

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ

12ДКРН 42/176,4 (MAN B&W 12S42MC-C.6)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



А. Ю. Проскурін

Здобувач освіти



І. І. Анпілогов

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет	Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра	Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
	(шифр і назва)
Освітня програма	Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Анпілогов Ілля Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 12ДКРН 42/176,4 (MAN B&W 12S42MC-C.6)

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доц. Проскурін А. Ю.*,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун прототип – 12ДКРН 42/176,4 (MAN B&W 12S42MC-C.6), потужність двигуна – 12960 кВт; частота обертання колінчатого валу – 136 хв⁻¹; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 12ДКРН 42/176,4; Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 12ДКРН 42/176,4; Розробка паливної системи двигуна 12ДКРН 42/176,4; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз двигуна 12ДКРН 42/176,4; Індикаторна діаграма та діаграми
динаміки; Паливна система двигуна 12ДКРН 42/176,4

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____	_____
(підпис)	/І. І. Аннілогов/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/А. Ю. Проскурін/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового дизельного двигуна 12ДКРН 42/176,4 (MAN B&W 12S42MC-C.6), потужністю 12960 кВт та 136 хв⁻¹.

В роботі виконані розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також паливної системи. Запропоновані заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 58 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: судновий двигун, шатун, паливо, форсунка.

The qualification work presents the results of calculations for the ship diesel engine 12ДКРН 42/176,4 (MAN B&W 12S42MC-C.6) with a power of 12960 kW and 136 rpm.

The work includes calculations of the engine operating cycle, dynamic loads, and the fuel system. Measures to ensure occupational safety are proposed.

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 58 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: marine engine, connecting rod, fuel, injector.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 12ДКРН 42/176,4.....	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 12ДКРН 42/176,4.....	16
Розділ 3. Розробка паливної системи двигуна 12ДКРН 42/176,4.....	38
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	38
Висновки.....	54
Список використаної літератури.....	55
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 12ДКРН 42/176,4.....	56
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	57
Додаток В. Паливна система двигуна 9ЧН32/40.....	58

					<i>КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						3
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

У сучасному світі двигуни внутрішнього згоряння залишаються ключовим елементом енергетичної інфраструктури: від автомобільного та залізничного транспорту до стаціонарних генераторів і морських суден. Разом із тим, зростання цін на вуглеводневе паливо та дедалі жорсткіші екологічні вимоги (зокрема, норми щодо викидів NO і SO) підсилюють потребу в удосконаленні теплових двигунів. Актуальність цієї теми обумовлена прагненням знизити питомі витрати палива й шкідливі викиди, забезпечити вищий ресурс і простоту технічного обслуговування, особливо в умовах тривалих навантажень та складної експлуатації [1].

Незважаючи на бурхливий розвиток електромобілів та використання альтернативних джерел енергії, класичні бензинові й дизельні агрегати продовжують домінувати там, де необхідна висока енергощільність і перевірена надійність. Проте навіть невелика оптимізація теплового циклу чи зменшення механічних втрат може дати суттєву економію палива та зниження викидів вуглецю. Саме науково-обґрунтований розрахунок тепломасообмінних процесів і механічної міцності деталей стає підґрунтям для розробки більш ефективних і довговічних конструкцій.

Метою даного дослідження є виконання комплексного розрахунку циклу внутрішнього згоряння та аналіз механічних навантажень, що дозволить не лише точніше визначити оптимальні режими роботи, а й виокремити шляхи підвищення паливної економічності та зменшення зносу компонентів.

Об'єктом дослідження виступають загальні принципи функціонування крейцкопфних двотактних дизелів повільного ходу, а предметом – процеси перетворення теплової енергії у механічну роботу та параметри, що визначають ефективність і ресурс їхніх деталей. Таке поєднання теоретичного аналізу й практичних розрахунків створює надійну базу для подальшого

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вдосконалення конструкцій двигунів внутрішнього згоряння та адаптації їх до сучасних економічних і екологічних викликів.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 12ДКРН 42/176,4

Двигун MAN B&W 12S42MC-C.6 – це потужний двотактний крейцкопфний дизель повільного ходу, і його універсальні характеристики роблять його привабливим для різних суднобудівних і інженерних застосувань [2]:

Головний судновий двигун:

- балкери – завдяки великому крутному моменту на низьких обертах, двигун може безредукторно обертати великі гребні гвинти;
- контейнеровози середньої тоннажності – оптимальний компроміс між потужністю (5 500 кВт) та економічністю при різних режимах завантаження;
- танкери – стабільна робота на важкому судовому паливі та надійність у тривалих переходах;
- генеральні вантажні судна і пороми – простота обслуговування й гнучкість у роботі з різними режимами навантаження;

Дизель-генераторні установки:

- судові дизель-генератори для живлення електросистеми корабля;
- наземні резервні генератори на підприємствах і в портах: висока паливна ефективність і довгий ресурс дозволяють використовувати S42MC7 як резервну або пікову електростанцію;

Промислові стаціонарні установки:

- децентралізовані електростанції – поєднання виробництва електрики й тепла для промислових підприємств чи районів;
- підприємства з підвищеним енергоспоживанням (видобуток, промисловість), де важлива можливість швидкого пуску й тривалої роботи під навантаженням;

Спеціалізовані морські платформи та буксири:

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- буксири високої потужності – завдяки великому моменту на низьких обертах двигун забезпечує точний контроль тяги;
- плавучі бурові установки, FPSO – стабільна і надійна робота у складних кліматичних умовах.

