

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«24» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності СЕУ на базі головного двигуна
MITSUBISHI 6UEC50LSII шляхом утилізації тепла в установці з
використанням низькокиплячого робочого тіла (п-пентан)

Виконав:

студент групи 63-ТЕМмаг-23

Ненько А.А. .
(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук

(посада, науковий ступень, вчене звання)

Галинкін Ю.М.
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

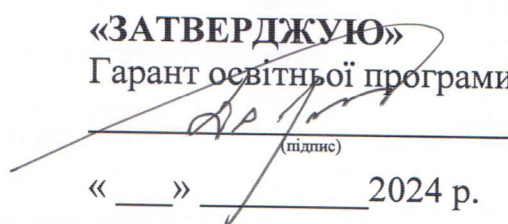
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

« ____ » ____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Ненько Андрію Андрійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності СЕУ на базі головного двигуна MITSUBISHI 6UEC50LSII шляхом утилізації тепла в установці з використанням низькокиплячого робочого тіла (п-пентан)».

Керівник роботи к.т.н. Галинкін Ю.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 за № 50.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ДКРН 50/195 з потужністю 7280 кВт.

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

Вступ. 1. Загальна характеристика судна та його силової установки. 2. Утилізація тепла вторинних енергоресурсів двигуна. 3. Оцінка утилізаційного потенціалу двигуна. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд судна (СК). 2. Поперечний переріз двигуна (СК). 3. Властивості робочого тіла (СХ). 4. індикаторна та теплові діаграми двигуна (СХ).

6. Консультанти роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання при

7. Дата видачі завдання «09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	
1	Вступ.		
2	Загальний розділ.	16.09.2024	
3	Конструкторський розділ.	23.09.2024	
4	Науковий розділ.	07.10.2024	
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	28.10.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	18.11.2024	
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	25.11.2024	
		09.12.2024	

Студент


(підпис)

Ненько А.А.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н. Галинкін Ю.М.

Анотація

Представлений дипломний проект містить у собі 74 сторінки, 34 рисунки, 4 таблиці. При підготовці проекту було використано 12 джерел інформації.

У кваліфікаційній роботі проаналізовано тепловий баланс головного суднового двигуна, запропоновано спосіб утилізації теплової енергії, що відводиться в навколишнє середовище. Розраховано потужність та ефективність утилізаційної установки, що використовує у якості робочого тіла низько киплячу органічну рідину *n*-пентан.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, утилізація тепла, низькокипляче робоче тіло

Abstract

The diploma project includes 74 pages, 34 drawings, 4 tables. At design preparation it has been used 12 information source.

In the qualification work, the heat balance of the main ship engine was analyzed, a method of utilization of heat energy discharged into the environment was proposed. The power and efficiency of the recycling plant using the low-boiling organic liquid *n*-pentane as a working medium is calculated.

Keywords: internal combustion engines, heat utilization, low-boiling working liquid

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ.....	5
1.1 Опис судна	5
1.2 Опис енергетичної установки	6
1.3 Опис конструкції та систем головного двигуна.....	6
РОЗДІЛ 2. УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ ДВИГУНА.....	25
2.1 Заміщення допоміжного котла утилізаційним.....	25
2.2 Заміщення допоміжних дизелів утилізаційним турбогенератором	28
2.3 Заміщення допоміжного котла і допоміжних дизель-генераторів.....	30
2.4 Спільна робота валотурбогенератора з головними дизелями на гвинт	32
2.5 Застосування дизелів з турбокомпаундними системами і валогенераторами	33
РОЗДІЛ 3. ОЦІНКА УТИЛІЗАЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ДВИГУНА MITSUBISHI 6UEC50LSII.....	44
3.1 Розрахунок робочого циклу двигуна 6UEC50LSII	44
2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	55
РОЗДІЛ 4. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА В УСТАНОВЦІ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОКИПЛЯЧОГО РОБОЧОГО ТІЛА.....	59
4.1 Загальна характеристика утилізаційних установок з низькокиплячим робочим тілом.....	59
4.2 Комбінована енергетична установка з низькокиплячим робочим тілом	60
4.3 Низькокиплячі робочі тіла для теплоутилізаційних установок	62
4.4 Особливості експлуатації <i>n</i> -пентанових установок	65
4.5 Розрахунок утилізаційного циклу	69
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	73

					ПННІ НУК 131.61.24.01.ПЗ			
Вим..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Ненько А.А.			Підвищення ефективності СЕУ на базі головного двигуна MITSUBISHI 6UEC50LSII шляхом утилізації тепла в установці з використанням низькокиплячого робочого тіла (n-пентан)	Лит.	Лист	Листов
Перевір.		Галинкін Ю.М.					3	74
						63ТЕМмаг-23		
Н. Контр.		Галинкін Ю.М.						
Затв		Нестеренко В.В.						

ВСТУП

В умовах швидкого зростання цін на органічне паливо енергозбереження та зниження витрат палива набуває все більшого значення. Суднові малообертові двигуни на сьогоднішній день є найбільш ефективними перетворювачами хімічної енергії вуглеводневих палив в механічну енергію. ККД таких двигунів досягає 51%, що є досить високим показником для теплового двигуна, але, з іншого боку це означає що половина енергії не використовується за прямим призначенням, а відводиться в навколишнє середовище разом з теплом вторинних енергоресурсів двигуна: вихлопними газами, теплом надувочного повітря, охолоджуючої води та масла.

Одним з напрямків енергозбереження є утилізація низькопотенційної енергії головного двигуна на судні для отримання механічної або електричної енергії.

До енергетичних установок, що утилізують низькопотенційну енергію, відносять установки, що застосовують низькокиплячі робочі тіла, які мають досить високий тиск насичених парів при низьких температурах, і тому давно привертають увагу розробників в різних областях енергетики і, зокрема, в судновій енергетиці. В якості низькокиплячих робочих тіл застосовують фреони, водний розчин аміаку, пентан, ізопентан, бутан, ізобутан та ін.

У данній кваліфікаційній роботі розглядається можливість перетворення низькопотенційного тепла головного двигуна у механічну енергію утилізаційною установкою з низько киплячим робочим тілом *n*-пентан (R601).

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Опис судна

Судно «Maersk Edison» (ІМО 9463011), узятє в якості прототипу в даному дипломному проєкті, є першим із серії з п'яти суден, збудованих для британської судноплавної компанії Zodiac. Це судно є найбільшим контейнеровозом, побудованим на верфі Hyundai Samho Heavy Industries, Ltd (Корея). «Maersk Edison» контейнеровоз з центральним розташуванням надбудови і кормовим розташуванням машинного відділення. Довжина судна 366,32 м, ширина 48,2 м, осадка 15,5 м. Швидкість судна 24,7 вузлів [1], екіпаж 20 чоловік. Судно ходить під прапором Ліберії.

Загальний вигляд судна взятого у якості прототипу наведено на рис.1.1, та на кресленні Судно «Maersk Edison».



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «Maersk Edison»

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.2 Опис енергетичної установки

В якості головного на судні встановлений двотактний дизель з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) 6ДКРН 50/195 (MITSUBISHI 6UEC50LSII) з діаметром циліндра 500 і ходом поршня 1950 мм [2].

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до 700 сСт при температурі до 50°C, а також палива типу RMG 380.

Двигуни серії UEC50LSII характеризуються високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів і високим ступенем стискування. Ці характеристики разом з оптимізованою камерою згоряння дозволяють мати високі експлуатаційні показники при роботі на режимах часткових навантажень і високу ефективність.

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 7280$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{кв} = 115$ хв⁻¹.

Суднова електроенергетична установка в складі:

– три допоміжних автоматизованих дизель-генераторів: два YANMAR 6N18 потужністю 660 кВт кожний та один Cummings NTA 855-G3 потужністю 334 кВт.

1.3 Опис конструкції та систем головного двигуна

Дизель 6UEC50LSII (рис. 1.2) – це двотактний, шестициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованими циліндрами [3, 4].

Фундаментна рама (рис. 1.3) двигуна спрощеної коробчатої форми - сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна болтами на сталевих клинах [2]. Поперечні опори - сталеві литі з отворами для виходу анкерних зв'язків.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

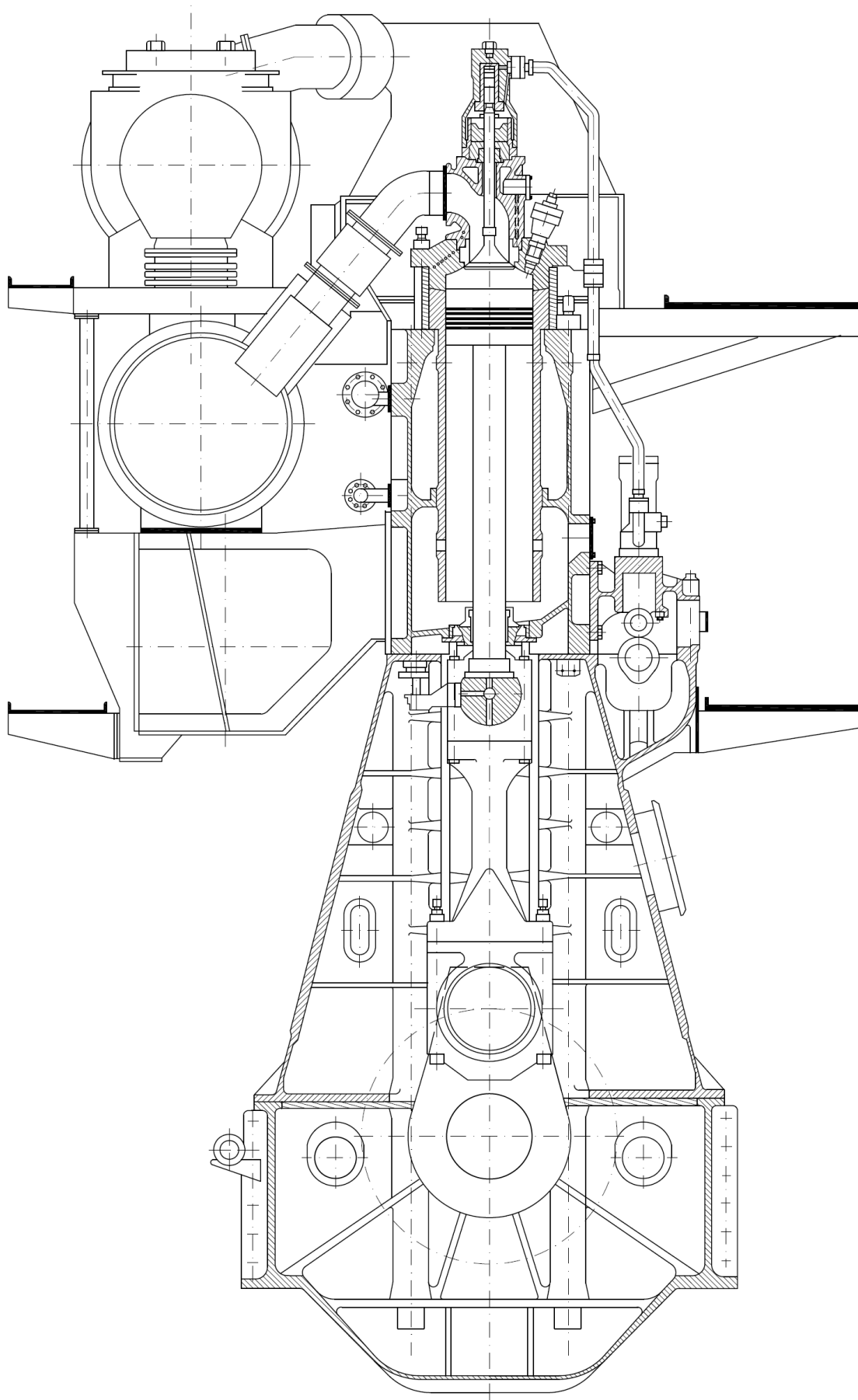


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна MITSUBISHI 6UEC50LSII

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Тонкостінні сталеві вкладиші рамних підшипників залиті білим металом (бабітом). У кормовій частині піддона фундаментної рами є отвір, закритий сіткою, для зливу мастила з картера в циркуляційну масляну цистерну, розташовану під двигуном у подвійному дні корпуса судна. З корми двигуна є відсік приводів з вбудованим упорним підшипником.

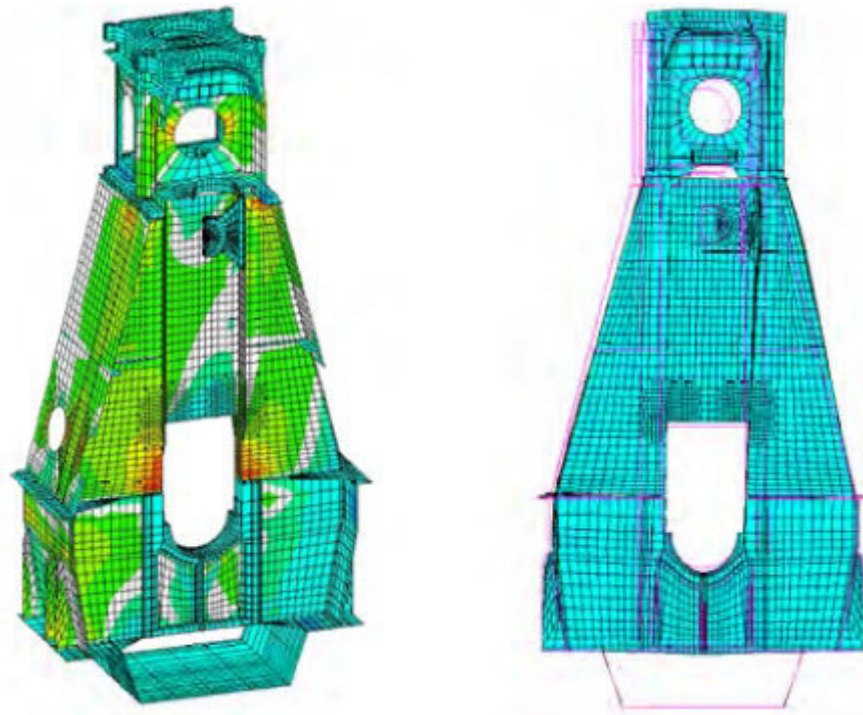


Рисунок 1.3 – Фундаментна рама та блок циліндрів

Станина – сталева суцільнозварна з вхідними дверима в кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку управління. Відсік приводів має двері і з протилежного боку. Запобіжні клапани картера (6 одиниць) розташовані у верхній станини з боку газовихлопу та один – з носового торця. Кожен циліндр має по 4 сталевих направляючих крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

Втулка циліндра (рис. 1.4) – суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну. У нижній її частині є тридцять продувних вікон. Як і в двигунах фірми більш ранніх модифікацій, масивний борт вірніше частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашкового

									Аркуш
									8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата					

простору в кришку циліндра. Змазка циліндричної втулки забезпечується за допомогою двох рядів отворів циліндрового мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздавальні канавки.

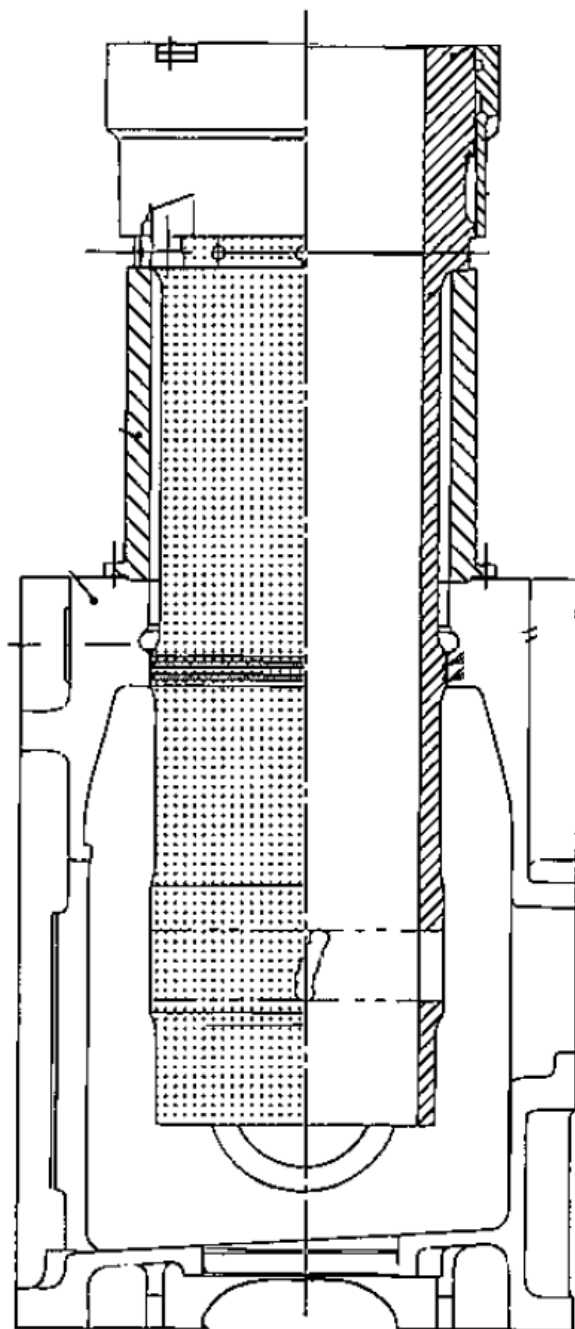


Рисунок 1.4 – Втулка циліндра

Кришка циліндра (рис. 1.5) – сталева лита, ковпачкового типу, зі свердлінням для проходу охолоджуючої води. У кришці розташовані дві форсунки, вихлопний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан.

Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки.

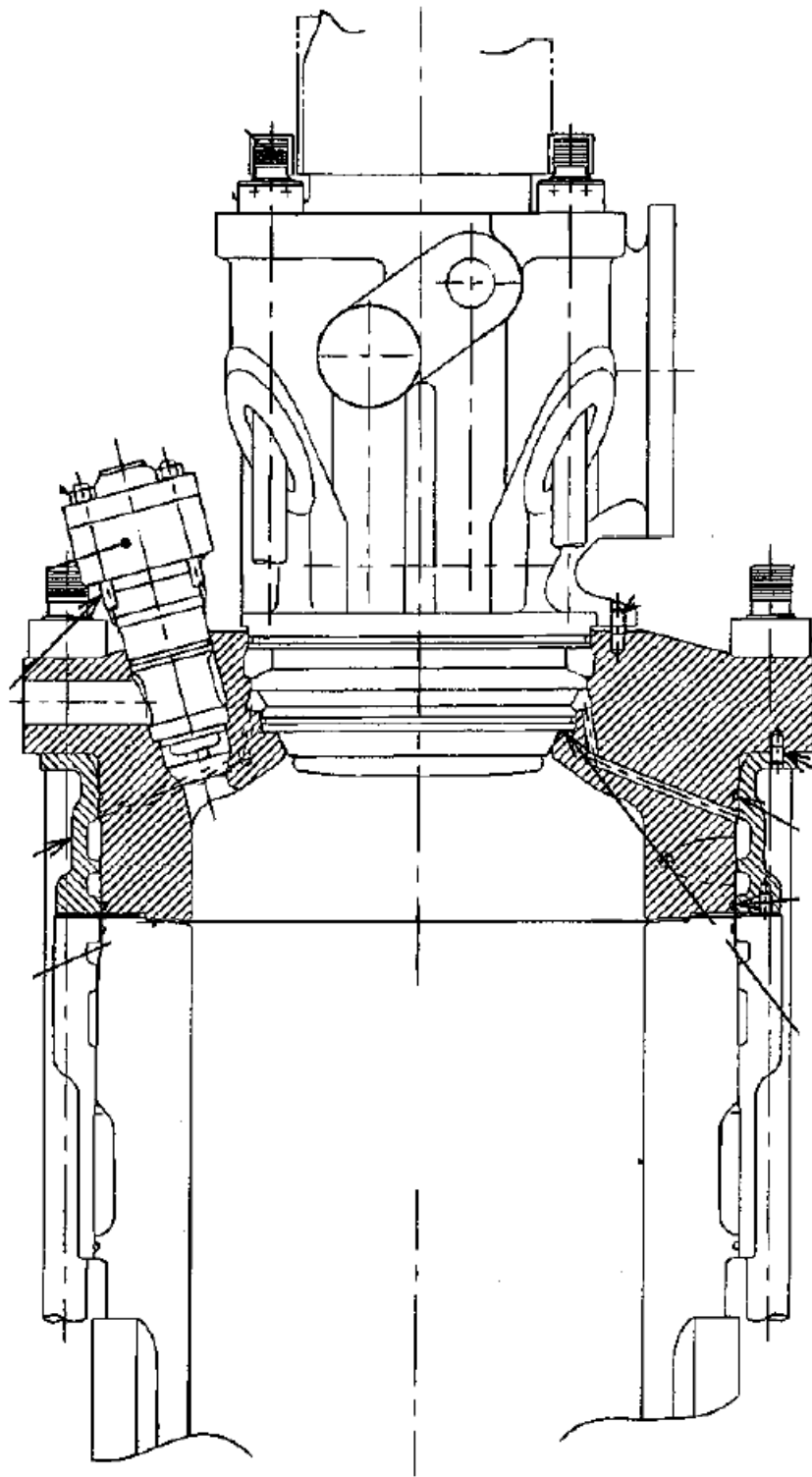


Рисунок 1.5 – Кришка циліндра

Випускний клапан використовується для випуску продуктів згоряння палива в циліндрі двигуна і монтується з чотирма наборами шпилькових болтів та гайками у центрі кришки циліндра.

Копус випускного клапана (рис. 1.6) складається з штока клапана із теплостійкої спеціальної сталі, направляючої штока клапана, яка підтримує рух штока клапана, циліндру, який приводить в рух випускний клапан, поршню, циліндру повітряної пружини і поршня пневматичного демпферу.

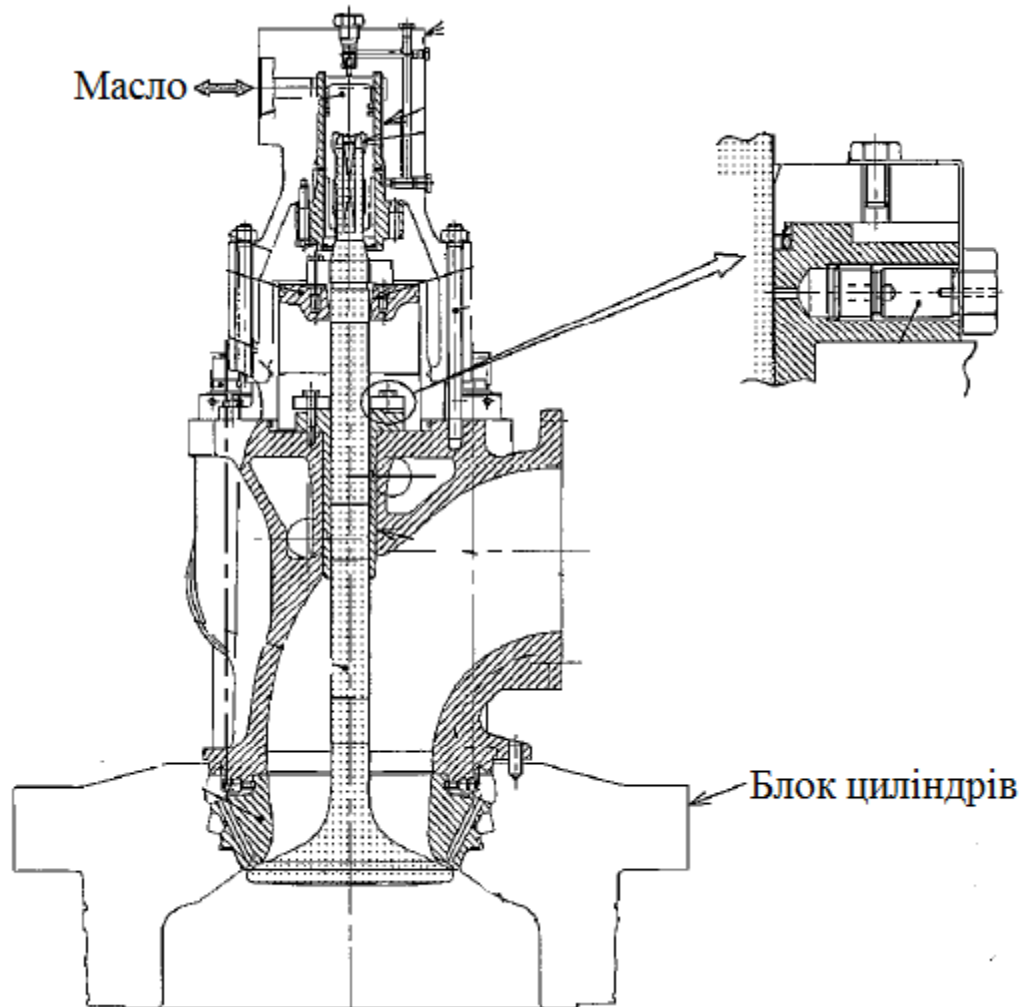


Рисунок 1.6 – Блок випускного клапана

Кріплення клапана з спеціальної сталі розташоване на нижньому торці. У верхній частині поршня розташовано діагональний виїм, щоб обертати випускний клапан за допомогою масляного приводу. Стійка клапана в якій є

водяний канал, охолоджується водою, яка підводиться через кришку циліндра і відводиться через зовнішній контур направляючої штоку клапана.

Пусковий повітряний клапан (рис. 1.7) встановлений на верхній поверхні кришки циліндра та використовується для запуску двигуна і пропускає повітря в циліндр, коли надходить відповідна команда. Якщо розпочато процес запуску двигуна, відкривається автоматичний пусковий повітряозабірник, а стиснуте повітря з повітряного резервуара відправляється на клапан пуску повітря і прохід "А" в кришці циліндра.

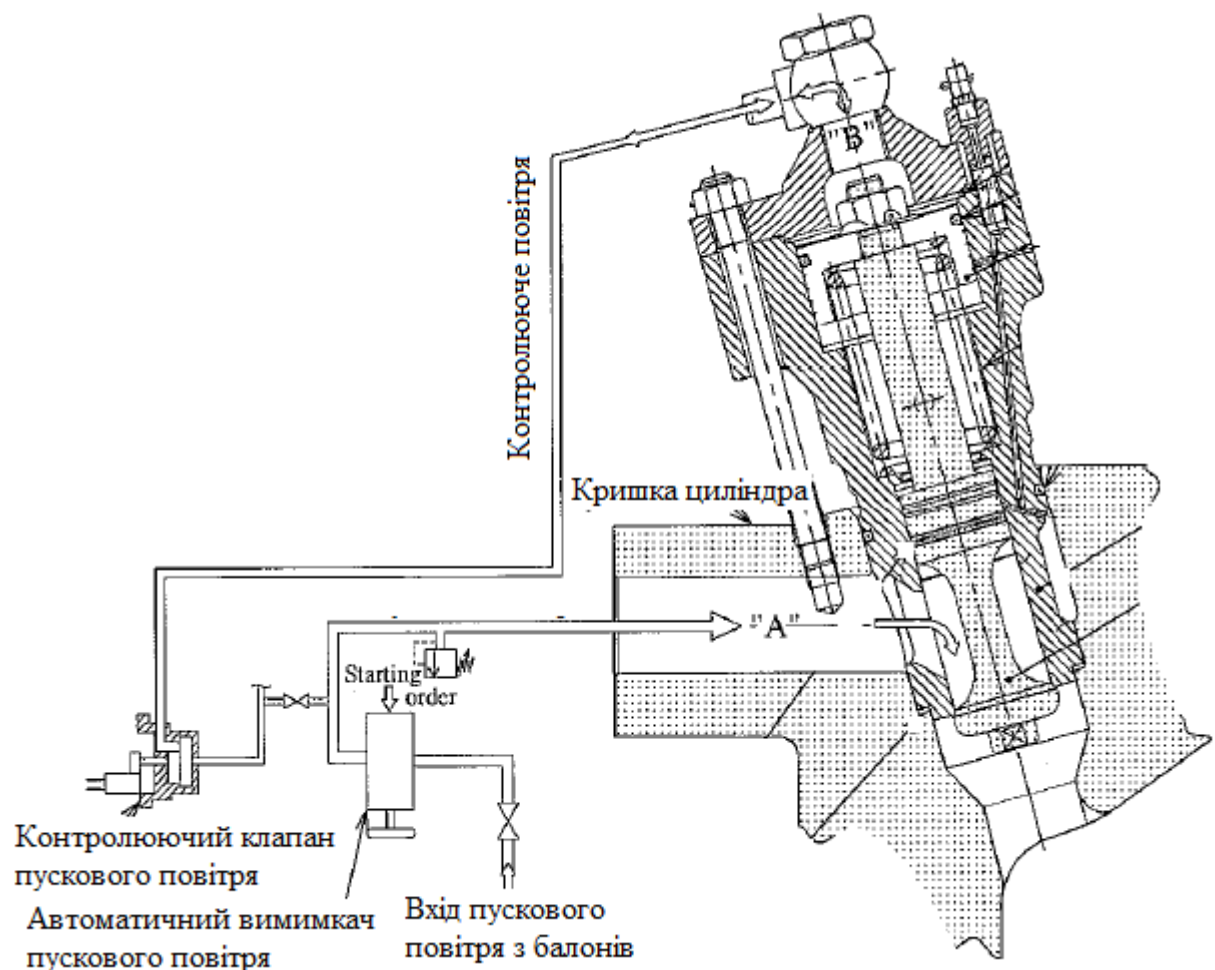


Рисунок 1.7 – Пусковий повітряний клапан

З іншого боку, пускове повітря, що відправляється до пускового клапана, направляється в пусковий повітряний клапан і використовується для "відкриття" та "закриття" пускового повітряного клапана. Керуюче повітря,

яке надходить від пускового контрольного клапана, подається у верхній простір "В" регулюючого поршня.

Тиск повітря сприймається верхньою поверхнею поршня, штоку клапана, подолавши супротив пружини, і клапан відкривається. Таким чином, в циліндр, допускається вихід повітря каналу "А", яке проходить між корпусом клапана та стрижнем клапана.

Коли управляюче повітря переміщується до верхнього проміжку поршня, поршень та стрижень клапана піднімаються вгору силою пружини, і клапан закривається. Вивантаження керуючого повітря здійснюється за допомогою клапана пуску повітряного контролю за заданим часом.

Запобіжний клапан циліндру (рис. 1.8) оснащений верхньою поверхнею кришки циліндра, автоматично відкривається та відводить газ високого тиску всередині циліндра у випадку, якщо тиск газу в циліндрі досягає аварійно високого рівня, та перевищує певну межу, використовується для забезпечення безпечної експлуатації двигуна.

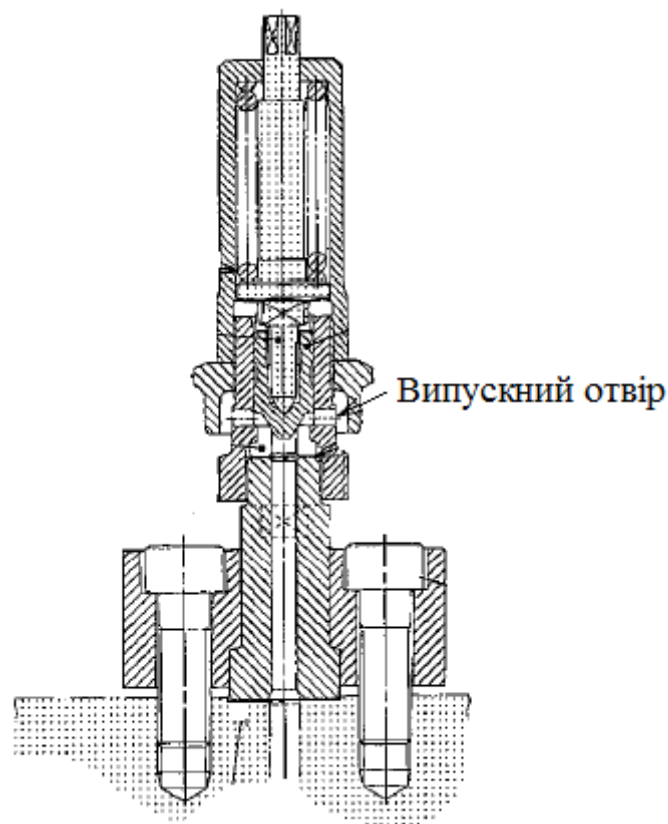


Рисунок 1.8 – Запобіжний клапан циліндру

Захисний клапан циліндру містить у своїй нижній секції спеціальне кріплення із сталевим клапаном та клапан, а над цим клапаном – шпindel та пружину. При тиску, що перевищує задане значення, клапан піднімається вгору, щоб газ вийшов в атмосферу через отвори газовідводного отвору в напрямку клапана.

Якщо при роботі двигуна вмикається запобіжний клапан циліндра, причиною вмикання є ненормально високий тиск у циліндрі, пошкодження запобіжного клапана або неправильне встановлення тиску запобіжного клапана.

Запобіжний клапан циліндра має структуру, яка дозволяє регулювати тиск продувки до необхідної величини, регулюючи пружинну опору.

Індикаторний клапан (рис. 1.9) встановлений на кришці циліндра, щоб виміряти зміну тиску в циліндрі під час роботи двигуна. Індикатор прикріплений до газу, що відводиться з циліндра, і тиск у циліндрі вимірюється шляхом "відкриття" індикаторного клапана.

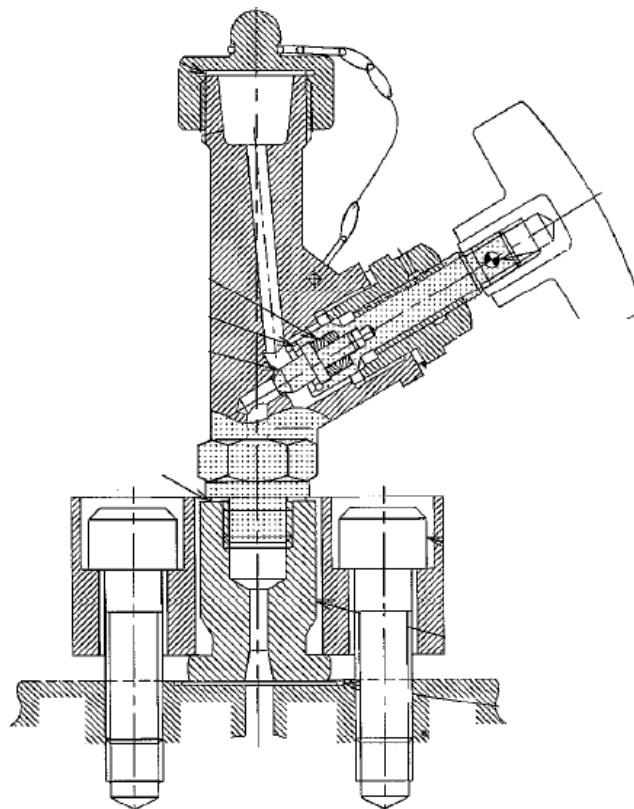


Рисунок 1.9 – Індикаторний клапан

Корпус клапана виконаний з спеціальної сталі і має різьбу на газі, що виймається з нього, що дозволяє вмикати індикатор. Шпindelь клапана розташований посередині газопроводу, у прорізі корпусу випускного клапана. Контактні поверхні шпінделя клапана та корпусу клапана посилюються за допомогою зварювання кришки.

