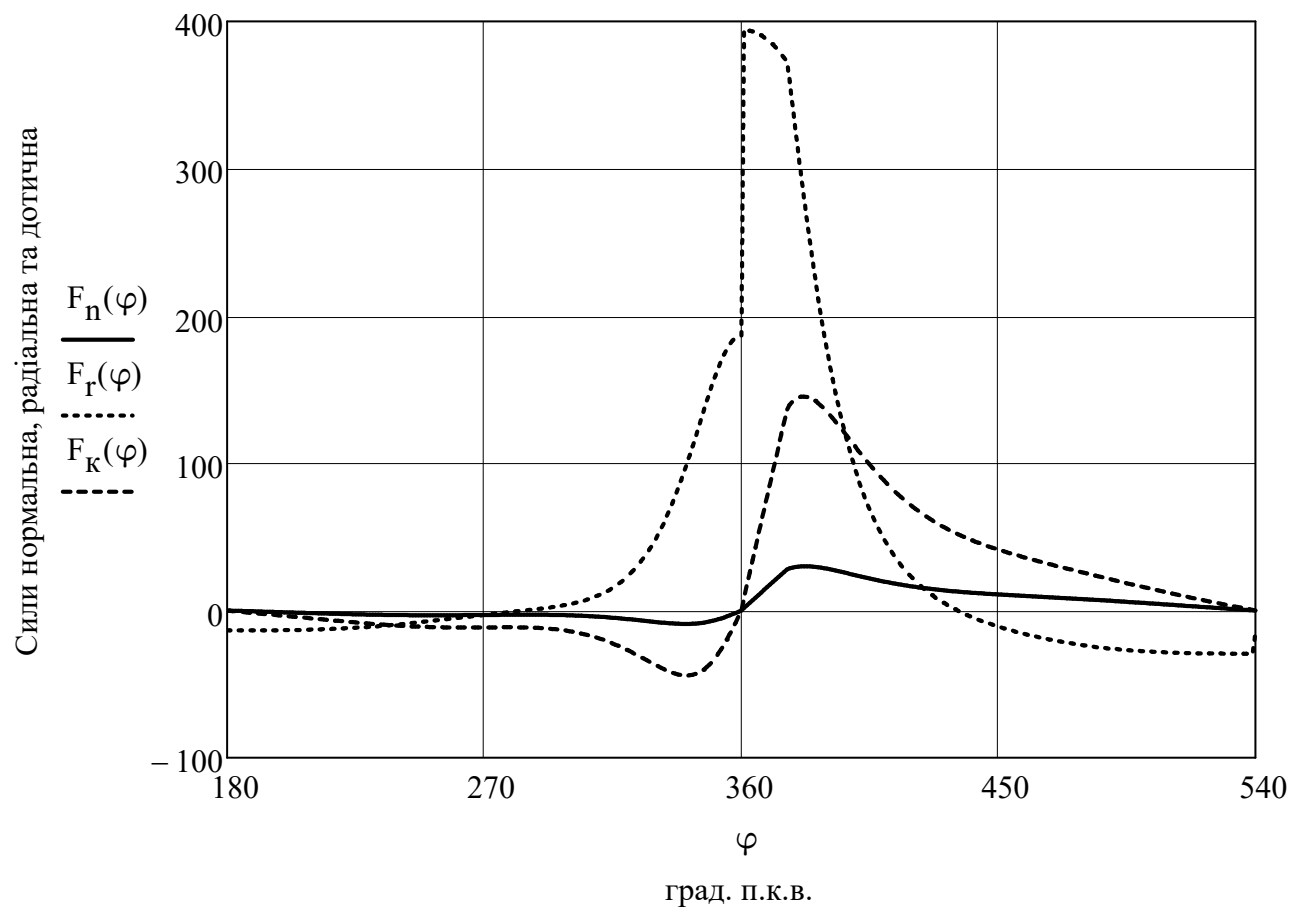
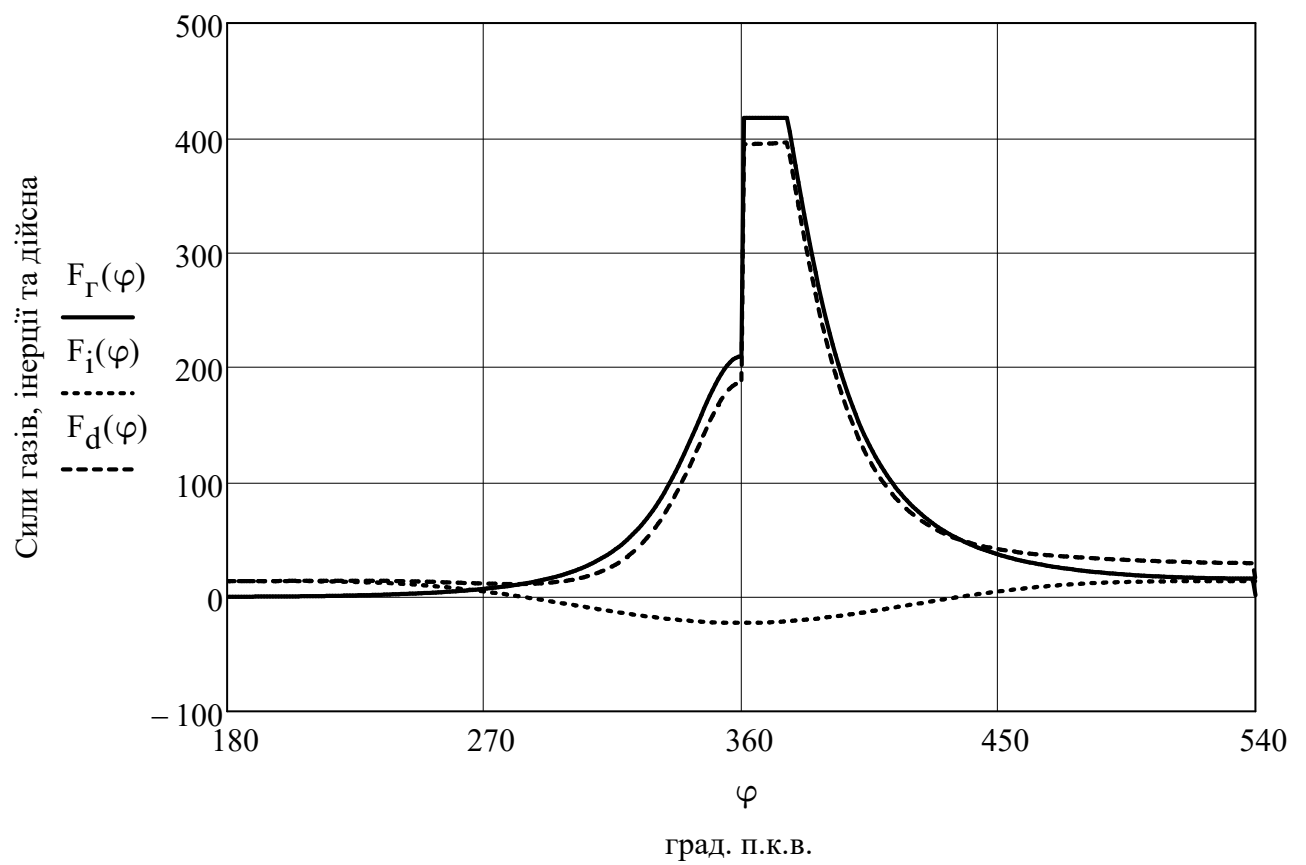