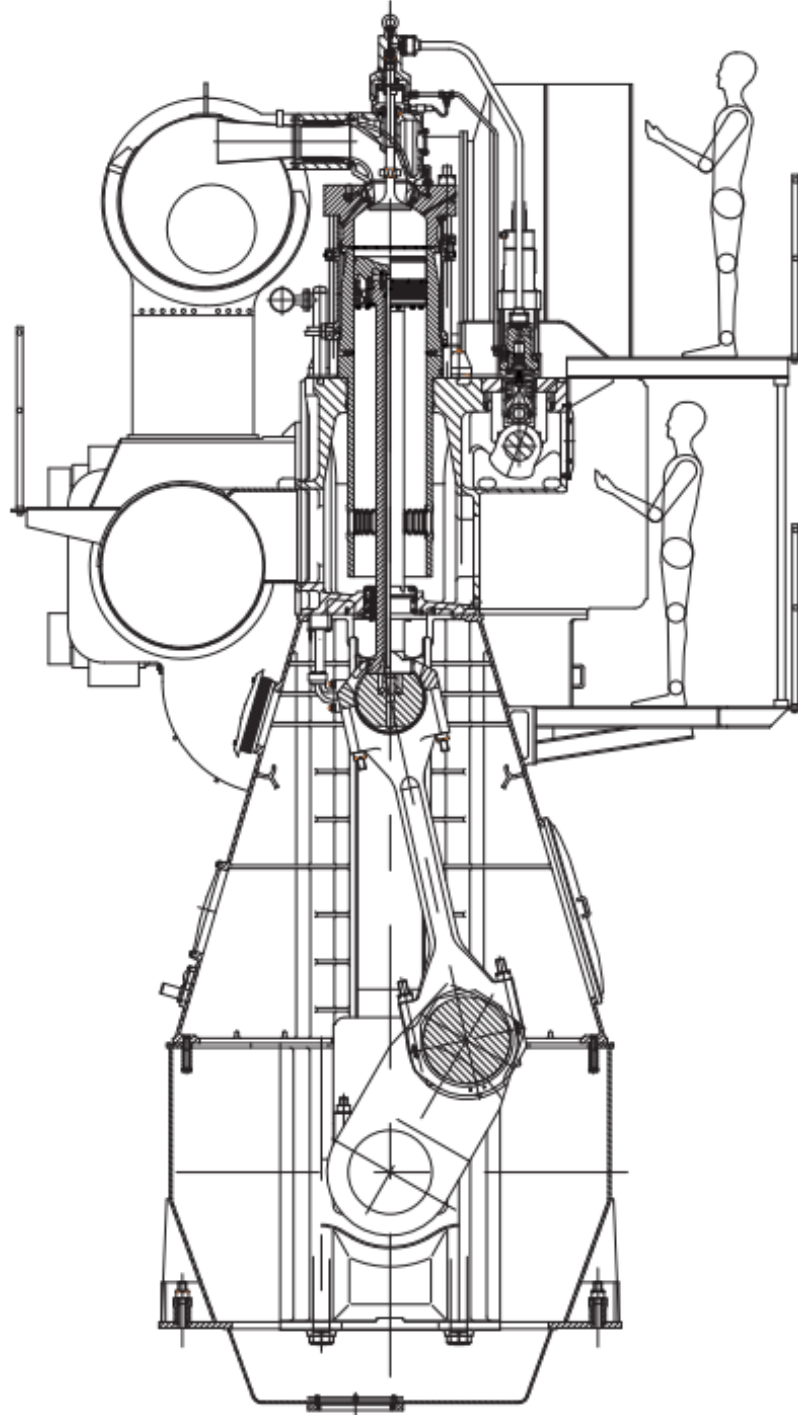


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

Концепція двигуна базується на механічній системі розподільчого валу для активації паливного впорскування та випускних клапанів. Двигун оснащений пневматичною/електричною системою маневрування, а частота обертання двигуна регулюється електронним/гідравлічним регулятором [3].

Кожен циліндр оснащений власним паливним насосом, який складається з простого плунжера, що приводиться в дію безпосередньо паливним кулачком. Економія палива при частковому навантаженні оптимізується за допомогою системи змінного часу впорскування, вбудованої в паливні насоси (опція для деяких двигунів МС-С).