Оскільки сажа та масло прилягають до газового каналу кришки циліндра, для прийому індикаторного тиску під час роботи двигуна, перед тим, як приєднати індикатор до клапану, трохи відкрити індикаторний клапан і продути частинки зчеплення. Період видування повинен бути один-два рази згорання в кожному циліндрі.

Клапан очищення – це двовтулковий клапан, виготовлений із сталевий пластини і складається з пластини клапана, упору, валу, противаги (рис. 1.10).

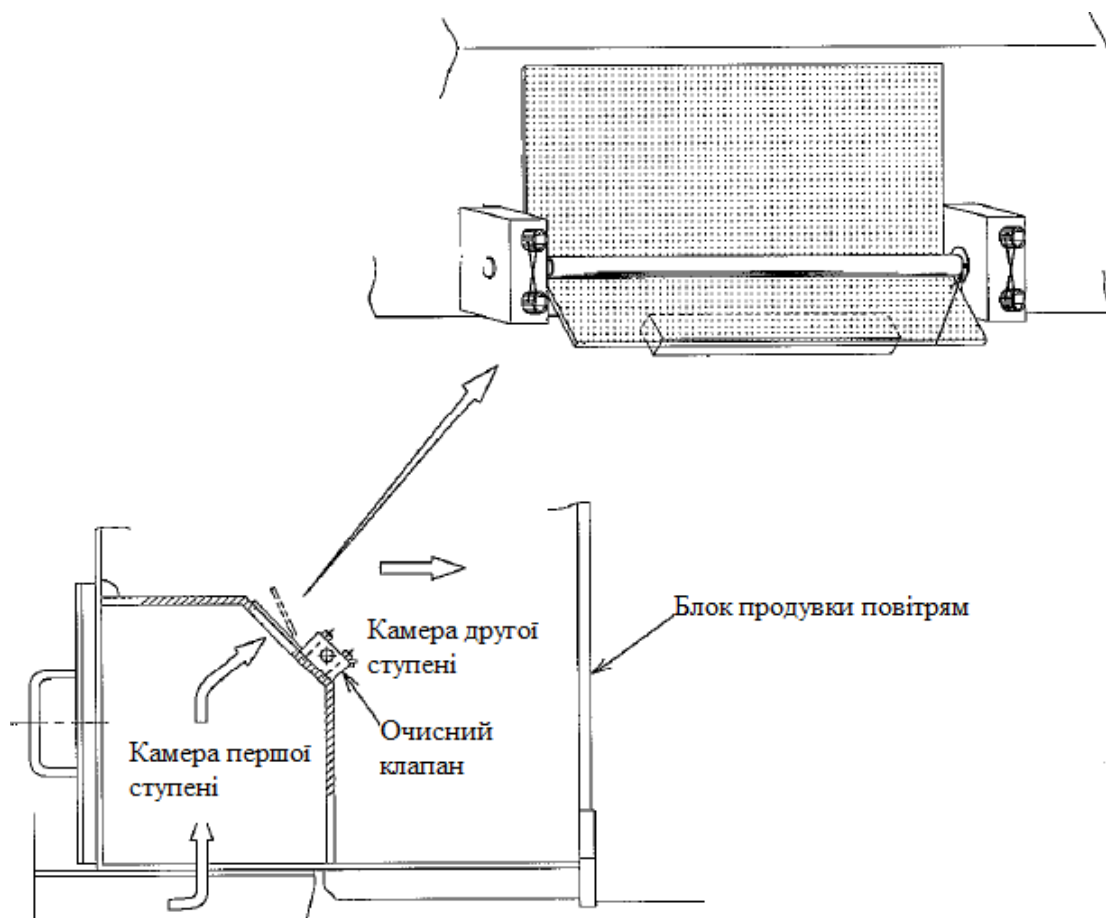


Рисунок 1.10 – Очисний клапан

Клапан очищення (клапанна плита) відкривається та закривається автоматично при різному тиску повітря між першою та другою камерою.

Під час роботи двигуна повітря, що стискається та охолоджується, витікає з першої камери повітряного каналу проходить через такий клапан, при цьому клапан та запобігає поверненню потоку у другу камеру.

Поршень (рис. 1.11) має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю. У поршні розміщені чотири компресійних кільця, в спідниці - два красномідних приработочних паска. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталевий трубки усередині штока. Поршень виготовлено із хром-молібденової сталі.

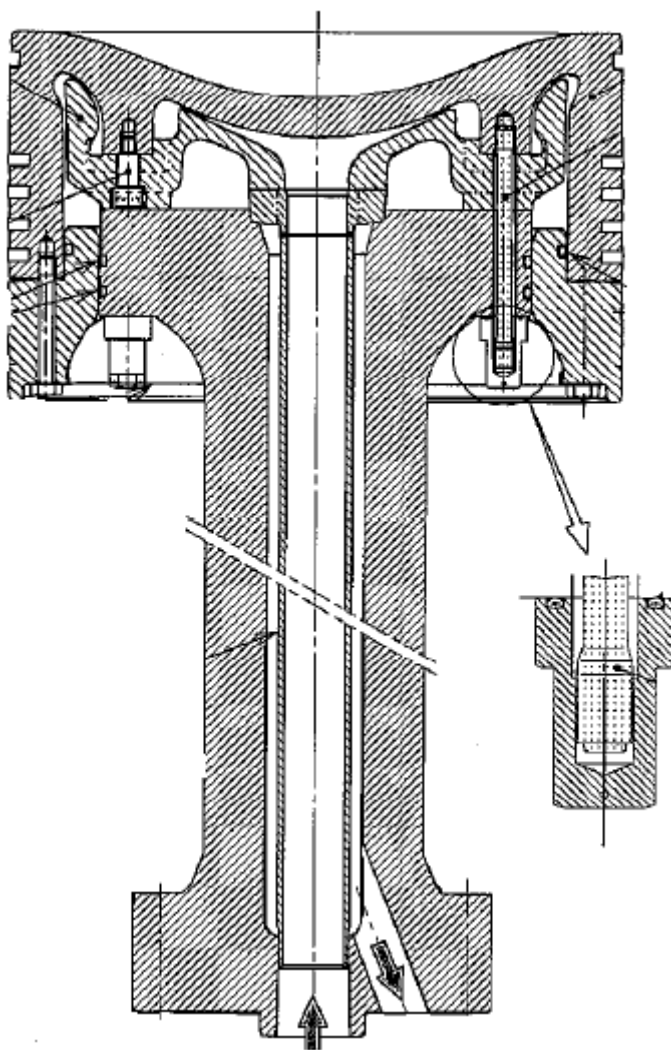


Рисунок 1.11 – Поршень

Колінчастий вал (рис. 1.12) – сталевий полузіставний, кривошипи литі, рамні шийки запресовані . З носа двигуна на валу є демпфер осьових коливань. Тут же насаджена однорядна зірка для приводу допоміжних валів з урівноважуючими балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться дворядна зірочка привода розподільного вала.

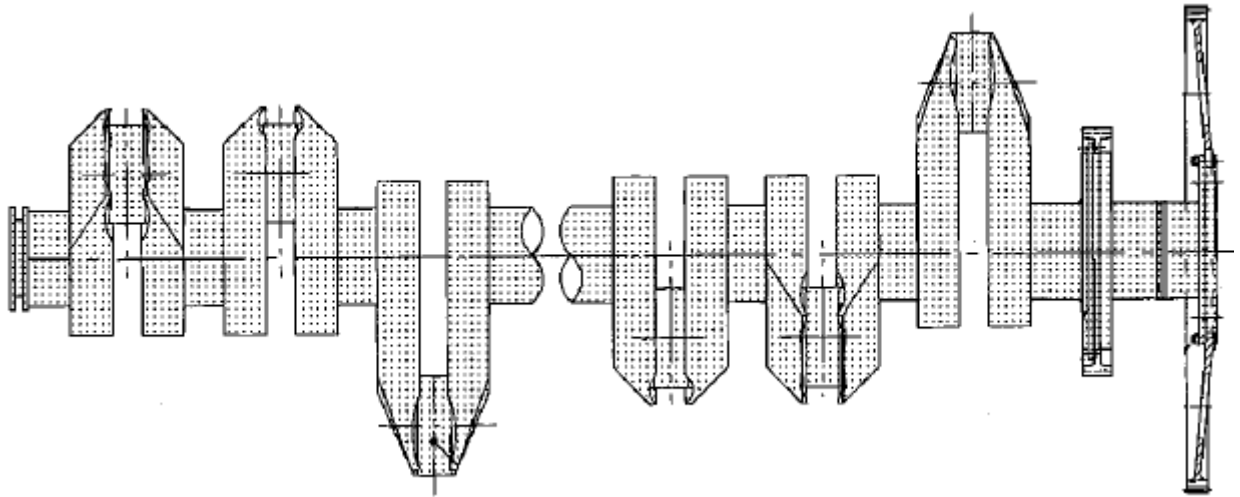


Рисунок 1.12 – Колінчастий вал

Шатун (рис. 1.13) виготовляється у вигляді сталеві виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка - безвильчатого типу, верхня і нижня головки - невід'ємні. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві підкладки, залиті білим металом. Усередині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового підшипника.

Крейцкопф – двосторонній, з чотирма повзунами, залитими білим металом. Поперечина сталеві кована зі просвердленими каналами для проходу масла. До поперечини кріпиться різьбовим з'єднанням під'ятник штока поршня, коліно телескопа підведення змащення і зливна труба масла охолодження поршня.

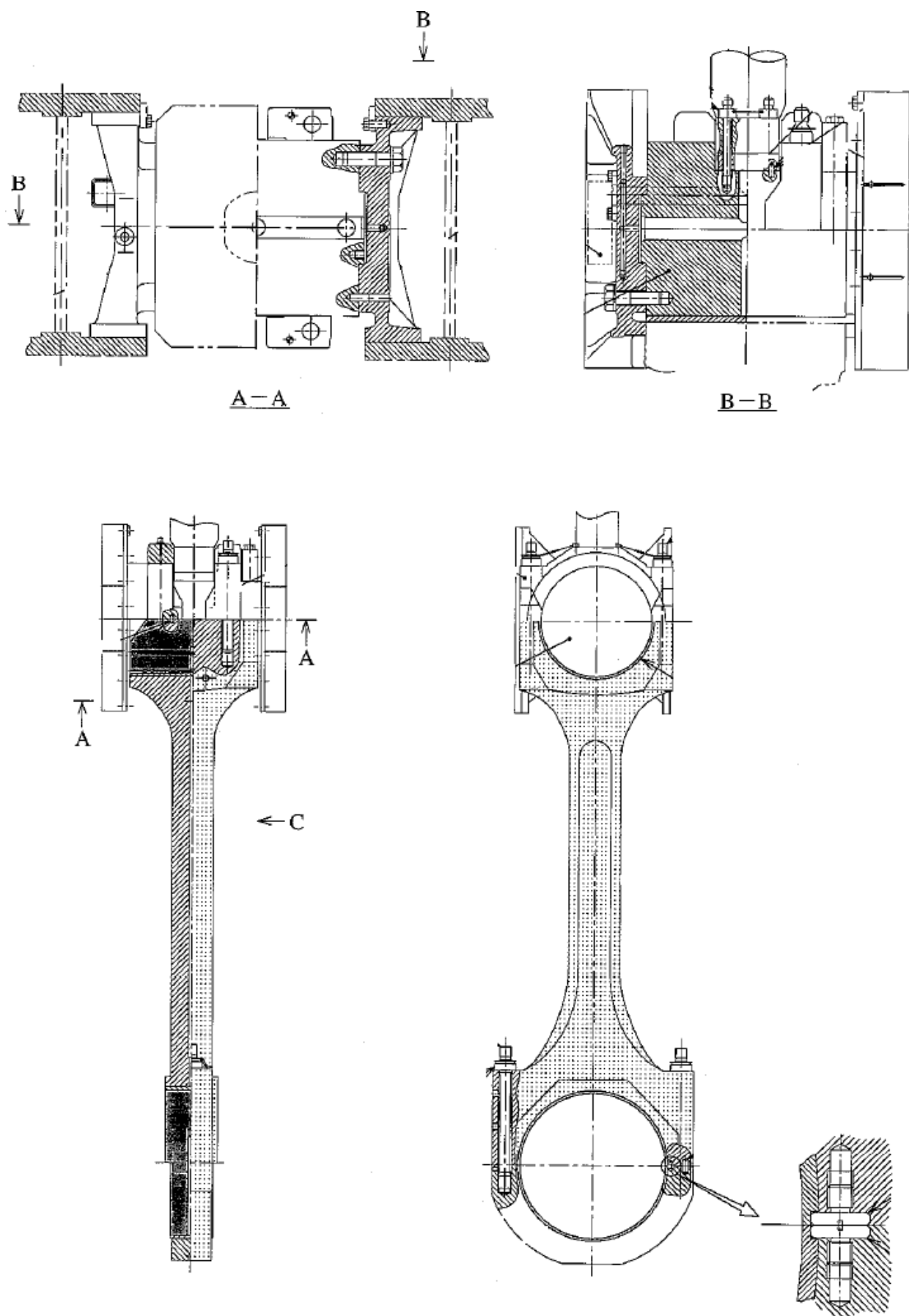


Рисунок 1.13 – Шатун

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

Розподільний вал приводиться дворядним чотирьохдуюмовим ланцюгом (рис. 1.14). Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів – таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції другого порядку. Від розподільного валу приводиться вал лубрикатора циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

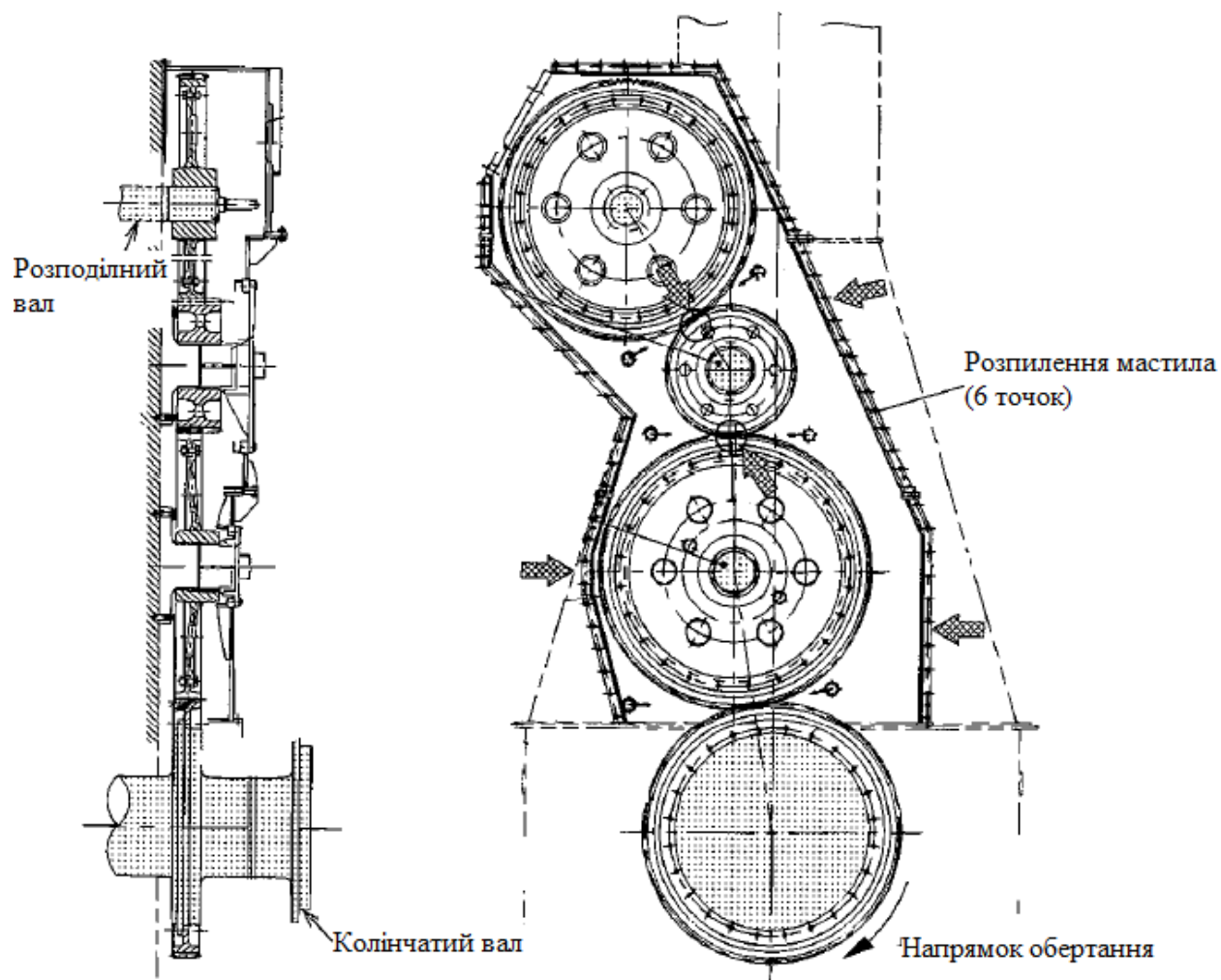


Рисунок 1.14 – Привід розподільного валу

З кормового торця до розподільного валу кріпиться валик повітророзподільника. Кулаки паливо і газорозподілу і сполучні фланці ділянок розподільного валу насаджені гарячопресовою посадкою, (рис. 1.15).