Рис. 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

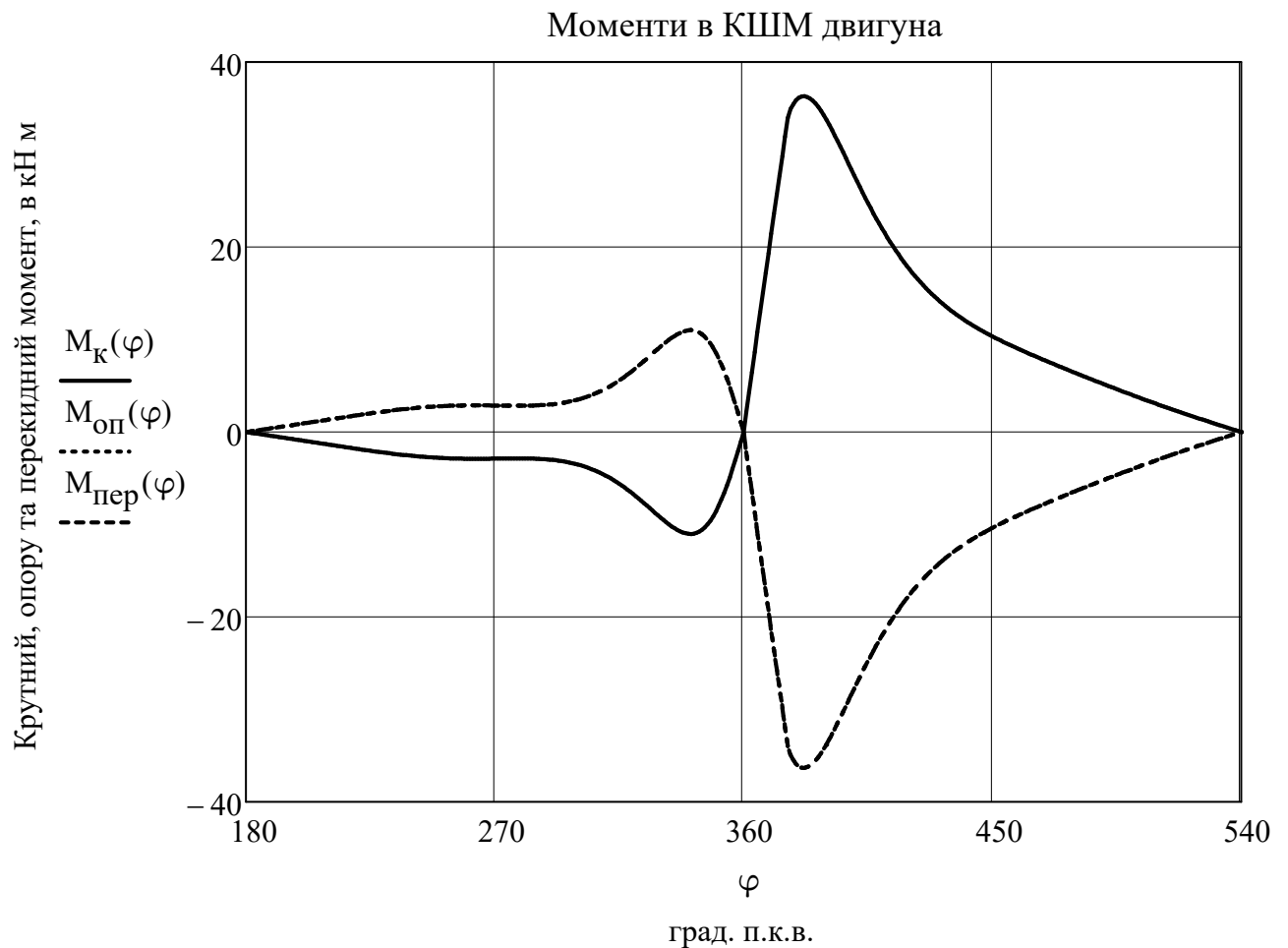


Рис. 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 2}{6} = 60$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