Випускний клапан з кулачковим керуванням відкривається гідравлічно і закривається за допомогою пневматичної пружини.

Змащення здійснюється або за допомогою єдиної масляної системи, що обслуговує колінчастий вал, ланцюговий привід, охолодження поршнів і розподільний вал, або за допомогою комбінації основної масляної системи і окремої масляної системи розподільного валу. Кожен циліндр оснащений власним паливним насосом, який складається з простого плунжера, що активується безпосередньо паливним кулачком.

Змащення циліндрів здійснюється за допомогою електронно керованих мастил Alpha, що забезпечують низьку витрату мастила, або механічних мастил з таймером.

Пускові клапани відкриваються пневматично за допомогою керуючого повітря від розподільника(ів) пускового повітря і закриваються пружиною.

Двигун МС-С – це коротша і компактніша версія двигуна МС. Він добре підходить там, де потрібне невелике машинне відділення, наприклад, на контейнеровозах. Основні характеристики двигуна МС описані на наступних сторінках.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Опис двигуна

Опорна плита і корінний підшипник

Опорна плита виготовлена з упорним підшипником в кормовій частині двигуна. Опорна плита складається з високих зварних поздовжніх балок і зварних поперечних балок з литими сталевими підшипниковими опорами.

Для кріплення до посадочного місця двигуна на судні використовуються довгі еластичні притискні болти і гідравлічні інструменти для затягування.

Для двигунів, встановлених на епоксидних опорах, станину виготовлено без конуса.

Масляний піддон, виготовлений зі сталевих листів і приварений до станини, збирає зворотне масло з системи примусового змащування і охолодження. Випускні отвори для масла з масляного піддону зазвичай вертикальні і забезпечені решітками.

Для деяких номерів циліндрів можуть бути передбачені горизонтальні зливні отвори з обох кінців, однак це має бути підтверджено виробником двигуна.

Головні підшипники складаються з тонкостінних сталевих вкладишів, облицьованих підшипниковим металом. Нижню вкладиш корінного підшипника можна вивертати і вставляти за допомогою спеціального інструменту в поєднанні з гідравлічним інструментом для підйому колінчастого валу. Вкладиші утримуються в положенні кришкою підшипника.

Рамна коробка

Рамна коробка має трикутну пластинчасту зварену або ребристу конструкцію. З боку вихлопних газів вона оснащена перепускними клапанами для кожного циліндра, а з боку маневрування – великими відкидними дверцятами для кожного циліндра. Направляючі крейцкопфів приварені до рами.

Коробка рами прикріплена болтами до опорної плити. Опорна плита, коробка рами і рама циліндрів з'єднані між собою стопорними болтами.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Рама циліндра і сальник

Рама циліндра зварна або лита і має кришки для доступу для очищення продувочного простору, якщо це необхідно, а також для огляду продувочних отворів і поршневих кілець з боку маневрування. Разом з гільзою циліндра вона утворює повітряний простір для продувки.

Рама циліндра оснащена трубами для підведення мастила для охолодження поршнів.

У нижній частині рами циліндра знаходиться сальник поршневого штока з ущільнювальними кільцями для продувочного повітря. Масляні скребкові кільця в сальнику запобігають потраплянню картерної оливи в простір продувочного повітря і забрудненню картерної оливи продуктами згоряння.

Зливні отвори для продувочного повітря і сальника поршневого штока розташовані в нижній частині рами циліндрів.

Гільза циліндра

Гільза циліндра виготовлена з легованого чавуну і підвішена до рами циліндра за допомогою низько розташованого фланця. Зверху гільза циліндра оснащена сорочкою охолодження.

Гільза циліндра має отвори для видалення відпрацьованих газів, отвори для змащення циліндра і підготовлена для встановлення датчиків температури, якщо це необхідно.

Кришка циліндра

Кришка циліндра виготовлена з кованої сталі і має отвори для охолоджувальної рідини. Вона має центральний отвір для випускного клапана, а також отвори для паливних клапанів, пускового клапана і контрольного клапана.

Кришка циліндра кріпиться до рами циліндра за допомогою шпильок і гайок, затягнутих гідравлічними домкратами.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Колінчастий вал

Колінчастий вал в основному напівзбірного типу, виготовлений з кованих або литих сталевих прутків, а також повністю кований. У двигунах з 9 циліндрами і більше колінчастий вал складається з двох частин.

На задньому кінці колінчастий вал має шийку для упорного підшипника, фланець для поворотного колеса і болти для з'єднання з проміжним валом.

На передньому кінці колінчастий вал оснащений муфтою для гасителя осьових вібрацій і фланцем для кріплення маховика. За бажанням, фланець також може бути використаний для відбору потужності.

З'єднувальні болти та гайки для з'єднання колінчастого валу з проміжним валом зазвичай не постачаються.