Двигун має загальноприйняту систему пуску, що включає в себе головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотниковий повітророзподільник. При реверсі двигуна реверсують тільки повітророзподільник і штовхачі ПНВТ (за допомогою актуаторів на кожному насосі) [3].

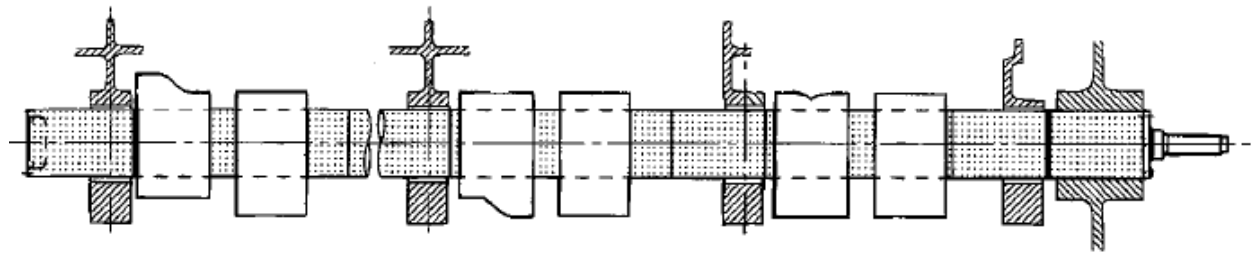


Рисунок 1.15 – Розподільний вал

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована зіставна циліндрова втулка, складаючись з двох частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виробляються з модифікованого чавуну. У верхньому бурті нижній частині втулки просвердлені отвори для восьми штуцерів циліндрової змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходження охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині – чотирма гумовими кільцями, у верхній частині в районі сорочки охолодження – двома гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів – по таким же перепускним трубкам.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

Двигун такого типу, який має резонансну частоту аксіальної вібрації у діапазоні використання, може бути обладнаний аксіальним демпфером вібрації (рис. 1.16).

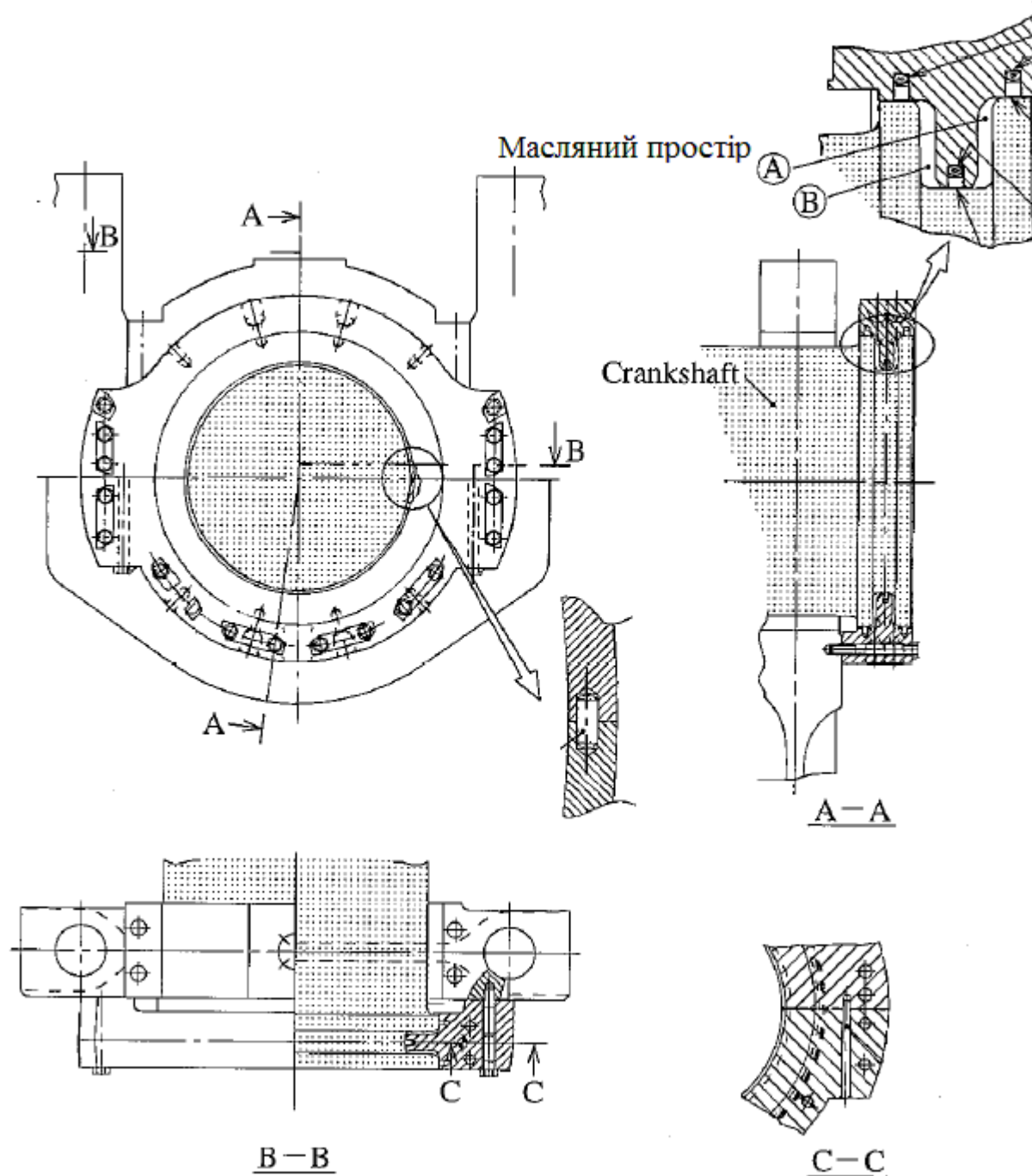


Рисунок 1.16 – Демпфер крутильних коливань

Осьовий демпфер вібрації встановлений на вільному кінці колінчастого валу в двигуні, а масляному просторі утвореному корпусами. Незважаючи на

те, що колінчастий вал вібрує в осьовому напрямі, коли осьові коливання з'являються через з'єднання з крутильною вібрацією та іншими, рух вібрації ослаблюється маслом, заповненим в масляних просторах осьового демпфера, і він зменшує осьову амплітуду колінчастого валу.

Паливна система, включає бункерні цистерни, з яких паливо перекачується насосами в проміжну цистерну, звідки через сепаратори воно може подаватися у відповідні витратні цистерни ("добові цистерни").

Для забезпечення найбільш задовільного очищення важкого палива сепаратори обладнані підігрівачами де паливо може підігріватися до температури 95-98 °С.

З конкретної витратної цистерни паливо подається до одного з двох електричних підкачуючих насосів, який подає паливо під тиском (по можливості через витратомір) до сторони низького тиску паливної системи.

Після цього паливо надходить до одного з двох електричних циркуляційних насосів, а від нього через підігрівач, регулювальник в'язкості, фільтр і до паливних насосів.

Відсічне паливо від форсунок і насосів через трубу поворотного палива перепускається назад до сторони всмоктування циркуляційного насоса. Для підтримки постійного тиску в головній магістралі на вході паливних насосів, продуктивність і подача циркуляційного насоса перевищує кількість палива, що витрачається двигуном.

Окрім цього, встановлюється підпружинений байпасний клапан який функціонує як перепускний між входом до ПНВТ і поверненням палива і, таким чином, підтримує постійний тиск в приймальному паливному трубопроводі.

Для того, щоб підтримувати рівномірний потік підігрітого палива через паливні насоси, корпуси і форсунки на всіх навантаженнях (включаючи зупинений двигун), на виході форсунок встановлюється золотник і циркуляційний отвір.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Завдяки "вбудованій" циркуляції підігрітого палива може підтримуватися робоча температура паливних насосів і форсунок навіть тоді, коли двигун зупинений.

Паливна система розрахована на роботу двигуна, як на дизельному, так і на важкому паливі. З цистерни основного запасу паливо перекачується насосом в решту цистерн, звідки через сепараторів у витратні цистерни.

Система змащення повинна забезпечувати живлення маслом всі тертьові частини дизеля з метою зменшення втрат на тертя й зношування, а також для часткового відводу з маслом теплоти, що виділяється при терті.

Система циркуляційної змазки, об'єднана з масляною системою охолодження поршнів, обслуговується насосом з приводом від електродвигуна. Масло для кривошипно-шатунного механізму, упорного підшипника, приводного відсіку і розподільних валів паливних насосів і випускних клапанів після редуційного клапана поступає під тиском 0,18 МПа. по трубопроводу. З піддону масло через патрубок зливається в стічну цистерну. Рекомендовані температури масла: на вході 40...45 °С і на виході 46...52 °С.

Змащення втулок здійснюється від лубрикаторів по одному на циліндр з приводом від розподільного валу паливних насосів.

Мастило підшипників газотурбонагнітачів забезпечується самостійною циркуляційною системою.

Для змащення циліндрів на дизелі встановлено шість лубрикаторів. Система змащення головного руху, упорного підшипника, приводного відсіку циркуляційна, під тиском.

Система змащення приводів паливних насосів і випускних клапанів і гідравлічних демпферів штовхачів випускних клапанів автономна, під тиском.

Змащення важелів і шпинделів випускних клапанів здійснюється від автономної централізованої системи змащення.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Система змащення підшипників газотурбонагнівачів (ГТН) гравітаційна.

Система охолодження замкнута, двоконтурна, з приводом насосів заборотної і прісної води від електродвигунів. На всіх режимах роботи двигуна за допомогою терморегулятора температуру прісної води рекомендується підтримувати на вході 70 °С і на виході 85 °С. Вода підводиться до циліндрів під тиском 0,25 МПа по трубопроводу і відводиться через корпуси випускних клапанів по трубопроводах. Від магістралі прісної води здійснюється і охолодження корпусів турбін нагнітачів.

Поршні охолоджуються маслом від циркуляційної системи мастила з підведенням по трубопроводу за допомогою телескопічного пристрою і відведенням через контрольні колонки по трубопроводу в стічну цистерну.

Система пускового повітря складається з елементів системи управління і системи пускового повітря.

Система управління електричного/пневматичного типу. Вона спроектована для:

- управління з місцевого поста двигуна;
- дистанційного керування з ЦПУ.

Система складається з трьох підсистем:

- системи регулювання;
- системи реверсування;
- системи захисту.

За допомогою системи регулювання можна запускати і зупиняти двигун і управляти їм. Функції Пуску і Зупинки проводяться пневматично.

РОЗДІЛ 2

УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ ДВИГУНА

2.1 Заміщення допоміжного котла утилізаційним

Результати оцінки втрат енергії з продуктами згоряння, що викидаються в атмосферу з силових та теплогенеруючих установок мобільної техніки, свідчать про значні резерви підвищення економічності та можливості отримання додаткової корисної роботи у разі утилізації цієї енергії.

Можливі два напрями використання термічного потенціалу вторинних енергоресурсів двигуна (ВЕР) - для забезпечення теплотою тих чи інших споживачів на судні і для отримання додаткової корисної роботи. Остання або передається (додається) безпосередньо на колінчастий вал поршневого ДВЗ, або використовується для приводу деяких агрегатів і систем силової установки.

Заміщення допоміжного котла утилізаційним – найбільш проста схема часткової утилізації теплоти випускних газів (рис. 2.1). Пар, що виробляється утилізаційним котлом під час ходу судна, направляється в системи нагрівання палива, масла, води, калориферного, парового опалення та на інші потреби.

Теплота випускних газів головних дизелів перетворюється на енергію пара, використовуваного для теплопостачання. Таке однорідне перетворення енергії характеризується малими втратами в утилізаційному котлі і теплообмінниках.

У утилізаційному котлі відбувається звичайний теплообмін між газами і пароводяною сумішшю. Незначна частина теплоти газів (3...4%) передається через стінки зовнішньої обшивки котла в навколишнє середовище і ККД утилізаційного котла $\eta_{ук} = 0,96...0,97$. У котлі з байпасним газопроводом $\eta_{ук} = 0,9...0,92$, тому що додатково тратиться 3-4% енергії газів протіканням через нещільності газової заслінки.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

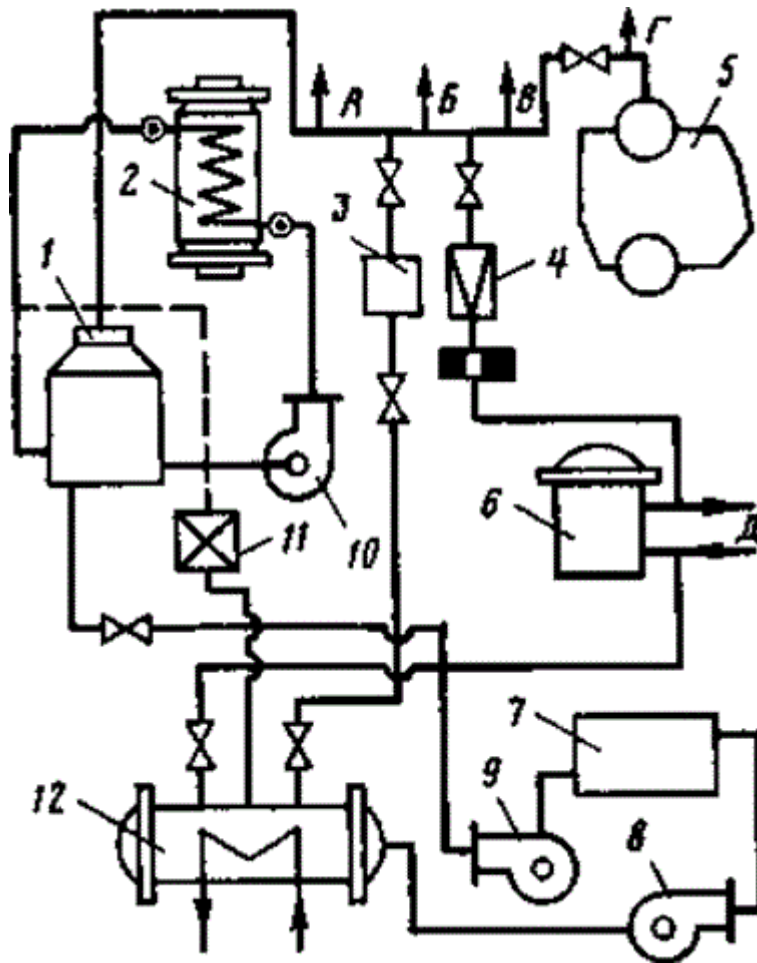


Рисунок 2.1 – Принципова схема утилізаційної установки:

1 - сепаратор пари; 2 - утилізаційний котел КУП 165 / 7 , 3 - серводвигун з золотником ; 4 - редукційний клапан з дросельною шайбою; 5 - допоміжний котел; 6 - водоопреснювальні установка; 7 - теплий ящик; 8, 9, 10 - конденсатний, живильний і циркуляційний насоси; 11 - регулювальний клапан; 12 - охолоджувач конденсатора; А - до реле тиску; Б - до споживача пари; В - в систему паротушіння ; Г - в систему підігріву масла, палива, води; Д - вихід і вхід гріючої води.

Утилізаційний котел вводиться в дію відкриттям газової заслінки і пуском циркуляційного насоса зазвичай з виходом на режим повного ходу ($Ne > 50 \%$). Пара, який виробляють зазвичай достатньо для задоволення всіх теплових

потреб. В умовах повного заміщення допоміжного котла необхідна паропроductивність досягається при температурі вихлопних газів, що перевищує мінімально допустиму $T_{\min} = (160...180) + 273 \text{ K}$, при якій гарантується відсутність кислотної корозії поверхонь нагрівання.

Інакше кажучи, у даній схемі використовується тільки частина наявної теплоти газів, тому вона і називається системою часткової утилізації. Виняток становлять такі схеми утилізації на танкерах, судах льодового плавання, де через великих витрат пари прагнуть використовувати всю наявну теплоту газів.

Утилізаційні котли в цій схемі відрізняються простотою компонування, регулювання та обслуговування. Є тільки випарні поверхні нагрівання: одна - дві секції при газовому регулюванні продуктивності заслінкою з байпасним газопроводом, кілька секцій при регулюванні продуктивності зміною поверхні нагрівання. Застосовується також регулювання продуктивності скиданням надлишків пари на атмосферний конденсатор. Насичений пар з утилізаційного котла направляють в сепаратор пара і далі від загального паропровід, що з'єднує допоміжний і утилізаційний котли, відводиться до споживачів.

При потужності головного двигуна 50 % і більше, коли власні потреби установки в парі повністю задовольняються, реле тиску через золотник управляє скиданням надлишків пари на конденсатор. На сталих режимах при змінних витратах пари постійність тиску підтримується перепуском пара на конденсатор через регулювальний клапан. З переходом на режими роботи зі зниженою потужністю ($N_e < 50 \%$) в дію вводиться допоміжний автоматизований котел, циркуляційні насоси зупиняють і утилізаційний котел вимикається.