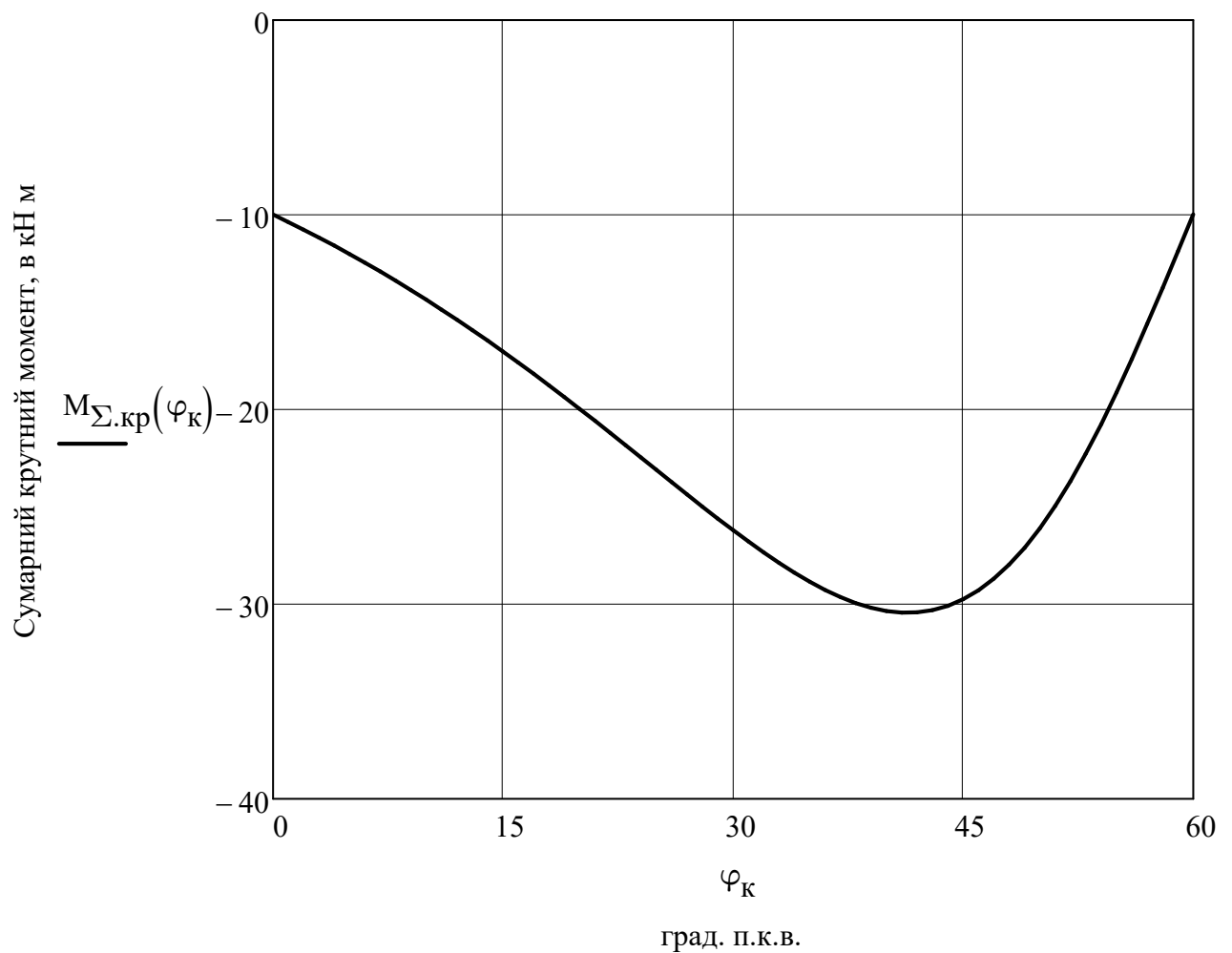


Рис. 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.kp}(0) = -9.98$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -12.459$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -15.386$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -18.756$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -22.464$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -26.196$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -29.263$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -30.417$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -27.965$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -20.753$$

$$M_{\Sigma.kp}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{сп}\right) = -9.98$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - 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 $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{136.803 \cdot 4.204 \times 10^4}{3.6} = 1.597 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 602.602 = 602601.915$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{6.026 \times 10^5}{1.597 \times 10^6} \cdot 100 = 37.724$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1597390.125 \cdot 0.376 = 600000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|6.026 \times 10^5 - 6 \times 10^5|}{6.026 \times 10^5} \cdot 100 = 0.432$$

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 Дж / 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 ділянці наповнення

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

$W_{\text{г.р}} = 0.11$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

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

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.11 + 0.04 = 0.15$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.15 \cdot 1597390.125 = 239608.519$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 147.000 = 88.200$$

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.3^2}{4} \cdot 0.5 = 0.035$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{88.2 \cdot 0.03534 \cdot 300 \cdot 6}{30 \cdot 2} = 93.51736$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 93.517 = 93517.359$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 239608.519 + 93517.359 = 333125.878$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{333125.87812 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00954$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.01 \cdot 98}{0.9} = 1.039$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 1.039 = 1038.865$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 239608.5 + 93517.4 + 1038.9 = 334164.7$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{334164.743}{1597390.125} \cdot 100 = 20.919$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