Упорний підшипник

Тяга гребного гвинта передається через упорну муфту, сегменти і станину на кінцеві упорні колодки і гніздо двигуна, а отже, на корпус судна.

Упорний підшипник розташований в кормовій частині двигуна. Упорний підшипник типу B&W Michell складається з упорної втулки на колінчастому валу, опори підшипника та сегментів зі сталі, вкритих білим металом. Гнучка конструкція упорного кулачка MAN Diesel використовується для упорної шийки на різних типах двигунів.

Упорний вал є інтегрованою частиною колінчастого вала і змащується системою мастила двигуна.

Поворотний механізм і поворотне колесо

Поворотне колесо встановлене на упорному валу і приводиться в рух шестернею на кінцевому валу поворотного механізму, який встановлений на станині.

Поворотний механізм приводиться в дію електродвигуном з вбудованим редуктором з гальмом.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Блокувальний пристрій запобігає запуску головного двигуна при включенні поворотного механізму. Включення і виключення поворотного механізму здійснюється вручну шляхом осевого переміщення шестерні.

Пристрій управління поворотним механізмом, що складається з стартера і блоку ручного управління, можна замовити як опцію.

Гаситель осевих вібрацій

Двигун оснащений гасителем осевих вібрацій, встановленим на передньому кінці колінчастого валу. Демпфер складається з поршня і рознімного корпусу, розташованого перед переднім корінним підшипником.

Поршень виконаний у вигляді інтегрованої шийки на головній шийці колінчастого вала, а корпус закріплений на опорі корінного підшипника. Для перевірки працездатності гасителя вібрації встановлена механічна направляюча, в той час як електронний монітор вібрації може бути поставлений в якості опції.

Шатун

Шатун виготовлений з кованої сталі і забезпечений кришками підшипників крейцкопфа і шатунних підшипників.

Кришки корінних і шатунних підшипників кріпляться до шатуна за допомогою шпильок і гайок, затягнутих за допомогою гідравлічних домкратів. Підшипник крейцкопфа складається з набору тонкостінних сталевих вкладишів, облицьованих підшипниковим металом.

Кришка підшипника крейцкопфа є цілісною, з кутовим вирізом для поршневого штока.

Шатунний підшипник складається з тонкостінних сталевих вкладишів, футерованих підшипниковим металом. Мастило подається через канали в крейцкопф і шатун.

Поршень

Поршень складається з поршневого вінця і поршневої спідниці. Коронка поршня виготовлена з жароміцної сталі. Кільце для очищення поршня,

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розташоване у верхній частині гільзи циліндра, зішкрябує надлишки попелу та вуглецевих утворень на верхній поверхні поршня.

Поршень має чотири кільцеві канавки, які покриті твердим хромом як на верхній, так і на нижній поверхні канавок. Верхнє поршневе кільце – типу Controlled Pressure Relief (CPR), тоді як інші три поршневі кільця мають косий зріз. Всі чотири кільця мають алюмінієве покриття на зовнішній поверхні для припрацювання.

Спідниця поршня виготовлена з чавуну з бронзовим пояском.

Поршневий шток

Поршневий шток виготовлений з кованої сталі і має поверхнєве загартування на робочій поверхні сальника. Поршневий шток з'єднаний з крейцкопфом чотирма болтами. Поршневий шток має центральний отвір, який разом з трубою для охолоджувальної рідини утворює вхід і вихід для охолоджувальної рідини.

Крейцкопф

Крейцкопф виготовлений з кованої сталі і оснащений литими сталевими напрямними колодками з низьким коефіцієнтом тертя з білим металом на робочій поверхні.

На напрямних колодках встановлені телескопічна труба для підведення масла і труба для відведення масла.

Система продувочного повітря

Забір повітря до турбокомпресора відбувається безпосередньо з машинного відділення через впускний глушник турбокомпресора. З турбокомпресора повітря подається через трубу наддувного повітря, повітроохолоджувач і ресивер продувочного повітря до портів продувки гільз циліндрів.

Охолоджувач відпрацьованого повітря

Для кожного турбокомпресора встановлюється охолоджувач відпрацьованого повітря моноблочного типу. Охолоджувач розроблений як

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

центральна система охолодження, що охолоджується прісною водою з максимальним робочим тиском 4,5 бар. В якості альтернативи можна вибрати систему охолодження морською водою з робочим тиском до 2,0-2,5 бар.

Охолоджувач відпрацьованого повітря сконструйований таким чином, що різниця між температурою відпрацьованого повітря і температурою води на вході при заданому MCR може утримуватися на рівні близько 12 °С.

Допоміжний вентилятор

Двигун оснащений вентиляторами продувки з електричним приводом. Всмоктувальна сторона вентиляторів з'єднана з простором відпрацьованого повітря після повітроохолоджувача.