При експлуатації утилізаційні котли схильні до значних забруднень поверхні нагрівання з боку газів. Відкладення частинок неповного згоряння палива і масла особливо інтенсивно відбуваються на режимах малого ходу. У результаті виникає небезпека загоряння осаду і вибуху парів. Звідси обмеження на тривалість режимів малого ходу і обоснованість перепуску газу по байпасному газопроводу, мимо котла. Для очищення поверхонь нагріву

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

застосовують сажеобдування вологою парою і стисненим повітрям. Погіршення теплообміну в експлуатаційних умовах враховують у розрахунку температурного напору і компенсують деяким збільшенням поверхні нагріву утилізаційного котла.

2.2 Заміщення допоміжних дизелів утилізаційним турбогенератором

Обмежені можливості утилізації теплоти випускних газів у схемі I, обумовлені помірними витратами пара на допоміжні потреби, усуваються в схемах глибокої утилізації. Основна частина пари, що виробляється утилізаційним котлом, використовується в утилізаційній паротурбінній установці, що працює по циклу Ренкіна. Теплова енергія випускних газів у турбогенераторі перетворюється в електричну і витрачається на привід допоміжних механізмів, освітлення та інші споживачі. Таке перетворення теплової енергії через низький ККД паросилового циклу (до 17-20 %) вимагає великих витрат пари, а отже, і підвищення паропродуктивності утилізаційного котла. Для задоволення допоміжних потреб установки в тепловій та електричній енергії, в котлі віднімається 2 / 3 - 3 / 4 наявної теплової енергії випускних газів, що і характеризує схему II як схему глибокої утилізації.

Утилізація тут умовно розглядається тільки в рамках використання пари в паротурбінній установці. У енергоустановках підвищеної потужності ($N_e > 10$ тис. кВт) на режимах повного ходу турбогенератор зазвичай забезпечує повністю потреби установки в електроенергії, тобто виконуються умови повного заміщення допоміжних дизель-генераторів.

Можливо і часткове заміщення, коли енергопостачання забезпечується при спільній роботі дизель-генераторів і турбогенератора. Узгоджені рішення приймаються на основі розрахунків системи утилізації і вибору типових турбогенераторів.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

В системі глибокої утилізації істотно ускладнюється конструкція утилізаційного котла і зростають його габарити. У зв'язку з розвитком поверхонь нагріву застосовують прямокутну компоновку корпусу, в якій розміщуються випарні секції, пароперегрівач і економайзер (рис. 2.2). Схема паросилового циклу (рис. 2.3) доповнюється обладнанням турбогенератора: вакуумним конденсатором, ежектором, конденсатним насосом.

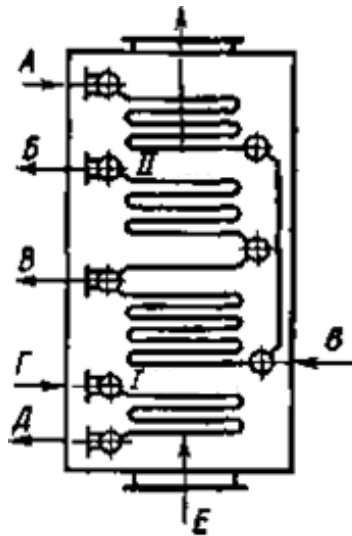


Рисунок 2.2 – Схема поверхонь нагріву утилізаційного котла:

А, Г, Е-вхід відповідно води, насиченої пари, газів; Б, Д - вихід відповідно вологої пари в сепаратор і перегрітої пари; В - подача пари при аварійному режимі

Передбачається автоматичне регулювання паропродуктивності і введення в дію допоміжних дизель- генераторів при зміні режимів роботи або раптової зупинки головних двигунів. Зазвичай передбачається і відбір насиченої пари на господарсько-побутові потреби , підігрів палива, масла, тому доцільно розглянути загальну схему глибокої утилізації.

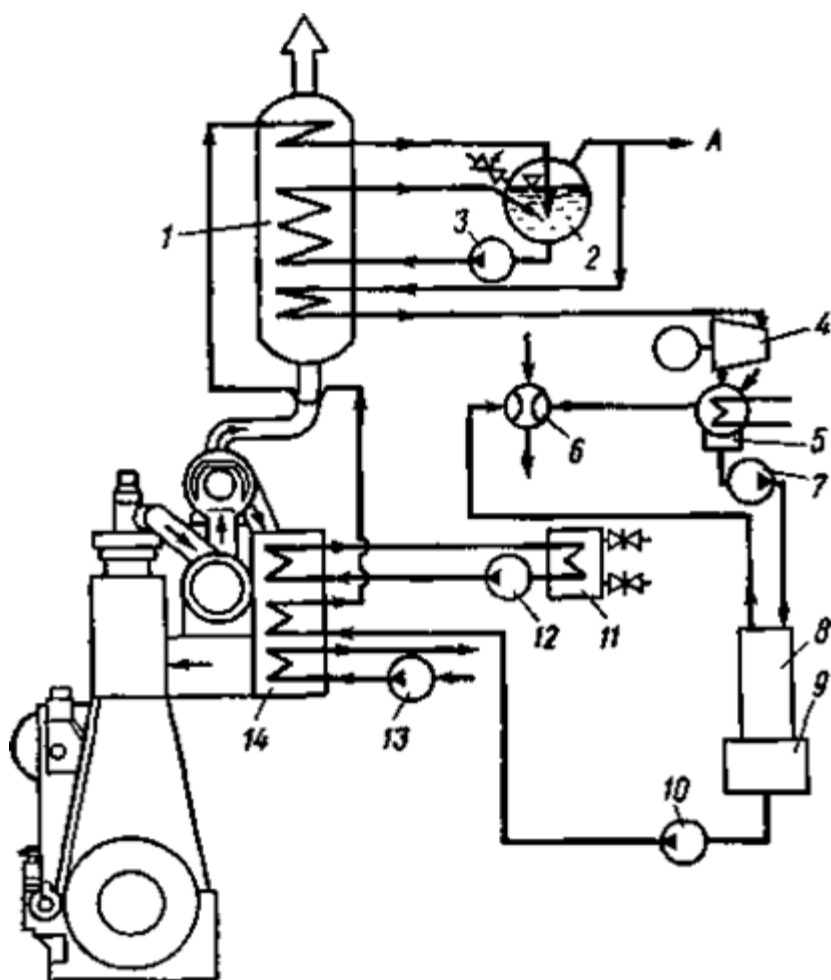


Рисунок 2.3 – Схема глибокої утилізації теплоти:

1 - утилізаційний котел; 2 - сепаратор пари; 3, 12 - циркуляційні насоси; 4 - турбогенератор; 5 - конденсатор; 6 - ежектор; 7, 10, 13 - насоси конденсатний, живильний, заборотної води; 8 - вакуумний деаератор; 9 - теплий ящик; 11 - підігрівач гарячої води; 14 - трисекційний повітроохолоджувач; А - до споживачів насиченої пари

2.3 Заміщення допоміжного котла і допоміжних дизель-генераторів

Повне забезпечення допоміжних потреб установки і судна в тепловій та електричній енергії дозволяє під час ходу витрачати паливо тільки на головні дизелі і отримати максимум ККД.

Умова повного заміщення задовольняється в установці великої потужності з відносно малими витратами енергіїа допоміжне споживання. Реалізації повного

заміщення сприяє і утилізація теплоти надувочного повітря, що використовується для підігріву живильної води котлів та отримання гарячої води для побутових потреб. Типова схема утилізації теплових втрат випускних газів і наддувочного повітря наведена на рис. 2.4.

В порівнянні із звичайними схемами глибокої утилізації така схема ускладнюється застосуванням трисекційного повітроохолоджувача (повітряного економайзера) і вакуумним деаератором для кращого видалення повітря з живильної води.

В схемі, описаній в 2.3, при повному забезпеченні допоміжних потреб способи впливу на ККД установки засоби утилізації теплоти відпрацьованих газів вичерпані. Проте в потужних установках з форсованими дизелями потужність утилізаційного турбогенератора може перевищувати потреби в електроенергії в 2-3 рази. Застосування в цьому випадку утилізаційного валотурбогенератора, механічно пов'язаного з головною передачею, дозволяє передати надлишкову потужність на гвинт і підвищити ККД головних дизелів і всієї установки. Ця особливість і є відмітною ознакою системи глибокої утилізації за схемою рис. 2.4.

У цій схемі повністю реалізується схема III. Залежно від типу гвинта валотурбогенератор зв'язується з редуктором головної передачі через звичайний редуктор (або через редуктор з гідростатичним приводом. Таким чином, надлишок потужності турбогенератора передається на гвинт, а її недолік, навпаки, покривається відбором потужності від головної передачі (показано стрілками на рис. 2.4).

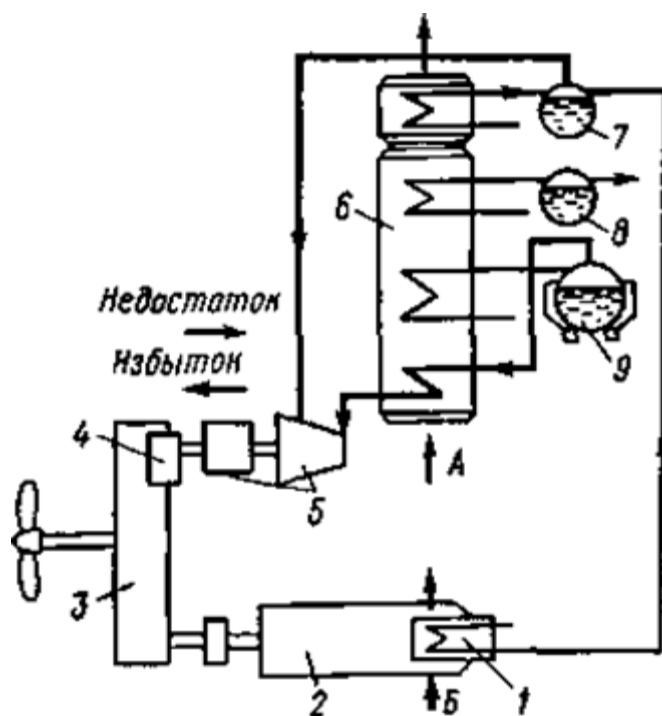


Рисунок 2.4 – Схема глибокої утилізації теплоти з валo-турбогенератором:

1 – повітряний економайзер в повітроохолоджувачі головного двигуна; 2 – головний дизель; 3 — редуктор; 4 – гідромеханічний редуктор-стабілізатор; 5 – турбогенератор; 6 – утилізаційний котел; 7 – сепаратор пара низького тиску для останньої ступені турбогенератора; 8 – сепаратор пара середнього тиску для загальних потреб; 9 – допоміжний котел; А, Б— входи газу та повітря

2.4 Спільна робота валотурбогенератора з головними дизелями на гвинт

При цьому стабілізується частота обертання турбогенератора і підвищується надійність енергопостачання на змінних режимах. Для отримання як змога більшої надлишкової потужності, використовують повітряний економайзер для підігріву живильної води і передбачають можливість додаткового відбору теплоти випускних газів шляхом генерування пари низького тиску, спрямованого в останню ступень турбіни турбогенератора.

2.5 Застосування дизелів з турбокомпаундними системами і валогенераторами

Із застосуванням високоекономічних головних дизелів з низькою температурою випускних газів (250...270 °С) реалізація схем глибокої утилізації з турбогенераторами істотно ускладнюється. Використання теплоти газів в утилізаційному котлі можливо за схемою рис.2.4 для підігріву води, палива, масла. Електроенергія під час ходу виробляється валогенераторами головних дизелів, а при ефективних агрегатах надуву частина енергії газів утилізується в силовий турбіні.

У схемі на рис. 2.4, таким чином, утилізаційний котел працює на заміщення допоміжного котла, а утилізаційна турбіна віддає потужність на гвинт або спільно з валогенератором задовольняє потреби установки в електроенергії. Система складається з механізмів відбору потужності і підведення потужності, що дозволяє раціонально поєднувати прості схеми утилізації з високою паливною економічністю і малими витратами на технічне обслуговування. ККД установки підвищується внаслідок спільного впливу на ефективний ККД головного дизеля і зниження витрат на допоміжне споживання .

Останнім часом виявляється і деякий інтерес до утилізації теплоти випускних газів допоміжних дизелів . У основному тут переслідується мета забезпечити теплопостачання установки і судна в період стоянки без введення в дію допоміжного котла. Однак достатню кількість одержуваної від утилізації теплоти вдається отримати в установках з великими енергетичними витратами на обслуговування вантажу: перш за все на рефрижераторних судах, де витрати палива на допоміжні дизель-генератори становлять 20-25 % загальних витрат палива на установку.

Теплота випускних газів перетворюється в утилізаційних котлах в пар низького тиску, який і використовується в якості гріючого середовища в водопідігрівачах, системі калориферного опалення, сепараторах палива і масла.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Міркування про режими охолодження газу До температури не нижче 150 °С, при якій виключається кислотна корозія трубок, повною мірою відносяться і до утилізаційних котлів допоміжних дизелів.

Утилізація з використанням валотурбогенератора дозволяє перевершити перший максимум ККД енергетичної установки і пропульсивного комплексу внаслідок підвищення ККД головних дизелів .

2.6 Паросилові установки із зовнішнім пароутворенням

На рис. 2.5 показана схема комбінованого дизеля. Характерною особливістю її є те, що у вторинному контурі використання теплоти циркулює особливе робоче тіло. Живильним насосом 2 воно в рідкому стані направляється в підігрівач 6 і потім в парогенератор 5. Тут, завдяки теплоті, отриманої від ВЕР, рідина випаровується. Пар приводить в дію розширювальну машину 4, пов'язану редуктором з колінчастим валом дизеля. Потім пара через підігрівач (де від нього нагрівається рідина, котра направляється в парогенератор) надходить в конденсатор 7 і звідти в рідкому стані робоче тіло повертається в живильний насос 2. Відомі силові установки, в яких робочим тілом вторинного контуру використання теплоти є рідина із системи охолодження ДВЗ.

Підвищення ККД установок при використанні як вторинного контуру паросилової установки наводяться для дизеля 6 ЧН 26/34 – так і ефекту використання допалювача відпрацьованих газів поршневого ДВЗ. Він дозволяє додатково підвищити ККД силової установки на 5,7%.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

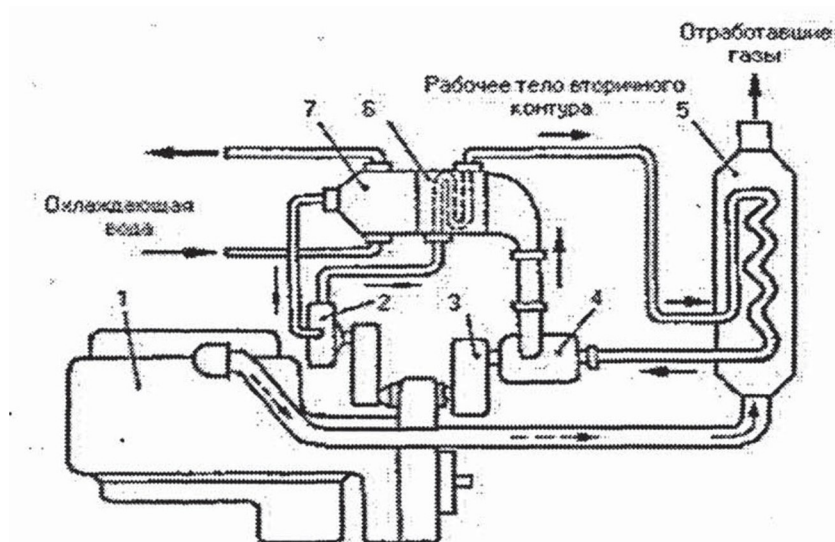


Рисунок 2.5 – Схема комбінованого двигуна:

1 - дизель; 2 – живильний насос; 3 - редуктор, 4 - розширювальна машина; 5 - парогенератор; 6 - підігрівач; 7 – конденсатор.