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

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_a = T_a - 273 = 320.605 - 273 = 47.605$$

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

$$mC_p = 29.074 + 0.0008 \cdot t_a = 29.074 + 0.001 \cdot 47.605 = 29.112$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_r - M_1 \cdot mC_p \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mC_{p''} \cdot t_r = 1.041 \cdot 33.411 \cdot 477 = 16586.454$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mC_p \cdot t_a = 1.009 \cdot 29.112 \cdot 47.605 = 1398.29$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16586.5 - 1398.3 = 15188.2$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{136.803}{3.6} \cdot 15188.163 = 577160.879$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{577160.879}{1597390.125} \cdot 100 = 36.131$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{147}{715.338} \cdot 0.473 = 0.097$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.097 \cdot 1597390.125 = 155189.283$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 239608.519 + 155189.283 - 334164.743 = 60633.059$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / 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

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 6.063 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 8.043 \times 10^{-3}$$

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{8.043 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 4.022$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 4.022 = 4021.613$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 60633.059 + 4021.613 = 64654.672$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{64654.672}{1597390.125} \cdot 100 = 4.048$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 602601.915 \\ 334164.743 \\ 577160.879 \\ 64654.672 \end{pmatrix} = 1578582.209$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 1597390.1 - 1578582.2 = 18807.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{18807.916}{1597390.125} \cdot 100.000 = 1.177$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 1597390.1$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 602601.9$	$q_e = 37.7$	29...42%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 577160.9$	$q_{\Gamma} = 36.1$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 334164.7$	$q_B = 20.9$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 64654.7$	$q_M = 4.0$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 18807.9$	$q_{HB} = 1.2$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 37.724 + 36.131 + 20.919 + 4.048 + 1.177 = 100$$

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	445	602,6	35,4
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	515	568	10,3
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,36	0,376	4,4
4	Механічний ККД	η_m	-	0,79	0,795	0,6
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\text{г}}{(\text{кВт год})}$	244	228	-6,6
6	Діаметр циліндру	D	мм	300	300	0,0
7	Хід поршня	S	мм	500	500	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання щодо форсування проектного двигуна до рівня 600 кВт що на 155 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 157,6 кВт, що більше ніж у прототипу на 35,4%.

Збільшення 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 10,3%. Як правило форсування двигуна вимагає збільшення циклової роботи в циліндрі, яке було вирішено за рахунок покращення ефективності протікання циклу.

Завдяки оптимізації параметрів робочого циклу та раціональному вибору початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 6,6% у порівнянні з прототипом. Але при цьому порівняння значень ефективного ККД показує у прототипу та проектного двигуна, показує у останнього ріст на 4,4%.

Завдяки заходам направлених на вдосконалення елементів системи подачі палива вдалося покращити ефективність протікання робочого циклу та дещо зменшити механічні втрати двигуна. Так для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 0,6%.

Правильний та обґрунтований підбір параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не змінилися. 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 параметри робочого циклу дають можливість оцінити ефективність прийнятих конструктивних рішень, та визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. Вони є базою для подальшого вирішення питання підвищення надійності суднового двигуна.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ФОРСУНКИ.

3.1 Особливості будови та роботи штатної паливної системи та її елементів.

3.1.1 Загальний опис будови та принципу дії штатної паливної системи.

Паливна система дизельного двигуна або система живлення призначена для забезпечення запасу палива на судні, його очищення палива та рівномірного розподілу по циліндрах двигуна суворо дозованими порціями відповідно до порядку роботи, швидкісного та навантажувального режиму роботи двигуна.

Паливна система двигуна складається з паливного бака, фільтра, паливного насоса, форсунки та трубопроводів.

У паливній системі двигуна 6ДР 30/50 встановлюється фільтр-відстійник.

Паливний насос одноплунжерний. Регулювання кількості палива, що подається, здійснюється зміною кінця подачі за допомогою повороту плунжера, що має на циліндричній поверхні спіральну відсічну кромку.

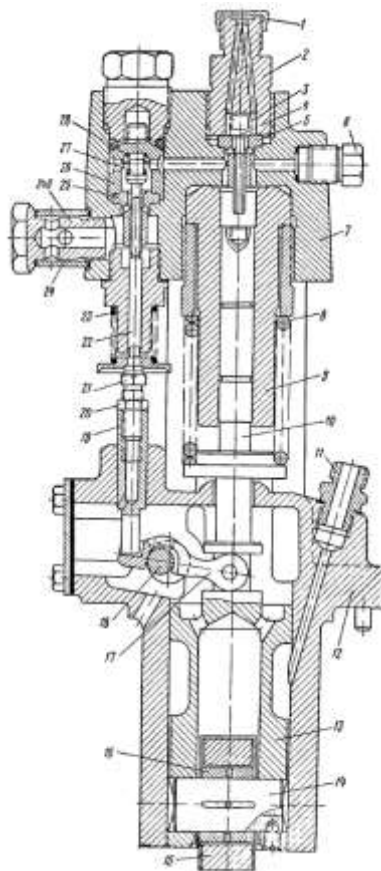


Рис. 3.1 – Паливний насос високого тиску дизеля 6ДР 30/50

					ПННІ НУК 142.44.23.17.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		53

Привід паливного насоса здійснюється від кулачкової шайби розподільного валика за допомогою роликового штовхача.