Між повітроохолоджувачем і ресивером відпрацьованого повітря встановлені зворотні клапани, які автоматично закриваються, коли допоміжні вентилятори подають повітря.

Допоміжні вентилятори починають працювати послідовно перед запуском двигуна, щоб забезпечити достатній тиск відпрацьованого повітря для безпечного запуску.

Система вихлопних газів

З випускних клапанів вихлопні газы потрапляють до ресивера, де коливання тиску в окремих циліндрах вирівнюються, і загальний об'єм газу подається далі до турбокомпресора. Після турбокомпресора газ направляється в зовнішню систему вихлопних труб.

Між випускними клапанами і ресивером, а також між ресивером і турбокомпресором встановлені компенсатори.

Ресивер відпрацьованих газів і вихлопні труби мають ізоляцію, покриту оцинкованою сталлю.

Між ресивером відпрацьованих газів і турбокомпресором встановлена захисна решітка.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Реверсування

На реверсивних двигунах (переважно з гвинтами фіксованого кроку) реверсування двигуна здійснюється за допомогою кутового переміщувача ролика в механізмі приводу паливного насоса кожного циліндра двигуна. Реверсивний механізм активується і контролюється стисненим повітрям, що подається до двигуна.

Шестерня випускного клапана не підлягає реверсуванню.

					<i>КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ</i>	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДВИГУНА 12ДКРН 42/176,4

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння є невід’ємною частиною його проектування та оптимізації: він дає змогу кількісно оцінити розподіл енергії палива між корисною роботою та втратами в охолоджувальній системі й у вихлопі. Отримані тиск, температура та коефіцієнт корисної дії використовуються як вихідні дані для розрахунків механічних навантажень на ключові вузли — поршкову групу, шатунно-кріпінний механізм, турбокомпресор тощо. На основі цих результатів формується надійна методологічна база для вдосконалення конструкції, підвищення ефективності, надійності й екологічності двигуна в реальних експлуатаційних умовах [4].

Вхідні параметри для розрахунку робочого циклу двигуна

У табл. 2.1 представлені вхідні параметри для розрахунку робочого циклу

Таблиця 2.1 – Вхідні параметри для розрахунку

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Ефективна потужність	N_e	кВт	12960
Частота обертання	n	хв ⁻¹	136
Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	313
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,374
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1,2
Коефіцієнт залишкових газів	γ_r		0,04
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ε_z		0,94

Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_p		0,98
Ступінь стиснення	ε		13
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,16
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	20
Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0,08
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		0,99
Механічний ККД двигуна	η_m		0,94
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,81
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox}	МПа	0,005
ККД системи охолодження	η_0		0,97
Температура залишкових газів	T_r	К	750
Масовий склад палива	C	кг	0,87
	H	кг	0,126
	S	кг	0
	O	кг	0,004
Нижча теплота згоряння палива	Q_H	(кДж / кг)	42664,4
Кількість циліндрів	i		12
Діаметр циліндра	D_c	м	0,42
Хід поршня	S_c	м	1,764
Коефіцієнт тактності	z		1
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α		2,578
Показник адіабати повітря	k_e		1,4
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,96
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,815
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_{φ}		0,96
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною p	ψ_t		0,77

Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 472.42$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w) \quad T_s = 317.783$$

Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 345.865$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} \quad P_s = 0.369$$

Тиск заряду на кінець процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.98 \cdot P_s \quad P_a = 0.362$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.88$$

Розрахунок процесу стиснення

Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння, кДж/(моль*К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення, кДж/(моль*К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$$

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$b_c = 0.002508 \quad a_{vc} = 19.269$$

Середній показник політропи стиснення

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})} \quad n_1 = 1.364$$

Тиск наприкінці стиснення, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 11.954$$

Температура в кінці стиснення, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad T_c = 879.512$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.275$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0248$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0243$$

Частка палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.959$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.023$$

Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z, кДж/(моль*К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

$$\partial e \quad \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$$

$$L_0 = 0.495 \frac{\text{кМоль}}{\text{кг}}$$

$$\underline{m} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.72787 \quad b_z = 0.00293$$

Середня мольна ізохорна теплоємність у точці b, кДж/(моль*К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.74692 \quad b_b = 0.002943$$

Максимальну температуру згоряння, К - знаходимо з такого рівняння:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

звідси:

$$T_z = 1741.507$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 15.302$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1.583$$

Ступінь подальшого розширення

$$\underline{\delta} = \frac{\epsilon}{\rho} \quad \delta = 8.212$$

Середній показник політропи розширення і температура наприкінці процесу розширення, К. (знаходимо з наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

$$n_2 = 1.285$$

$$T_b = 956.546$$

Тиск у кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 1.023$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.28$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$$

$$P_i = 2.076$$

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

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$$

$$b_i = 0.167$$

Індикаторний ККД

$$\eta_{ii} = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_{ii} = 0.506$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_{im}$$

$$P_e = 1.952$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_{ii} \cdot \eta_{im}$$

$$\eta_e = 0.476$$

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Питомі ефективні витрати палива, кг/(кВт*год)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_{lm}} \quad b_e = 0.1776$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 12983.894$$

Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.184 \cdot \%$$

Висновок: похибка не перевищує допустиму (0.5%)

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова постійна для повітря – $R = 287$, Дж/(кг*К)

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \varphi_a \quad G = 28.396$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 29.036$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi \cdot P_k \quad P_r = 0.325$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 742.095$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.308$$

Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів, Дж/(кг*К)

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$$

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$R_t = 287.517$$

Показник аддіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.378$$

Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_{lt.m} \cdot \eta_{lt.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_k = 3.697$$

Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = P_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0.3745$$

Порівняння заданого й отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.143 \cdot \%$$

Висновок: похибка не перевищує допустиму.

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Візуалізація термодинамічних процесів у формі розрахункових діаграм здійснюється на підставі результатів моделювання робочого циклу, виконаного в програмному середовищі MathCad. Ці графічні побудови надалі слугують вихідними даними для динамічного аналізу та розрахунку міцності конструктивних елементів силової установки.

Значення координат точок, що описують фази стиснення і розширення, обчислюються відповідно до політропних залежностей за такими формулами [5]:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_1}}$$

– для процесу розширення:

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$p = \frac{p_z * \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}$$

де $V/V_c = \epsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для обчислення індикаторної діаграми необхідні наступні вихідні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,284
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	11,886
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	13,776
Ступінь попереднього розширення ρ	1,671
Ступінь стиснення ϵ	13

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	13,78	
1,00	11,89	13,78
1,67	5,91	13,78
2,24	3,97	9,47
2,80	2,92	7,09
3,37	2,27	5,60
3,94	1,84	4,58
4,50	1,53	3,86
5,07	1,30	3,31
5,64	1,13	2,89
6,20	0,99	2,56
6,77	0,88	2,29
7,34	0,79	2,06
7,90	0,71	1,87
8,47	0,65	1,71
9,03	0,59	1,58
9,60	0,55	1,46
10,17	0,51	1,36
10,73	0,47	1,26
11,30	0,44	1,18
11,87	0,41	1,11
12,43	0,38	1,05
13,00	0,36	0,99
13,00		0,36