Потужність, що виробляється у вторинному контурі, може не передаватися безпосередньо на колінчастий вал поршневого двигуна, а використовуватися для приводу пристроїв, що забезпечують роботу системи охолодження ДВЗ (рис. 2.6)

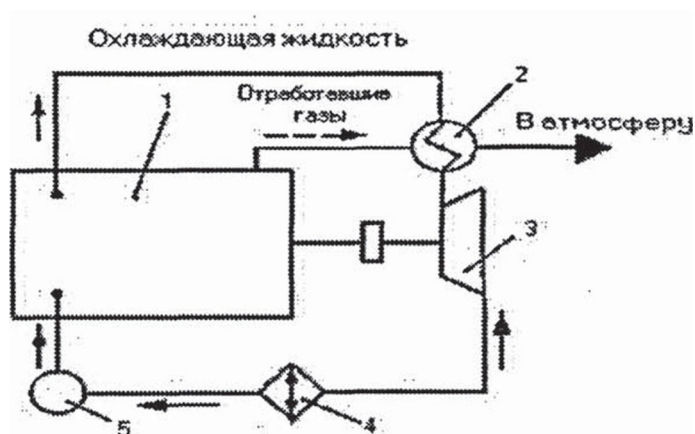


Рисунок 2.6 – Принципова схема комбінованої силової установки:

1 - поршковий ДВЗ; 2 - парогенератор; 3 - парова турбіна; 4 - конденсатор; 5 - насос системи охолодження ДВЗ

2.8 показана відповідна принципова схема утилізаційної установки на базі термоелектричного генератора. На рис. 1.66 показані значення ККД термоелектричних модулів

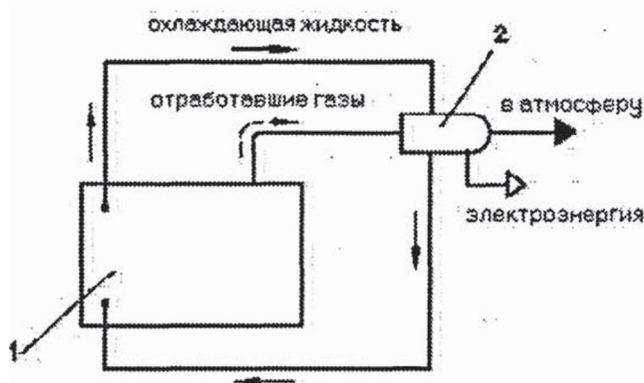


Рисунок 2.8 – Принципова схема утилізації теплоти відпрацьованих газів за допомогою термоелектричного перетворювача

1 - поршневий ДВЗ; 2 - термоелектричних перетворювачів

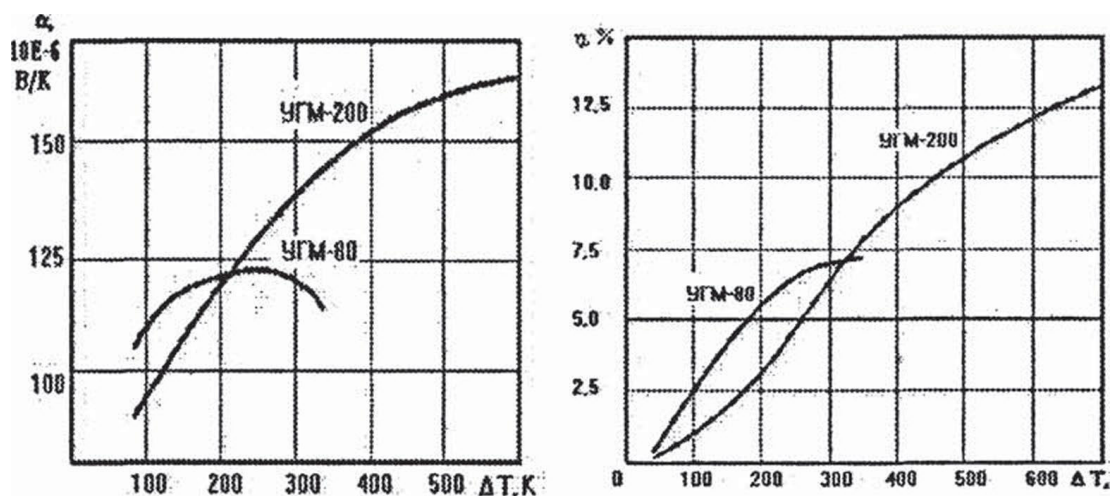


Рисунок 2.9 – Залежність від різниці температур dT на спаях термоелемента: (а) коефіцієнта термо-ЕРС; (б) ККД модулів

З рис . 2.9 видно, що модуль УГМ - 80 в своєму діапазоні температур працює ефективніше. Для об'єктів мобільної техніки більш прийнятним є модуль УГМ - 80, так як необхідна для його ефективної роботи різниця температур ($dT =$

220 К) може бути отримана без спеціального охолодження «холодного» спаю термоелемента.

Такі схеми утилізації знаходяться на стадії розробки, і поки що не можуть бути використані для двигунів великої потужності.

2.8 Двигуни Стірлінга

Останнім часом пильну увагу фахівців в області теплових двигунів залучають двигуни Стерлінга. Такий інтерес зумовлений багатьма достоїнствами цих двигунів. Зокрема: більш високий ККД, ніж у інших теплових двигунів; низька токсичність; можливість роботи на різному паливі; низька витрата масла; врівноваженість і відсутність вібрацій; легкий пуск; допустимість короткочасного перевантаження; можливість отримання великої потужності в одному циліндрі; оборотність машини, що працює по циклу Стірлінга.

На рис. 2.10 показаний комбінований двигун складений з чотирициліндрового ДВЗ і двигуна Стерлінга. Комбінований двигун, складений з дизеля АМ- 41 (що має ефективну потужність $N_e = 66$ кВт і питома ефективна витрата $g_e = 245$ г/(кВт/год) і трьохциліндрового двигуна Стірлінга, буде розвивати потужність 79 кВт (тобто приблизно на 20 % вище) і забезпечувати витрату палива 207 г/(кВт/год) (майже на 16 % нижче). У разі використання допалювач, ці параметри відповідно досягають значень 82 кВт і 199 г/(кВт/год).

Однак при всіх своїх перевагах, двигун Стірлінга має і суттєві недоліки, які ускладнюють його застосування як утилізатора: відносно великі габарити і маса; складність конструкції; висока вартість; менша прийомистість і складність регулювання потужності; збільшені розміри системи охолодження.

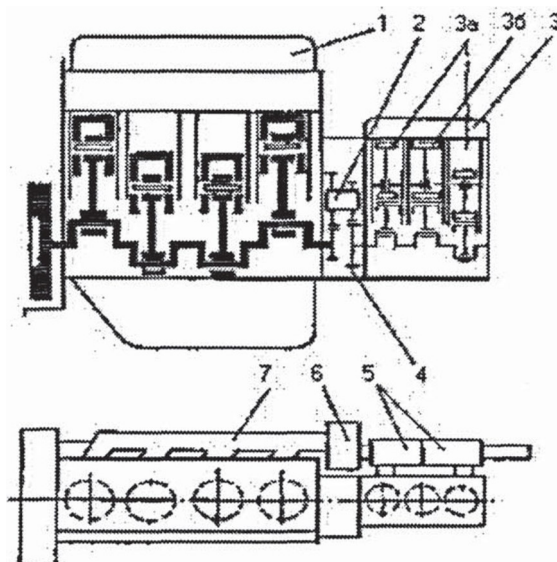


Рисунок – 2.10 Комбінований двигун:

1 - дизель АМ-41; 2 - гідромуфта редуктора; 3 - двигун Стерлінга; 4 - шестерний редуктор, 5 - підігрівач робочого тіла; 6 - термореактор; 7 - випускний колектор дизеля

Крім того, для отримання високого ККД, в двигунах Стерлінга слід використовувати як робоче тіло гелій або водень (хоча можлива робота на повітрі, але з істотно меншим ККД).

2.9 Повітряні розширювальні машини

Заслуговує увагу схема утилізації теплоти ВЕР, повітряними розширювальними машинами (рис. 2.11). Тут робочим тілом вторинного контуру є повітря

Силова установка складається з поршневого ДВЗ 1, ВЕР якого, пройшовши через теплообмінник 6, нагрівають попередньо стиснене в компресорі 2 повітря. Стисле і нагріте повітря надходить в розширювальну машину 3, де здійснює корисну роботу. Частина цієї роботи витрачається на привід вентилятора 4, за допомогою якого повітря після розширення і перед попаданням в компресор охолоджується в теплообміннику 5.

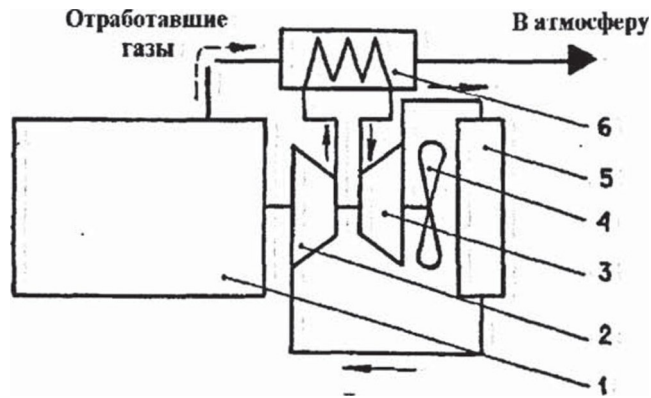


Рисунок – 2.11 Принципова схема комбінованої силової установки:

1 - поршневий ДВЗ; 2 - компресор; 3 - розширювальна машина; 4 - вентилятор;
5 - теплообмінник-охолоджувач; 6 - нагрівач

Інша частка роботи витрачається на привід компресора. Частина, що залишилася, передається на колінчастий вал поршневого ДВЗ. Охолоджене в теплообміннику 5 повітря надходить в компресор, стискується і цикл агрегату-утилізатора повторюється, рис. 2.12.

При переміщенні поршня вгору в результаті виникає в картері розрідження в нього через впускний патрубок надходить повітря, що має температуру навколишнього середовища. Після досягнення поршнем крайнього верхнього положення починається його рух вниз, який супроводжується стисненням повітря, що знаходиться в картері. Стиснення продовжується до тих пір, поки верхня кромка поршня не почне відкривати вікно перепускного каналу в циліндрі. З цього моменту продовжує переміщатися вниз поршень буде видавлювати стиснене в картері холодне повітря в над поршневий простір .

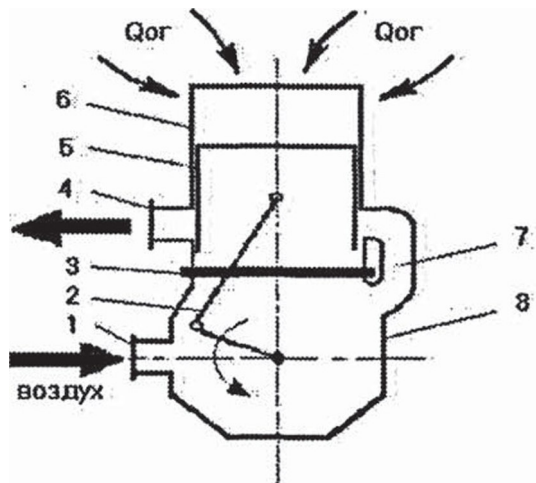


Рисунок 2.12 – Газовий двигун із зовнішнім підведенням теплоти:

1 - впускний патрубок із зворотним клапаном; 2 - кривошипно-шатунний механізм; 3 - теплоізолююча проставка; 4 - випускний патрубок, 5 - поршень; 6 - циліндр; 7 - перепускний канал; 8 - картер

Тут повітря нагрівається від гарячих стінок циліндра, що омиваються ВЕР ДВЗ, і розширюється, виробляючи роботу. Як тільки верхня кромка поршня почне відкривати випускний патрубок, гаряче повітря, що розширюється, почне виходити з циліндра в атмосферу і замінюватися холодним стисненим повітрям, що поступає з картера через перепускний канал. Надійшовши в над поршневий простір повітря нагрівається і цикл повторюється.

2.10 Поршневі двигуни з внутрішнім паротворенням

Підвищити потужність утилізаційної системи можна за рахунок використання в якості робочого тіла водяної пари. Схема, в якій дрібно розпилена вода впорскується на нагріту стінку циліндра парової машини (рис. 2.13).

Принцип роботи даної силової установки, в основному, аналогічний розглянутому вище, принципова відмінність полягає в тому, що в момент наближення поршня до ВМТ через форсунку проводиться впорскування води на

гарячі стінки циліндра, омивані ВЕР ДВЗ, внаслідок чого відбувається інтенсивне пароутворення, пара розширюється, виробляючи роботу.

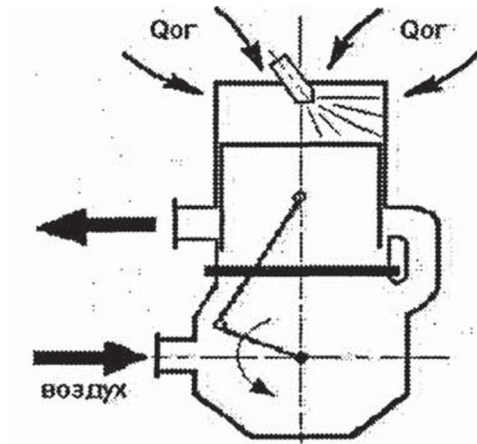


Рисунок 2.13 – Поршковий двигун з внутрішнім поверхневим пароутворенням

Двигуни з внутрішнім об'ємним пароутворенням

Принципова схема двигун з об'ємним паротворенням представлена на рис.

2.14

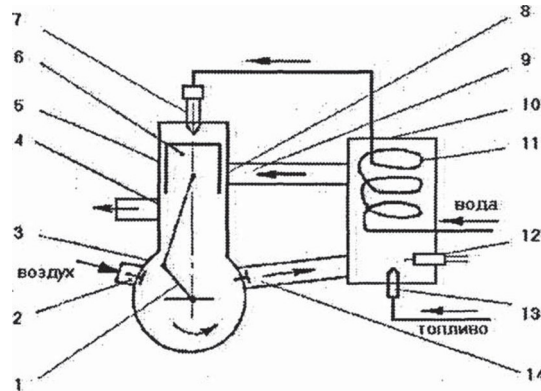


Рисунок 2.14 – Поршковий двигун з внутрішнім об'ємним паротворенням

1 - кривошипно -шатунний механізм; 2 - впускний патрубок; 3 - картер; 4 - випускний колектор; 5 - циліндр; 6 - поршень; 7 - форсунка; 8 - продувні вікно; 9 - впускний колектор; 10 - котел; 11 - змійовик; 12 - свічка; 13 - форсунка; 14 - патрубок подачі стисненого повітря

Повітря, що надходить в картер 3 двигуна через впускний патрубок 2 , нагнітається за допомогою кривошипного механізму 1 в патрубок подачі

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

стисненого повітря 14 в котел. У котлі 10 , повітря забезпечує спалювання палива, що впорскується через форсунку 13, при цьому його температура і тиск підвищується. Займання палива в котлі 10 проводиться за допомогою іскрової свічки 12. Продукти згоряння при відкритті продувочного вікна 8 у впускному колекторі 9 заповнюють циліндр 5. При русі поршня вгору, продукти згоряння, що надійшли в циліндр 5, стискаються, і їх температура значно зростає. У момент підходу поршня 6 до верхньої мертвої точки в циліндр через форсунку 7 впорскується вода, попередньо підігріта при проходженні через змієвик 11, розташований в котлі 10 .

Вода, впорскнута в циліндр 5, перетворюється на пару за рахунок високої температури стисненого газу і здійснює робочий хід. Відпрацьовані гази викидаються в атмосферу через випускний колектор 4 .

Дана ідея була використана для створення утилізаційного поршневого двигуна з об'ємним пароутворенням, що використовує як генератор продуктів згоряння не спеціальний котел, а ДВЗ, ВЕР якого перед викидом в атмосферу направляються теплообмінник, де в подальшому реалізується описаний вище процес пароутворення.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ОЦІНКА УТИЛІЗАЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ДВИГУНА MITSUBISHI 6UEC50LSII

3.1 Розрахунок робочого циклу двигуна 6UEC50LSII

В даному дипломному проекті буде розглядатися розрахунковий цикл, який базується на класичному методі теплового розрахунку, розробленого професором В. І. Гриневецьким в 1907 р. А після, радянські вчені Е. К. Мазінг, Н. Р. Брілінг, А. С. Орлін, Б. С. Стечкин розвинули цей метод стосовно до різних типів двигунів.

Метод теплового розрахунку заснований на загальновідомих положеннях термодинаміки і термохімії, досить повно охоплює сутність теплових явищ, що відбуваються в робочому циліндрі, і являє собою інженерне аналітичне дослідження [5, 6]. На його основі можна:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні, так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уявлення про основні параметри циклу і фактори, що впливають на робочі процеси циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла у характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Розрахунковий цикл поршневого ДВЗ значно відрізняється від ідеальних циклів. У розрахунковому циклі ДВЗ змінюються кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння і дисоціації продуктів згоряння, прихована в паливі хімічна енергія, виділяється не миттєво. У процесі розширення відбуваються догоряння палива і відновлення дисоційованих газів з виділенням теплоти. У розрахунковому циклі робоче тіло

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

не можна приймати з постійними теплоємністю, так як температура і склад газів в циліндрі значно змінюються. У розрахунковому циклі є також теплові та аеродинамічні втрати.

Метод забезпечує задовільну для практики точність розрахунків, незважаючи на те, що цикл, який протікає в двигуні, описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, що оцінюють реальні умови протікання робочих процесів у двигуні.

Розрахунковий цикл судових ДВЗ складається з п'яти послідовних процесів: наповнення, стиску, згорання палива, розширення і випуску.

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п'ятих процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згорання палива, розширення та випуску.

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданої і отриманої в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора.

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням P_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293 \text{ K}$.

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови).

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, тип двигуна, його швидкохідності і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\epsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Приймаємо α дизельного двигуна 2,75.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для цього двигуна коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,8 \dots 0,95$; $\xi_b = 0,82 \dots 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Механічний ККД оцінює механічні втрати двигуна, являє собою відношення корисної до використаної потужності. Значення механічного ККД двигуна залежить від якості масла, від теплового стану двигуна. Значення ККД для чотирьохтактних дизельних МОД η_m знаходиться у межах $0,85 \dots 0,95$. Приймаємо $\eta_m = 0,94$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $700 \dots 1200$ К. Приймаємо $T_r = 700$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на дизельне паливо середнього складу:

$C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2 – тактних двигунів $Z = 1$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні P_z/P_c . Приймаємо $P_z/P_c = 1,12$.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Відношення тиску перед турбіною до тиску після компресора Ψ_r . У цьому двигуні $\Psi_r = 0,85$.

Підігрів заряду від стінок циліндру. Приймаємо $\Delta T = 10 \text{ К}$.

Ступінь підвищення тиску. $P_k = 3,5$.

Адіабатний ККД компресору $\eta_{ад}$. Приймаємо $\eta_{ад} = 0,9$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{адт}$. Приймаємо $\eta_{адт} = 0,85$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{мт}$. Приймаємо $\eta_{мт} = 0,93$.

Діаметр циліндру: $D = 0,5 \text{ м}$.