Паливний насос працює наступним чином. Під час пересування плунжера насоса під дією пружини донизу всередині втулки плунжера створюється розрідження. Одночасно під час пересування плунжера донизу зусилля від нього через штовхач, важіль, штовхач, болт з контргайкою, шток передається усмоктувальному клапану, відкриваючи його і стискаючи пружину. З цього моменту паливо надходить у внутрішню порожнину втулки над плунжером наступним шляхом: трубопровід - отвори в штуцері - отвори в сидлі усмоктувального клапана - відкритий усмоктувальний клапан - отвори у вставці - канал у корпусі насоса - порожнину над плунжером.

Під час роботи двигуна кулачна шайба, встановлена на розподільному валу, набігає на ролик, що змушує цей ролик, втулку, палець і штовхач підніматися. При цьому зусилля від штовхача передається плунжеру, який пересувається вгору, стискаючи пружину і нагнітаючи паливо через відкритий всмоктувальний клапан у трубопровід. Одночасно під час пересування штовхача вгору правий кінець важеля піднімається, внаслідок чого сам важіль повертається навколо нерухомого ексцентрика і лівий кінець важеля пересувається вниз, а штовхач і шток під дією пружини опускаються.

Коли плунжер, продовжуючи пересуватися вгору, пройде якусь частину свого шляху, то всмоктувальний клапан, не відчуваючи дії штока, під дією пружини закривається. З цього моменту паливо виходить через всмоктувальний клапан у трубопровід не буде, і плунжер, рухаючись вгору, стискає паливо в порожнині над плунжером. Паливо відкриває нагнітальний клапан, стискаючи пружину, і через відкритий нагнітальний клапан надходить до форсунки таким шляхом: порожнина над плунжером - отвори в сидлі - відкритий нагнітальний клапан - канали у штуцері - трубопровід - форсунка. Надходження палива з паливного насоса у форсунку закінчується в момент, коли плунжер приходить у своє верхнє крайнє положення. Потім плунжер насоса, відчуваючи дію пружини, пересувається вниз. Після цього процес роботи паливного насоса повторюється.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		54

Паливо насосом подається до форсунки тільки після того, як всмоктувальний клапан закриється, тобто спочатку руху плунжера вгору відбувається відсікання палива, і тільки потім відбувається подача палива з паливного насоса у форсунку. Тому розглянутий насос називається насосом з відсіченням палива на початку ходу плунжера. Кількість палива, що подається насосом, залежить від моменту закриття всмоктувального клапана.

Перевагою паливного насоса такої конструкції є простота подачі палива і можливість його регулювання відповідно до режиму роботи двигуна. Як відомо, при зменшенні навантаження двигуна одночасно зменшується і швидкість його обертання. В даному паливному насосі зі зменшенням кількості палива, що подається, і зниженням швидкості обертання автоматично зменшується і кут випередження початку подачі палива.

Форсунка закритого типу. Тиск відкриття голки 125 кгс/см².

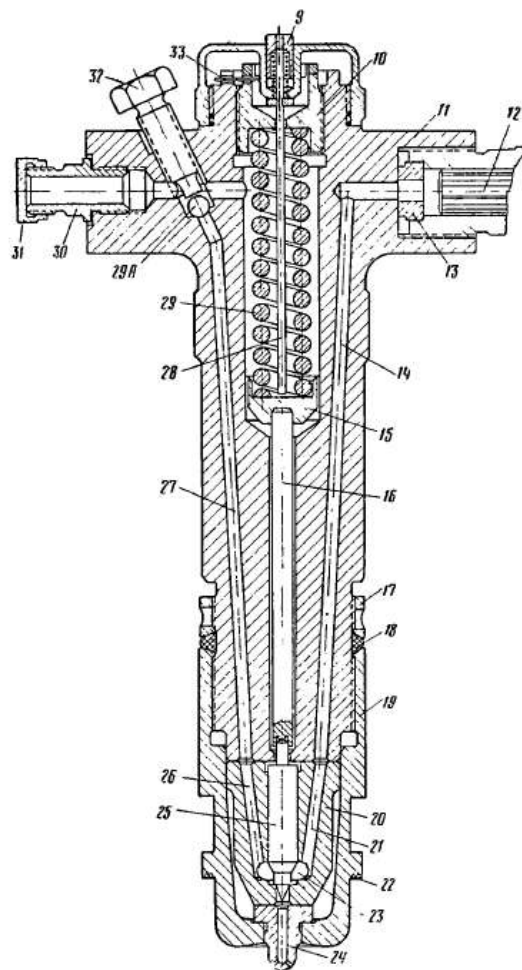


Рис. 3.2 – Форсунка.

Паливо з насоса надходить у порожнину форсунки таким шляхом: насос - трубопровід підведення палива з насоса до форсунки - паливний фільтр високого тиску - отвір у шайбі - канал у корпусі форсунки - канал у розпилювачі форсунки - порожнину форсунки.

Паливо, перебуваючи в порожнині форсунки, тисне на голку, і змушує останню, шток, тарілку пересуватися вгору і стискати пружину. Голка, пересуваючись догори, відкриває отвір у розпилювачі, і паливо з порожнини форсунки надходить до циліндра двигуна таким шляхом: порожнину форсунки - отвір у розпилювачі - канал у соплі форсунки - отвір у соплі форсунки - циліндр двигуна.