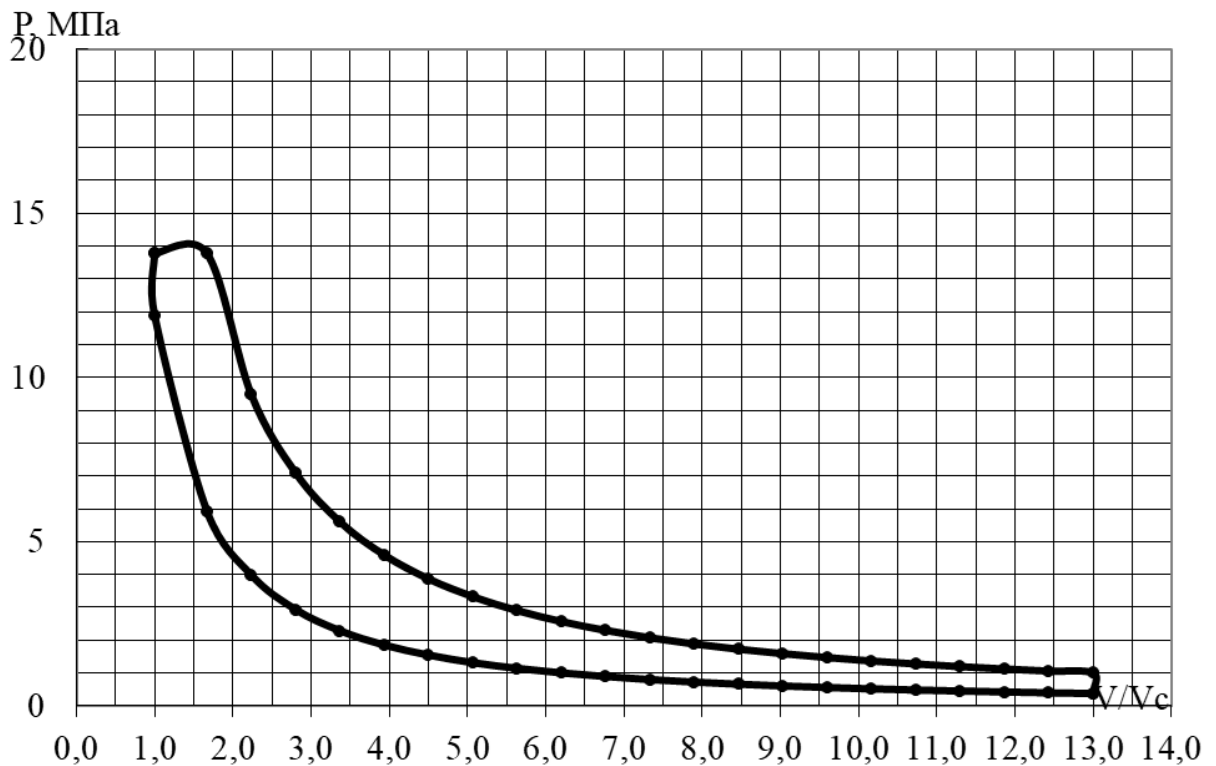


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Графіки динамічного навантаження застосовуються для ідентифікації силових впливів на колінчастий вал під час його обертання в будь-якому кутовому положенні. Вони є ключовими інструментами при аналізі напруженого стану вала та визначенні ступеня його динамічного урівноваження. Формування таких графіків базується на результатах теплового моделювання циклу, з урахуванням змін зовнішніх і внутрішніх сил, що діють протягом обертового руху колінчастого вала [4].

У динамічних діаграмах враховуються наступні складові сил:

P_g – газовий тиск, що діє на поршень;

P_j – інерційне зусилля поступально рухомих мас;

P_{dv} – вертикальна складова сили, що передається на поршневий палець (так звана рушійна сила);

N – нормальна сила, яка притискає поршень до втулки;

Q – сила вздовж осі шатуна;

T – дотичне зусилля, орієнтоване по колу обертання кривошипа;

Z – сила, напрямлена вздовж осі кривошипного механізму.

Умовне зображення дії зазначених сил у кривошипно-шатунному механізмі наведено на рис. 2.2.

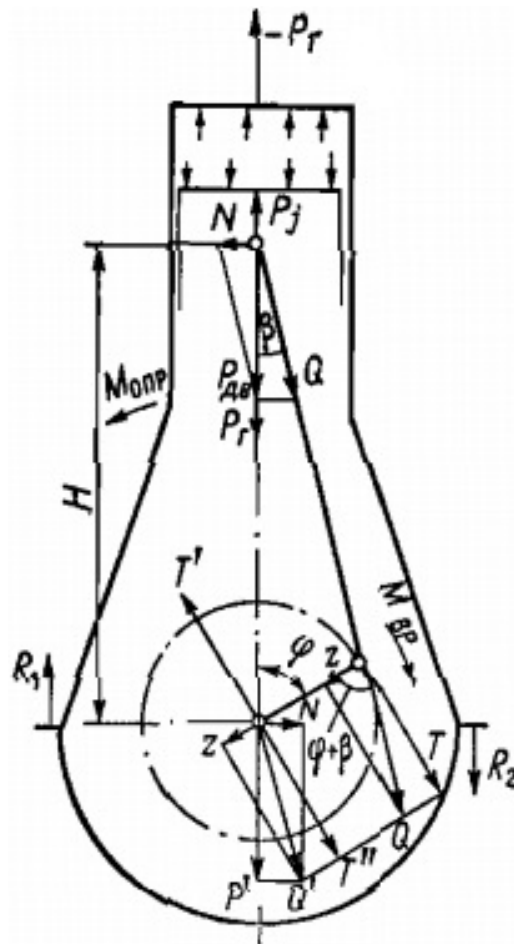


Рисунок 2.2 – Схематичне представлення сил, що діють у КШМ

Основні вихідні дані, використані в динамічному аналізі, подано у таблиці 2.4. Результати розрахунків відображено в таблицях 2.5 та 2.6. На їх основі побудовано відповідні діаграми, представлені на рисунках 2.3–2.5.

На рисунку 2.3 відображено такі параметри:

P_r – тиск з боку газів на поршень;

P_j – інерційне навантаження одного циліндра;

P_{dv} – вертикальна рушійна сила.

На рисунку 2.4 наведено:

N – нормальне навантаження між поршнем і втулкою;

Z – осьове навантаження, що виникає в кривошипі;

T – дотична складова сили обертання.

Рисунок 2.5 демонструє:

$T\Sigma$ – сукупне значення всіх дотичних сил;

$T_{ср}\Sigma$ – середньозважене значення сумарного дотичного навантаження.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,42
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	136
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	13,776
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,383
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,3707
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,317
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,435
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	1660
Радіус кривошипа	м	r	0,882
Ступінь стиснення		ε	13
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,284
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,671
Кількість циліндрів		i	12
Маса деталей, що обертаються	кг	m_r	345