Хід поршня: $S = 1,91 \text{ м}$.

Частота обертів колінчастого валу: $n = 115 \text{ хв}^{-1}$.

Число циліндрів: $I = 6$.

Ефективна потужність $N_e = 7310 \text{ кВт}$.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,35}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,9} \right] = 431,558$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 431,558 - 0,85 \times (431,558 - 293) = 313,784$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{313,784 + 10 + 0,02 \times 700}{1 + 0,02} = 331,16$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,35 - 0,005 = 0,345$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,406 = 0,335$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,335}{0,345} \times \frac{313,784}{331,16} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0,08) = 0,888$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_l величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

охолодження до об'єму циліндра n_I збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_I = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_I = 1,364$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_I} = 0,335 \times 15^{1,362} = 13,379$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_I-1} = 354,698 \times 15^{1,361-1} = 882,64$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,75}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,36$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,167} = 1,023$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,023 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,023$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,98} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,023 - 1}{1 + 0,02} \right) \times 0,969 = 1,022$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,026$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1600$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1678,3$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 15,702 = 14,985$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,022}{1,12} \times \frac{1678,3}{882,64} = 1,742$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,742} = 8,61$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,294$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1678,3 \times \frac{1}{8,61^{1,294-1}} = 891,416$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,843}{9,075^{1,284}} = 0,924$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (p - 1) + \frac{\lambda \times p}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{13,379}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,742 - 1) + \frac{1,12 \times 1,742}{1,294 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,075^{1,284-1}} \right) - \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,362-1}} \right) \right] = 2,12$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,12 \times 0,99 \times (1 - 0,08) = 1,931$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,345 \times 0,888}{2,75 \times 0,495 \times 313,784 \times 1,931} = 0,161$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,161 \times 42700} = 0,524$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,931 \times 0,94 = 1,815$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,524 \times 0,94 = 0,493$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,161}{0,94} = 0,1712$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,5^2 \times 1,91 \times 1 \times 1,815 \times 115 \times 6 = 7208,562$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{7208,562 - 7280}{7310} = 0,989\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 1,0 %.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Універсальна газова стала $R = 287 \text{ Дж/кг*К}$

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$

$$= \frac{3,14 \times 0,5^2}{4} \times 1,91 \times \frac{0,345 \times 10^6}{287 \times 313,784} \times 0,888 \times 5 \times 1 \times \frac{127}{60} \times 1,15 = 15,531$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 15,531 + 0,171 \times \frac{7208,652}{3600} = 15,874$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,805 \times 0,35 = 0,297$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 891,416 \times \left(\frac{0,297}{0,984} \right)^{\frac{1,294-1}{1,294}} = 689,042$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,75 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,75 \times 0,495) = 1,393$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,393 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,393 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,75 - 1) \times 0,495}{1,393 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,75 \times 0,495}{1,393 \times 259,8}} = 287,557$$

Показник адіабаты розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 689,042) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 689,042} = 1,383$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$= 1 + \frac{\left[\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_r} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t,m} \times \eta_{t,ad} \times G_t \right]^{\frac{1}{0,286}}}{15,531 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,09}} = 3,486$$

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,486 \times 0,101 = 0,353$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,353 - 0,35}{0,353} = 0,167\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

У суднових двигунах внутрішнього згоряння в ефективну роботу перетвориться 38 ... 54 % теплоти, що виділяється при згорянні палива. Інше складають теплові втрати . З них частина теплоти виходить відпрацьованими газами, частина - безпосередньо через елементи двигуна (деталі циліндро-поршневої групи, клапани, газовипускні патрубки, охолоджувані деталі турбокомпресора) передається в систему охолодження (воду і масло), деяка частка теплоти шляхом складних перетворень (наприклад, перетворення частини теплоти в механічну роботу тертя у вузлах двигуна з подальшим переходом її знову в теплову) також надходить в систему охолодження. Частина теплоти повертається в цикл з повітрям, що подається від турбокомпресора. Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

де Q_{Σ} - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_W - теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт.

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{7280}{0,493} = 14766,734 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{7280 \times 0,171}{3600} = 0,345 \text{ кг/с}$$

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = 0,345 \times 42700 = 14765,66$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{GO} = G_{\Gamma} C_{p\Gamma} (T_{3T} - T_o) = 15,874 \times 1,038 \times (557 - 293) = 4349,984 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майєра:

$$C_{p\Gamma} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,383}{1,383 - 1} \times 287,564 = 1038,38 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною приймається згідно вимогам ІМО
 $T_{3T} = 264 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для уточнення теплового розрахунку потрібно відняти витрати на підігрів повітря унаслідок стиснення в турбокомпресорі до температури за охолоджувачем повітря:

$$Q_{\Pi} = G_{\Pi} C_{p\Pi} (T_{OHV} - T_o) = 15,531 \times 1,004 \times (313 - 293) = 311,862 \text{ кВт},$$

$$Q_{\Gamma} = Q_{GO} - Q_{\Pi} = 4349,984 - 311,862 = 4038,1215 \text{ кВт}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду внаслідок охолодження надувочного повітря $Q_{\Pi} = 1730 \text{ кВт}$ (данні надано фірмою-виробником).

4. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду) наведена у довідкових даних $Q_W = 856 \text{ кВт}$.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5. Кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло) також беремо з довідкових даних $Q_M = 561$ кВт

Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_{ОНВ} + Q_W + Q_M + Q_{Н.Б.} + Ne = 4038 + 1730 + 856 + 561 + 300 + 7280 = 14766 \text{ кВт.}$$

Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу: $Q_{Н.Б.} = -7314$ кВт, що складає 5% і відповідає точності даних, наданих фірмою-виробником.

Теплова потужність вторинних енергоресурсів (вихлопних газів, надувочного повітря, охолоджуючої води та масла) складає

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_{ОНВ} + Q_W + Q_M = 4038 + 1730 + 856 + 561 = 7185 \text{ кВт}$$

За результатами розрахунку будуємо кругову (рис. 2.15) та T-Q діаграму (рис. 2.16) теплового балансу двигуна.



Рисунок 2.15 – Діаграма теплового балансу 6UEC50LSII

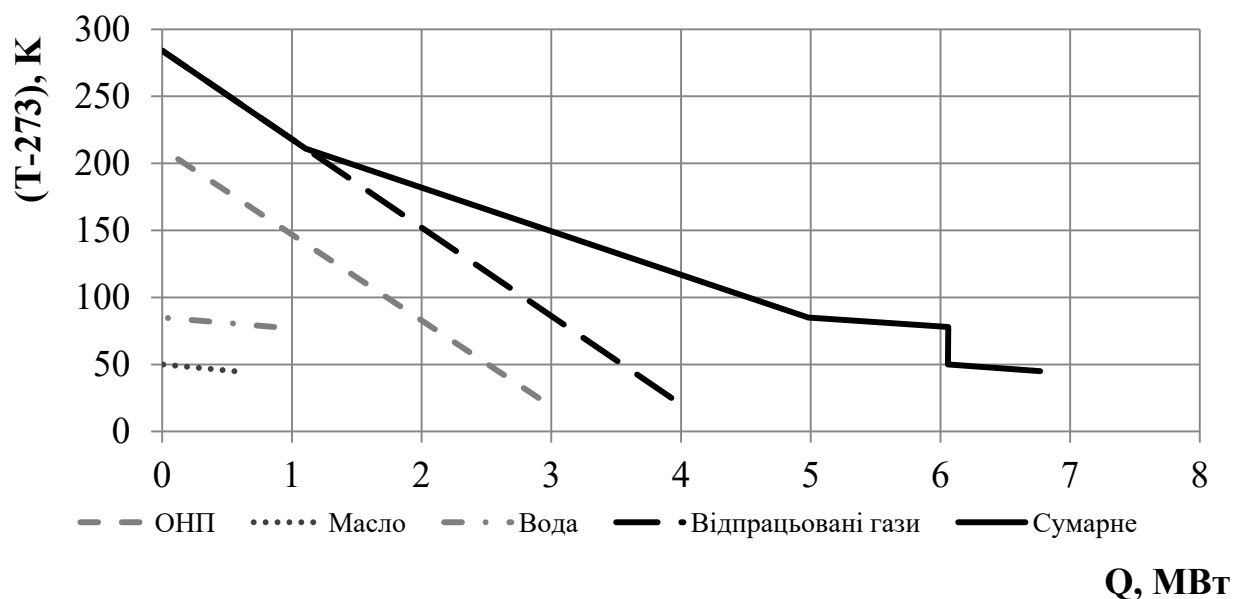


Рисунок 2.16 – T-Q діаграма вторинних енергоресурсів двигуна 6UEC50LSII

З T-Q діаграми видно, що теплова потужність ВЕР збільшується зі зменшенням температури. Для теплоутилізуючої установки раціонально використовувати тепло з температурним потенціалом вище $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, що дозволить зберігати мінімальний температурний напір близько $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ після конденсатору низькокиплячої рідини. Як видно з рис. 2.16, теплова потужність ВЕР при $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ становить $61,4\text{ MWt}$.

РОЗДІЛ 4

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА В УСТАНОВЦІ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОКИПЛЯЧОГО РОБОЧОГО ТІЛА

4.1 Загальна характеристика утилізаційних установок з низькокиплячим робочим тілом

Утилізаційні установки з низькокиплячим робочим тілом (НРТ) можуть бути простого типу (одноконтурні схеми) і комбінованого (бінарні, тринарні схеми). Принцип дії одноконтурної утилізаційної установки (рис. 4.1): гріюча середовище в теплообмінному апараті-випарнику 1 віддає тепло НРТ, що знаходиться в замкнутому контурі. Низькокипляче робоче тіло перетворюється на пару (перегрітий або сухий насичений), що розширюється в турбіні 2, здійснюючи роботу. Пар, що здійснив роботу в турбіні, конденсується в конденсаторі 3, віддаючи тепло конденсації циркулюючому середовищу. Переміщення робочого тіла по замкнутому контуру здійснюється живильним насосом 4.

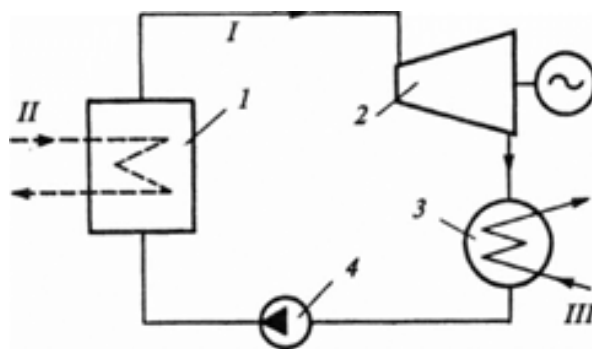


Рисунок – 4.1. Принципова схема утилізаційної установки з НРТ:

I — низько кипляче робоче тіло; II — гріюче середовище; III — охолоджуюча рідина після розширювальної машини з НРТ

4.2 Комбінована енергетична установка з низькокиплячим робочим тілом

Перетворення низькопотенційної теплової енергії в механічну і далі в електричну відбувається в замкнутому контурі з НРТ, який включає до свого складу парогенератор (випарник), розширювальну машину (турбіну) з електрогенератором, конденсатор НРТ, насосне і допоміжне обладнання (рис. 4.2). Для зменшення витрат енергії на стиснення рідкого бутану може застосовуватись багатоступінчатий стиск: в конденсатні насосом і в одному або двох струменевих термонасосах (інжекторах).

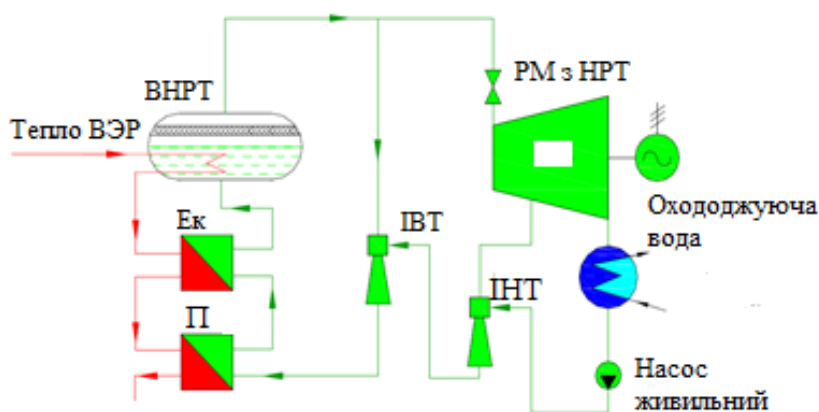


Рисунок 4.2 – Принципова теплова схема інжекторної утилізаційної машини
ВНРТ – випарник НРТ; Ек – економайзер; РМ – розширювальна машина; П – підігрівач НРТ; ІВТ – інжектор високого тиску; ІНТ – інжектор низького тиску.

Завдяки застосуванню НРТ в якості робочого тіла, турбіна виходить малогабаритна, так як об'ємна витрата пари через останню сходінку у разі застосування бутану значно зменшується. Так при температурі конденсації 30 °С, питомий об'єм водяної пари становить 32,89 м³/кг при тиску 0,425 МПа, в той час як, наприклад, бутану (R 600) – 0,141 м³/кг при тиску 0,281 МПа. У результаті в контурі НРТ відсутня вакуумна система видалення повітря з конденсатора з усіма її експлуатаційними проблемами. Це дозволяє створювати конструкції мінімальних габаритів із звичайних матеріалів (низький рівень

температур, мінімальні окружні швидкості і напруги). Турбінна частина установок на бутані або пентані являє собою газову турбіну, що працює з низькими параметрами газу і тому досить надійну. Аналогом таких турбін є Турбодетандери, що перетворюють енергію в процесі пониження тиску природного газу при його подачі з магістрального газопроводу до споживача.

Виробництво пари НРТ відбувається в парогенераторі . Він являє собою кожухотрубний теплообмінник, в якому гріючий теплоносіє проходить всередині трубної системи, розташованої в об'ємі НРТ (рис.4.2). Пар, отриманий в процесі випаровування, сепарується і прямує в турбіну.

Конденсація пари НРТ після турбіни проходить в конденсаторі . Якщо є достатня кількість води, то можна застосовувати конденсатор з водяним охолодженням, в іншому випадку - з повітряним охолодженням.

Втрати НРТ в установці при нормальних експлуатаційних режимах практично відсутні, бо протікання через кінцеві ущільнення турбіни невеликі і складають 2-3 л/хв . Ці протікання уловлюються системою збору НРТ і повертаються в контур. При ремонтах проводиться закритий злив рідкого НРТ з контуру в спеціальні ємності з наступною продувкою контуру водяною парою. Втрати НРТ в процесі експлуатації заповнюються з балонів .

Агрегати контуру НРТ можуть бути скомпоновані в герметичному контейнері. Відповідно до правил обслуговування приміщень з вибухонебезпечними газами, кратність примусової циркуляції повітря в контейнері з обладнанням дорівнює п'яти .

Бутан не токсичний і не є корозійно-активним робочим тілом, тому турбіна , трубопроводи , арматуру і допоміжне обладнання виконуються з вуглецевих сталей.

Аналогічні теплові схеми розроблені для утилізації тепла ВЄР поршневого ДВЗ. У цьому варіанті теплової схеми в комбінованій установці використовується не тільки теплота вихлопних газів, а й теплота системи охолодження двигуна (рис. 4.3)

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

БТ – турбіна НРТ; ПТ - парова турбіна; ПКУ - паровий котел утилізатор; ПП - споживач пара; Т - теплофікація; Г - генератор ; ВК - повітряний конденсатор; ЦН - циркуляційний насос; І - інжектор; КНБ - конденсатний насос НРТ; КНВ - конденсаційний насос води; ПБ - підігрівач НРТ; ІБ (ВД) - випарник НРТ високого тиску; ІБ (НД) - випарник НРТ низького тиску.

Застосування низькокиплячих робочих тіл (НРТ) відкриває реальні можливості широкого використання ВЕР ДВЗ. До низькокиплячих речовин, в даний час відносяться фреони та їх суміші; природні холодоагенти (вуглеводні, аміак, діоксид вуглецю, повітря, вода); суміші фреонів з вуглеводнями, суміші вуглеводнів. Ці речовини виробляються в основному для споживачів хімічної промисловості та потреб холодильної техніки.

Однак найбільш перспективними, здобувшими найбільшого поширення, виявилися органічні речовини групи граничних вуглеводнів, а також фреони. Область застосування останніх – низькотемпературні джерела теплоти з температурою близько 80-120 °С. Для першої групи характерні більш високі температури.

Найбільш перспективними і поширеними органічними робочими речовинами є пентан і гексан, а в деяких випадках пропан та ізобутан. У геотермальної електроенергетиці для джерел теплоти з температурою вище 120 °С найчастіше застосовуються пентан і ізобутан. Треба відзначити, що НРТ цієї групи можуть бути використані в якості робочих тіл і при істотно більш високій температурі джерел вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР). Причиною цього є те, що незважаючи на більш високі термодинамічні властивості води як робочого тіла при більш високих температурах, ряд теплофізичних властивостей цих НРТ зумовлюють незаперечні технологічні якості в реалізації паросилового циклу.

Передумовами використання НРТ є порівняно низька критична і, отже, робоча температурою (130 - 280 °С), температурою кипіння (для пентана 36 °С, гексана 68,7 °С), що дозволяє утилізувати теплоту в широкому температурному діапазоні, а також комплексно і ефективно використовувати низькопотенційну теплоту ВЕР. Також, однією з переваг НРТ є висока температура конденсації при атмосферному тиску (35-45 °С), завдяки чому можна використовувати повітряні конденсатори навіть у важких літніх умовах, зберігаючи при цьому досить високі температурні напори в конденсаторах і виконуючи їх з атмосферним або близьким до нього тиском, що істотно спрощує і здешевлює конструкцію.