З моменту припинення подачі палива насосом тиск у порожнині форсунки зменшується. Тому голка, відчуваючи дію пружини, пересувається донизу і закриває отвір у розпилювачі, що припиняє надходження палива до циліндра двигуна. Сила натягу пружини і, отже, тиск палива, що надходить у циліндр двигуна, регулюються пробкою, положення якої фіксується шплінтом. Контроль за пересуванням голки здійснюється за допомогою стрижня і ковпака.

Для видалення повітря із системи у форсунці є канали, кульковий клапан, запірний болт, штуцер, трубопровід. Останній кріпиться до штуцера накидною гайкою.

Охолодження форсунки здійснюється паливом, яке прокачується наступним шляхом: трубопровід підведення охолоджувального палива - канал у штуцері - канал - канал – порожнина форсунки - канал у розпилювачі - канал у корпусі форсунки - канал у штуцері - трубопровід відведення охолоджувального палива. Останній кріпиться до штуцера накидною гайкою.

Трубопровід підведення охолоджувального палива з форсунки приєднується до штуцера накидною гайкою. Установчий штифт забезпечує збіг каналів у корпусі форсунки з каналами в розпилювачі форсунки.

Зазор між гайкою і корпусом форсунки ущільнений гумовим кільцем, яке затискається гайкою. Між кришкою циліндра двигуна і гайкою встановлено кільце з відпаленої міді.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		56

3.1.2. Особливості роботи та проблеми експлуатації форсунки дизеля.

3.1.2.1 Теплова та механічна напруженість форсунки.

Термін "теплова напруженість" використовується для вираження комплексу явищ, пов'язаних із тепловим станом деталей двигуна, вона визначається розподілом температури в деталях (тепловим навантаженням, конструкцією деталі, умовами її охолодження). Тепловий стан впливає на міцність, умови змащення, зношування, тертя, механічні напруження.

На сталому режимі роботи двигуна температура в кожній точці поверхні циліндро-поршневої групи (ЦПГ) і в товщі металу зберігається практично постійною, незважаючи на циклічні зміни температури газів у циліндрі за цикл і відповідно зміну величини теплоти відданій в систему охолодження. Це пояснюється великою тепловою інерційністю металу, завдяки чому температура деталей не слідує за зміною температури газів у циліндрі. Невеликі коливання температури спостерігаються лише на самій поверхні стінок камери згоряння.

Очевидно, що температура в кожній точці ЦПГ визначається положенням цієї точки в циліндрі, особливостями конкретного двигуна і режимом його роботи. Допустимий рівень температури в кожній точці залежить від умов роботи деталей.

За частих змін температурного режиму ЦПГ, пов'язаних із зміною навантаження або режиму роботи, у двигуна виникає явище «термічної втоми». Термічна втома визначається накопиченням циклів теплосмін і теплових напружень. Тобто при високій температурі деталей можлива пластична деформація в поверхневому шарі через напругу стиснення, а за подальшого швидкого охолодження стінки в цьому шарі з'являються розтяжні зусилля, які в разі перевищення межі міцності призводять до поверхневих тріщин.

Надійність роботи двигуна знижується в разі підвищення температурного рівня інших деталей - розпилювача форсунки, випускних клапанів, перемичок між вікнами тощо. Так, підвищення температури випускних газів за нормального регулювання і хорошого технічного стану циліндра в практиці експлуатації з повною підставою сприймається як свідчення зростання теплової напруженості.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		57

3.1.2.2 Залежність параметрів теплової напруженості від конструктивних та експлуатаційних факторів.

Температура в певних точках ЦПГ і теплові напруження в деталях серед яких окремо треба виділити і форсунку, залежать від багатьох чинників, основні з яких:

- рівень форсування двигуна;
- параметри повітропостачання;
- рід охолоджувальної рідини;
- конкретні конструктивні рішення;
- та умови експлуатації.

Форсування двигунів наддувом є головним чинником зростання теплової та механічної напруженості, тому розробляються спеціальні заходи з інтенсифікації охолодження, збільшуються коефіцієнти надлишку повітря на продування камери згоряння і на згоряння. Найсуттєвішим чинником зниження теплової напруженості під час форсування двигунів є поліпшення повітропостачання. Тип застосованої охолоджувальної рідини також впливає теплову напруженість деталей ЦПГ. Враховуючи той факт, що на сучасних дизелях використовуються форсунки охолоджуваних конструкцій то відповідно і тип теплоносія і інтенсивність його контакту з нагрітими поверхнями деталей форсунки будуть визначати стан її теплової та механічної напруженості.

Як варіант захисту застосовують метод нанесення теплоізоляційного матеріалу на контактні поверхні деталей що сприймають найбільші температури в циліндрі. Крім того передбачено встановлення захисних екранів та ковпаків. Деякого зниження температури деталей вдається домогтися інтенсифікацією охолодження, тобто збільшенням швидкості руху води навколо деталі або вузла що сприймають найбільші навантаження.

Конструкція паливної апаратури суттєво впливає на теплову напруженість. Діаметр соплових отворів та їхні кути нахилу мають забезпечувати відповідність форми факела і форми камери згоряння. Якщо ця вимога не виконується і факел вдаряється в стінки камери згоряння, то неминуче підвищення місцевого теплового навантаження.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		58

До експлуатаційних чинників, що впливають на теплову напруженість деталей розташованих в циліндрі двигуна, можна віднести:

- режим експлуатації двигуна;
- режими введення і виведення двигуна в роботу;
- сорт і дозування циліндрового мастила;
- температурний режим у системах охолодження;
- чистота поверхонь охолодження;
- стан ТК для наддуву,
- стан контактних поверхонь деталей.

Режим експлуатації двигуна залежить також і від зовнішніх умов.

3.1.2.2 Проблеми що виникають під час експлуатації форсунок.

Форсунка розташовується прямо в камері згоряння і працює в середовищі підвищених температур, що спричиняє проблему виникнення нагару на соплі форсунки. Її робота супроводжується виникнення коксів, нагарів і лаків на стінках сопла.

Причиною окислення є те, що олива постійно перебуває в русі та циркулює двигуном. Вона контактує з повітрям і продуктами згоряння. Кисень, який знаходиться в повітрі, сприяє швидкому окисленню оливи, цей процес протікає швидше в тих оливах, які схильні до піноутворення. У ролі каталізаторів у двигуні виступають металеві поверхні, з якими контактує олива, вона нагрівається, стикаючись із нагрітими деталями, що істотно наближає процеси окислення. У результаті цього з'являються тверді продукти окислення, названі відкладеннями.

На поверхнях, які піддаються високим температурам, утворюються різні вуглецеві відкладення. Їхній склад і структура залежать від температури поверхні. Можна виділити три види таких відкладень:

- нагари;
- лаки;
- шлам.

					ПННІ НУК 142.44.23.17.ПЗ	Арку
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		

Однією з головних проблем форсунок - це закоксовування каналів розпилювачів, відкладення на стінках нагару палива, шару лаків і шламів. При закоксовуванні збільшується нерівномірність подачі палива каналами розпилювача, змінюється характеристика впорскування.

Закоксовування форсунок є наслідком складних фізико-хімічних процесів палива на стінках робочої поверхні під впливом високих температур і окислення повітрям. Під впливом високих температур і газів у камері згоряння плівка палива на поверхні розпилювача нагрівається, в ній відбуваються процеси окислення і полімеризації молекул з виділенням на робочій поверхні лакового шару.

Щоб зменшити закоксовування і теплову напруженість розпилювачів використовують такі методи як екранування, охолодження їх і збільшення довжини диференціальної частини голки.

3.1.3. Пропоноване конструкторське рішення форсунки.

Насамперед треба зазначити що форсунка охолоджуваного типу, тому пропонується покращити інтенсивність охолодження її основних деталей. Для цього пропонується збільшити похідний перетин каналів підводу-відводу носія тепла та швидкість його циркуляції. При цьому треба врахувати параметри міцності деталей корпусу форсунки. Канали мають бути зроблені з міркуваннями товщини стінок так, щоб стінка не прогорала під впливом високих температур, і через різну величину температур з різних сторін стінок не виникало деформації структури металу. Розпилювач захищено теплоізоляційним ковпаком. Матеріал і товщина ковпака обирається з урахуванням того, що під впливом високих температур найбільшому нагріванню піддаються його тонкі стінки.

Окремо для соплової частини розпилювача пропонується нанесення спеціального захисного покриття з металокераміки, що має на меті суттєво зменшити підведення тепла до контактних поверхонь розпилювача. Використовуючи такі конструктивні рішення можна знизити ймовірність закоксовування сопла форсунки а також появи на ній відкладень, що забезпечить умови збільшення ресурсу форсунки та роботу на різних паливах [2].

					ПННІ НУК 14.2.44.23.17.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок параметрів паливної апаратури.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна	6ДР 30/50
Ефективна потужність, кВт	$P_e = 600$
Частота обертання двигуна, хв ⁻¹	$n = 300$
Число циліндрів	$i = 6$
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*год)	$g_e = 0.228$
Тип та марка палива,	Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

3.2.2 Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{600}{6} = 100$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв⁻¹

$$n_k = \frac{n}{1} = \frac{300}{1} = 300$$

Номінальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T}$$

де $\rho_T = 850 \text{ кг/м}^3$ - густина палива,

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T} = \frac{100 \cdot 0.228}{60 \cdot 300 \cdot 850} = 1.49 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал}} \cdot 10^6 = 1.49$$

Максимальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}}$$

де $k_1 = 1.3$ - коефіцієнт що враховує перевантаження дизеля та витікання палива з надплунжерного простору внаслідок зношення;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_1 = 1.25 \dots 1.35$

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.3 \cdot 1.49 \times 10^{-6} = 1.937 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 1.937$$

Розрахунок надплунжерного простору, розташованого між НМТ та ВМТ, в м³

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2$$

де $k_2 = 4$ - коефіцієнт перевищення об'єму, що описує плунжер, над максимальною цикловою подачею палива, з урахуванням суми об'ємів на:

- стиснення палива в надплунжерному просторі та в лінії високого тиску;
- деформацію паливопроводів високого тиску;
- перекриття об'ємів пов'язаних з закриттям наповнювальних отворів;
- розгін та гальмування швидкості плунжера.

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_2 = (4 \dots 8)$

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 1.937 \times 10^{-6} \cdot 4 = 7.749 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3 \Rightarrow V_{\Pi} \cdot 10^6 = 7.749$$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}}$$

де $k_{sd} = 1.25$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;
Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_{sd} = 1,0 \dots 1.5$

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 7.749 \times 10^{-6}}{1.25 \cdot \pi}} = 0.02$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 19.911$$

Приймаємо значення діаметру плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в м

$$d_{\Pi} = 0.020$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_{\Pi} \cdot 10^3 = 20$$

Тоді хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 0.02 \cdot 1.25 = 0.025$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 25$$

Приймаємо значення ходу плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в мм

$$s_{\Pi} = 0.025$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s_{\Pi} \cdot 10^3 = 25$$

3.2.3 Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$p_c'' = 3.061$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 6.000$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 300$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$Q_{\text{пал.мах}} = 1.937 \times 10^{-6}$ м³/цикл - максимальна циклова подача палива;

$\rho_T = 850$ кг/м³ - щільність палива;

$\Delta\varphi = 25^\circ$ - поворот колінчастого валу;

$\mu_f = 0.75$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$m = 6$ - кількість соплових отворів;

Число та розташування отворів сопла вибирають виходячи з форми камери згоряння та способу сумішоутворення.