Низька температура замерзання (від -70 до -80 °С), що є важливим для експлуатації установки.

Висока, істотно більше ніж парів води, щільність парів НРТ, що дозволяє виконувати парові турбіни, паропроводи з помітно кращими масогабаритними характеристиками.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Низькі швидкості звуку в парах НРТ, що спрощує конструкції, проектування і виготовлення турбін.

Можливість використання НРТ і для виробництва холоду.

До негативних властивостей НРТ слід віднести такі: вибухопожежонебезпека ряду НРТ та невисокі властивості передачі теплоти внаслідок низької теплопровідності, що призводить до необхідності істотно розвивати поверхні теплообміну і, отже, габарити і масу теплообмінних апаратів;

Суттєвим недоліком є порівняно низька температура самозаймання, що змушує застосовувати або двох - контурні схеми установок з проміжним високотемпературним теплоносієм, або штучно знижувати температуру гріючих середовищ (в основному відпрацьованих газів вогнетехнічних пристроїв) до температур нижче самозаймання.

Основні характеристики НРТ наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 4.1 – Основні характеристики речовин, перспективних для використання як низькокиплячих робочих тіл

	Вуглеводні					Фреони	
	Ізобутан	Н-бутан	н-пентан	Цикло-пентан	Гексан	R123	R141B
	C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₅ H ₁₀	C ₆ H ₁₄	CHClCF ₃	CCl ₂ FCH ₃
P _{кр} , МПа	3.71	3.747	4.414	4.61	3.05	3.67	4.12
t _{кр} , °C	134.98	151.93	196.65	238	234	183	204
t _{нк} , °C	-12.55	-0.5	35.27	49.2	68.3	27.8	32.1
t _{св} , °C	431	431	244	385	261	Негорюч	Негорюч
t _к , °C	-145	-135	-129.7	-93.7	-95.3	<-100	<-100

Питома робота охолодження слабо залежить від температури циклу і у великій мірі визначається видом НРТ. У *n*-пентану вона вчетверо вище, ніж у гексана, при однаковій температурі циклу

Найбільш ефективною речовиною по термодинамічних характеристиками є гексан, з використанням якого можна працювати при максимальній температурі циклу 200 ... 210 °C. Але у гексана занадто низька температура самозаймання (210°C). Тому доцільніше використовувати *n*-пентан при

максимальній температурі циклу 170 °С, так як у нього температура самозаймання вище (284 °С)

4.4 Особливості експлуатації *n*-пентанових установок

Пентан - органічна сполука з формулою C_5H_{12} – тобто, алкан з п'ятьма вуглецевими атомами. Термін може відноситися до будь-якого з трьох структурних ізомерів, або до суміші їх: у специфікації IUPAC, однак, пентан означає виключно ізомер *n*-пентану; інші два, звані "метилбутан" і "диметилпропан".

Пентани - компоненти деякого палива використовуються як розчинники спеціальності в лабораторії. Їх властивості дуже подібні до таких у бутанів і гексанів.

Пентани в промисловості використовуються як - один з основних піноутворювачів, використовуваних у виробництві піни пінопласту. Через його низьку точку кипіння, низькі ціни, і відносну безпеку, пентан використовується в якості робочого середовища в геотермічних електростанціях. Також іноді його додають до деяких освіжаючих сумішей.

Експлуатація *n*-пентанових установок (НПУ).

При експлуатації резервуарних і балонних установок НПУ повинні виконуватися вимоги **Регістр судноплавства України** «Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3», « Правил будови і безпечної експлуатації посудин , що працюють під тиском» , а також вказівки «Правил безпеки в газовому господарстві».

Підприємства де експлуатується таке обладнання повинні мати експлуатаційну документацію на НПУ відповідно до вимог, що вказано.

Експлуатація НПУ включає в себе наступний обсяг робіт :

- злив НПУ в резервуарні установки;
- заміну балонів ;

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- технічне обслуговування та ремонт ;
- відкачку випарувався НПУ з резервуарів ;
- консервацію резервуарних установок із сезонним характером експлуатації.

Злив НПУ в резервуарні установки і заміну балонів слід проводити відповідно до вимог «Правил класифікації та побудови морських суден. Том 3» «Правил безпеки в газовому господарстві » , Інструкції по зливу НПУ з автомобільних цистерн. Технічне обслуговування та ремонт резервуарних установок НПУ повинні проводитися у такі терміни : технічне обслуговування - один раз на 3 місяці , поточний ремонт - один раз на рік.

При проведенні технічного обслуговування індивідуальних балонних установок додатково повинні виконуватися такі роботи:

- перевірка установки шафи для балонів та його кріплення до стіни ;
- перевірка кріплення до стіни рознімних хомутів встановлених балонів;
- перевірка кріплення і забарвлення газопроводів, що проходять по стінах;
- усунення виявлених дефектів.

Під час заміни встановлених в приміщенні резервуарів із зрідженими газами забороняється користуватися відкритим вогнем, вмикати і вимикати електроосвітлення. Забороняється заміна балонів при працюючих приладах, що мають відкритий вогонь.

Технічне освідчення балонів має проводитись за методикою, затвердженою розробником конструкції балонів, в якій повинні бути вказані періодичність освідчення і норми бракування .

При технічному обслуговуванні групових установок (резервуарних і балонних) повинні виконуватися такі роботи:

- виявлення та усунення витоків в арматурі, редукційній голівці ємності, в місцях приєднання балонів до рампи ;
- контроль манометром за тиском газу в газопроводі після регулятора і при необхідності настройка його на номінальне значення ;

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- контроль за станом і забарвленням трубопроводів, кожухів, шаф та огорож групових установок; перевірка наявності та справності запорів на дверцятах кожухів, шаф та огорож, наявності попереджувальних написів;

- перевірка комплектності протипожежного інвентарю ;

- перевірка стану і працездатності манометрів .

Технічне обслуговування резервуарних і групових установок повинно проводитися за графіками і в строки, що забезпечують безпеку експлуатації обладнання та відповідні зазначеним у паспортах на обладнання, арматуру та прилади. Технічне обслуговування має проводитись відповідно до інструкцій, затверджених головним інженером підприємства газового господарства.

Резервуари, призначені для зливу конденсату, віддаленого з газопроводів , і газу який не випарувався з резервуарів зріджених газів, повинні відповідати вимогам правил, що поширюються на посудини, що працюють під тиском.

Поточний ремонт обладнання редуційних головок резервуарних установок і обв'язковий групових балонних установок повинен проводитися не рідше одного разу на рік, якщо згідно з паспортами заводів - виробників на устаткування не потрібне проведення цих робіт в більш короткі терміни.

Обсяг робіт при поточному ремонті устаткування редуційних головок резервуарних установок повинен визначатися відповідно до вимог «Правил класифікації та побудови морських суден. Том 3» та «Правил безпеки в газовому господарстві ».

Запобіжно - запірний клапан резервуарних установок повинен наструюватися відповідно до вимог «Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3» та «Правил безпеки в газовому господарстві». Налаштування пружинного запобіжного клапана , встановленого на резервуарі , повинно проводитися відповідно до вказівок «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Технічне обслуговування та ремонт випарних та змішувальних установок повинні проводитися за інструкціями, складеними з урахуванням вимог заводів - виробників.

Вимоги по експлуатації редукційної арматури випарних установок аналогічні вимогам по експлуатації редукційних головок резервуарних установок.

Результати технічного освідчення та ремонту резервуарів і редукційних головок повинні заноситися в паспорт резервуарної установки. Про всі роботи з технічного обслуговування та поточного ремонту повинні робитися записи в журналі технічного обслуговування резервуарної установки.

Експлуатація технологічних трубопроводів.

У процесі експлуатації газопроводів необхідно стежити за станом фарбування та ізоляції трубопроводів.

Технічне обслуговування трубопроводів та арматури включає в себе наступні роботи:

- зовнішній огляд трубопроводів для виявлення нещільності в зварних стиках і фланцевих з'єднаннях і визначення стану теплоізоляції і забарвлення;
- огляд і дрібний ремонт трубопровідної арматури в робочому положенні, ремонт або заміну маховичків, перенабивання сальників.

Технічне обслуговування трубопроводів проводиться в такі строки:

- огляд усіх зовнішніх трубопроводів і арматури з метою виявлення та усунення несправності та витікання газу - щомісячно;
- перевірка на герметичність при робочому тиску всіх різьбових і фланцевих з'єднань трубопроводів та арматури, що знаходяться в приміщенні, – щомісячно.

Після поточного та капітального ремонту газопроводи повинні піддаватися випробуванням, передбаченим «Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.5 Розрахунок утилізаційного циклу

Кількість тепла, яке можливо використати в утилізаційному $Q_d=61,4$ МВт циклі беремо з теплового балансу двигуна (розділ 2.4). При тиску 4 МПа, та температурі $t_1 = 180$ °С ентальпія газу буде $H_1=840$ кДж/кг (рис. 3.4), ентропія – $S_1=2,7$ кДж/(кгК). Оскільки температура самоспалахування цієї робочої рідини порівняно низька (табл. 4.1), використання температури циклу вище 180 °С небезпечно. Властивості *n*-пентану наведено на рисунку 3.4 та кресленні «Властивості робочого тіла».

Оскільки процес охолодження у конденсаторі розглядається як ізобарний, параметри в кінці процесу конденсації знаходяться з рис.3.4, при умові що температура конденсації приймається 32 °С, що дозволить забезпечити температурний напір у 12 °С. Тоді витрата пару робочого тіла G_f розраховується за формулою

$$G_f = \frac{Q_d}{(H_1 - H_4)} = \frac{61,4 \times 10^6}{(840 - 270) \times 10^3} = 107,719 \text{ кг/с}$$

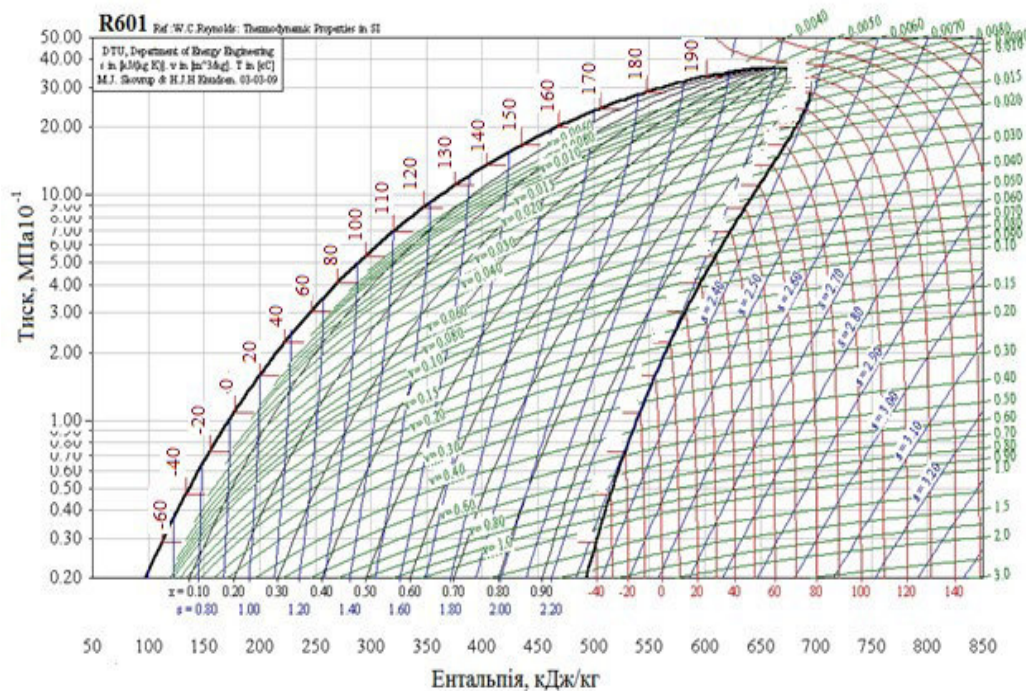


Рисунок 4.4 – Діаграма властивостей *n*-пентану

Теоретична потужність фреонової турбіни N_T становить

$$N_T = G_f (H_1 - H_2) = 107,719 \times (840 - 720) / 10^6 = 12,926 \text{ МВт},$$

Індикаторна потужність фреонової турбіни N_I

$$N_I = N_T \times \eta_o = 12,63 \times 0,87 = 11,24 \text{ МВт}$$

де η_o – внутрішній ККД турбіни, приймаємо $\eta_o = 0,87$.

Потужність живильного насоса розраховується за формулою N_n

$$N_n = \frac{G_f (p_2 - p_1)}{\rho_f \eta_n} = \frac{107,719 \times (40,0 - 0,2)}{628,63 \times 0,91} = 0,746 \text{ МВт},$$

де η_f – механічний ККД турбіни, приймаємо $\eta_f = 0,91$;

$$\rho_f = 1317,4 \text{ кг/м}^3 \text{ (табл.3.1).}$$

Теплова потужність конденсатору Q_k

$$Q_k = G_f (H_2 - H_3) = 107,719 \times (720 - 270) = 48,473 \text{ МВт}$$

де H_3 – ентальпія при температурі після конденсатору, $H_3 = 270 \text{ кДж/кг}$

Витрата води на охолодження, при різниці температур $\Delta T = 7 \text{ }^\circ\text{C}$

$$G_v = \frac{Q_k}{C_p \Delta T} = \frac{48,473 \times 10^6}{4200 \times 8} = 1649 \text{ кг/с}$$

де C_p – теплоємність води, $C_p = 4200 \text{ кДж/(кг}^\circ\text{C)}$;

ΔT – нагрів охолоджуючої води, приймається $\Delta T = 8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Потужність охолоджуючого насоса N_v , при перепаді тиску $\Delta P = 1000 \text{ Па}$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$N_v = G_v \Delta P = 1649 \times 1000 = 1,649 \text{ МВт}$$

Ефективна потужність фреонової турбіни становить Ne

$$Ne = N_i \times \eta_m - n - N_v = 11,24 \times 0,91 - 0,746 - 1,649 = 7,721 \text{ МВт}$$

ККД утилізаційного циклу визначається як відношення ефективної потужності до спожитого тепла

$$\eta = \frac{Ne}{Q_d} = \frac{7,721 \times 10^6}{61,4 \times 10^6} = 0,126$$

При цьому потужність суднової енергетичної установки зросте на ΔN

$$\Delta N = \frac{Ne}{N_{ГД}} = \frac{7,721 \times 10^6}{72,240 \times 10^6} = 0,107$$

Таким чином, значення додаткової потужності складе 7,72 МВт, або 10,7 % потужності головного двигуна, що дозволить знизити годинну витрату палива головного двигуна на номінальному на відповідну величину до 0,152 кг/(кВт/год).

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано конструктивні особливості двотактного малообертового двигуна 6UEC50LSII, проведено аналіз робочого процесу та теплового балансу. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що завдяки створенню сучасної концепції фірмою виробником та використанню оригінальних технічних рішень дає можливість двигуну широко застосовуватися на судах.

Раціональним напрямком подальшого вдосконалення конструкції суднової енергетичної установки є утилізація тепла вторинних енергоресурсів двигуна: тепла вихлопних газів, надувочного повітря, охолоджуючої води та масла. Низький температурний рівень вказаних енергоресурсів робить неефективним використання утилізаційних установок, що працюють на воді, та водяному парі.

В якості альтернативного робочого тіла розглянуто органічна речовина *n*-пентан, яка характеризується значно нижчою температурою кипіння і при використанні у тепло утилізаційній установці, що працює за циклом Ренкіна сумісно з 6UEC50LSII забезпечить суднову енергетичну установку додатковою потужністю 7,72 МВт, що приведе до зменшення питомої витрати палива з 0,172 до 0,152 кг/(кВт год).

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. VesselFinder [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.vesselfinder.com/ru/vessels/details/9614696>
2. Mitsubishi Heavy Industries [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://power.mhi.com/products>
3. Pounder, C.C. Msrine diesel engines and gas turbines. – London, DousWoodyard, 2009. – 887 p.
4. Лукін, А.І. Конструкція суднових двигунів. [Текст]: Навчальний посібник / А.І. Лукін, Миколаїв, УДМТУ, 1999. – 62 с.
5. Методичні вказівки до виконання практичної роботи розрахунок робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 36с.
6. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни „Теорія двигунів внутрішнього згоряння” Доценко С.М. – Первомайськ ППІ НУК, 2014.
7. Абрамчук Ф.І., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том.6. Надійність ДВЗ. Підручник. - Харьков, 2004. 421 с.
8. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Підручник. — Харків: Прапор, 2004. — 384 с. — ISBN 966-7880-93-1
9. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том 3. Комп’ютерні системи керування ДВЗ. Харків: Видавн. центр НТУ ХПІ, 2004. – 426 с.
10. A comparison of heat transfer correlations applied to an Organic Rankine Cycle / F. Calise, A. Macaluso , P. Pelella ,L. Vanoli // Engineering Science and

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Technology, an International Journal. – Volume 21, Issue 6, 2018, Pages 1164-1180.

11. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications / B. F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis // Renewable and Sustainable Energy Reviews. –Volume 15, Issue 8, October 2011, Pages 3963-3979

12. Chien, L.H. An experimental study of pool boiling and falling film vaporization on horizontal tubes in R-245fa / L.H. Chien, Y.L. Tsai // Appl. Therm. Eng., 31, 2011, Article 4044e54.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		