В дизельних двигунах:

- з плівковим сумішоутворенням застосовують одно- та двохдиркові розпилювачі з діаметром отвору 0,4...0,6 мм

- з об'ємним сумішоутворенням - багатодиркові розпилювачі з діаметром отворів 0,2 мм та більше.

Визначаємо параметри форсунки.

За результатами теплового розрахунку дизеля та паливного насоса високого тиску визначаємо діаметр соплових отворів форсунки.

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчастого валу приймаємо рівною $\Delta\varphi = 25^\circ$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\Pi} = \frac{\Delta \varphi}{(6 \cdot n)} = 0.014$$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = 4.53$$

Середній тиск розпилювання приймаємо рівним p_{Φ} , МПа.

$$p_{\Phi} = 80$$

Середня швидкість витікання палива через отвори сопла, м/с:

$$w_{\Phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\Phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = 421.397$$

Коефіцієнт витрати палива приймаємо рівним. $\mu_{\Phi} = 0.75$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = \frac{Q_{\text{пал.мах}}}{\mu_{\Phi} \cdot w_{\Phi} \cdot \Delta t_{\Pi}} = 4.413 \times 10^{-7}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{(\pi \cdot m)}} = 3.060 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_c \cdot 10^3 = 0.306$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_c = 0.300$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано принципи роботи штатної паливної системи дизеля. По результатам зробленого аналізу виявлено як переваги так і недоліки в роботі зазначеної системи. Враховано проблеми і особливості роботи форсунок суднового дизеля, та представлено шляхи для їх вирішення. Запропоновано конструктивне рішення форсунки з розпилювачем що має спеціальне захисне покриття від теплових навантажень. Виконано розрахунок основних елементів паливної системи двигуна, та обчислено витратні параметри форсунки.

					ПННІ НУК 142.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		66

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

$P_{\text{екс}} = 600$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.228$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.06$ - 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

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.228 \cdot 600 \cdot 1.1 \cdot 2.06 \cdot 14.45 = 4479.338$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{4479.338}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 2.06 \cdot 14.45} \right) = 1.282$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{1.282}{0.35} = 3.668$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.228 \cdot 22.6 = 5.153$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{5.153 \cdot 600}{3600} = 0.859$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.228 \cdot 40.9 = 9.325$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{9.325 \cdot 600}{3600} = 1.554$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.228 \cdot 10.5 = 2.394$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.394 \cdot 600}{3.6 \times 10^3} = 0.399$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.228 \cdot 5.6 = 1.277$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.277 \cdot 600}{3.6 \times 10^3} = 0.213$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.228 \cdot 7.6 = 1.733$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.733 \cdot 600}{3.6 \times 10^3} = 0.289$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.859 \\ 1.554 \\ 0.399 \\ 0.213 \\ 0.289 \end{pmatrix} = 3.314$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.859}{3.314} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{1.554}{3.314} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.399}{3.314} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.289}{3.314} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.213}{3.314} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

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 дрантя, 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 14.2.44.23.17.ПЗ	Архив
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		71

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектового 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 $n_H = 300 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 300 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 600 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(300 + 600^{0.55}) = 25.234$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{300}{300}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 25.234 + 0 = 79.234$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектового 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 $m = 12500$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{300}{60} = 5 \quad \Gamma\text{ц} - \text{частота коливань на даному режимі};$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 300 \cdot 600^{0.55} \cdot \frac{1 + 600}{1.25 \times 10^4} = 486.484$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{300}{300}\right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{300}\right)^3 \cdot \frac{1.25 \times 10^4}{600} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{486.484}{1} + 0\right) = 70.871$$

4.3 Висновки по розділу

Працюючий дизельний двигун наносить суттєву шкоду оточуючому середовищу. Серед ключових негативних факторів шкідливого впливу є наявність в відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів що отруюють атмосферу.

Відповідно є необхідність проведення заходів щодо знешкодження їх шкідливого впливу. Серед них 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. Враховуючи також шкідливість даних чинників необхідно передбачити певні заходи щодо їх зниження.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності суднового дизельного двигуна, номінальною потужністю 600 кВт, спроектованого на базі прототипу 6ДР 30/50, за рахунок вдосконалення конструкції форсунки.

Відповідно до поставлених в даній роботі завдань зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є морський буксир проекту А202, у якого в якості головного двигуна використовується дизель 6ДР 30/50. 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 принцип роботи штатної паливної системи дизеля. По результатам зробленого аналізу виявлено як переваги так і недоліки в роботі зазначеної системи. Враховано проблеми і особливості роботи форсунок суднового дизеля, та представлено шляхи для їх вирішення. Запропоновано конструктивне рішення форсунки з розпилювачем що має спеціальне захисне покриття від теплових навантажень. Виконано розрахунок основних елементів паливної системи двигуна, та обчислено витратні параметри форсунки.

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 14.2.44.23.17.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Да-та		74

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. 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.

4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.

5. 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.

6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

7. Система стандартів безпеки праці

					ПННІ НУК 142.44.23.17.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		75