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pi	Pdy	N	Z	T
0	180	0,383	1,210	1,593	0,000	-1,593	0,000
5	185	0,384	1,216	1,600	-0,061	-1,599	-0,079
10	190	0,385	1,234	1,619	-0,123	-1,616	-0,160
15	195	0,388	1,262	1,650	-0,187	-1,642	-0,247
20	200	0,392	1,299	1,691	-0,253	-1,676	-0,340
25	205	0,397	1,343	1,739	-0,323	-1,713	-0,442
30	210	0,403	1,389	1,792	-0,396	-1,750	-0,553
35	215	0,411	1,436	1,847	-0,471	-1,783	-0,674
40	220	0,421	1,479	1,900	-0,546	-1,806	-0,803
45	225	0,432	1,515	1,947	-0,619	-1,814	-0,939
50	230	0,446	1,539	1,985	-0,687	-1,802	-1,079
55	235	0,463	1,548	2,010	-0,748	-1,766	-1,217
60	240	0,482	1,537	2,019	-0,799	-1,701	-1,349
65	245	0,505	1,504	2,010	-0,836	-1,607	-1,468
70	250	0,532	1,447	1,979	-0,857	-1,483	-1,567
75	255	0,565	1,362	1,927	-0,861	-1,330	-1,638
80	260	0,604	1,248	1,851	-0,845	-1,154	-1,676
85	265	0,650	1,105	1,754	-0,812	-0,961	-1,677
90	270	0,705	0,932	1,637	-0,761	-0,761	-1,637
95	275	0,771	0,731	1,502	-0,695	-0,562	-1,557
100	280	0,852	0,504	1,356	-0,619	-0,374	-1,443
105	285	0,951	0,253	1,203	-0,538	-0,208	-1,302
110	290	1,073	-0,019	1,054	-0,456	-0,069	-1,146
115	295	1,224	-0,306	0,918	-0,382	0,042	-0,993
120	300	1,414	-0,605	0,809	-0,320	0,127	-0,861
125	305	1,656	-0,910	0,746	-0,277	0,200	-0,770
130	310	1,965	-1,215	0,750	-0,260	0,283	-0,742
135	315	2,367	-1,515	0,852	-0,271	0,411	-0,794
140	320	2,892	-1,803	1,089	-0,313	0,633	-0,940
145	325	3,583	-2,074	1,510	-0,385	1,016	-1,181
150	330	4,491	-2,321	2,169	-0,479	1,639	-1,500
155	335	5,668	-2,541	3,127	-0,581	2,588	-1,849
160	340	7,144	-2,727	4,417	-0,662	3,924	-2,133
165	345	8,870	-2,877	5,993	-0,678	5,614	-2,206
170	350	10,636	-2,986	7,650	-0,579	7,433	-1,899
175	355	12,029	-3,052	8,977	-0,341	8,913	-1,122
180	360	12,568	-3,074	9,494	0,000	9,494	0,000
185	365	13,776	-3,052	10,724	0,407	10,648	1,340

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ

Аркуш

28

190	370	13,776	-2,986	10,790	0,817	10,485	2,678
195	375	13,776	-2,877	10,899	1,232	10,209	4,011
200	380	13,776	-2,727	11,049	1,656	9,816	5,335
205	385	13,776	-2,541	11,235	2,089	9,300	6,642
210	390	12,564	-2,321	10,243	2,264	7,739	7,082
215	395	10,087	-2,074	8,013	2,042	5,393	6,269
220	400	8,152	-1,803	6,349	1,823	3,692	5,478
225	405	6,661	-1,515	5,146	1,635	2,483	4,794
230	410	5,513	-1,215	4,298	1,488	1,623	4,248
235	415	4,626	-0,910	3,716	1,383	0,998	3,837
240	420	3,935	-0,605	3,329	1,317	0,524	3,542
245	425	3,391	-0,306	3,085	1,283	0,141	3,338
250	430	2,959	-0,019	2,940	1,274	-0,191	3,198
255	435	2,612	0,253	2,865	1,280	-0,495	3,099
260	440	2,332	0,504	2,836	1,295	-0,783	3,017
265	445	2,103	0,731	2,834	1,311	-1,059	2,937
270	450	1,914	0,932	2,846	1,323	-1,323	2,846
275	455	1,758	1,105	2,862	1,324	-1,569	2,736
280	460	1,628	1,248	2,875	1,313	-1,793	2,604
285	465	1,519	1,362	2,880	1,287	-1,988	2,449
290	470	1,427	1,447	2,873	1,245	-2,152	2,274
295	475	1,349	1,504	2,854	1,187	-2,282	2,085
300	480	1,284	1,537	2,821	1,116	-2,377	1,885
305	485	1,228	1,548	2,776	1,033	-2,439	1,681
310	490	1,181	1,539	2,720	0,942	-2,470	1,479
315	495	1,142	1,515	2,657	0,844	-2,475	1,282
320	500	1,108	1,479	2,588	0,743	-2,460	1,094
325	505	1,080	1,436	2,516	0,641	-2,429	0,918
330	510	1,057	1,389	2,446	0,541	-2,389	0,755
335	515	1,038	1,343	2,380	0,443	-2,344	0,605
340	520	1,022	1,299	2,321	0,348	-2,300	0,467
345	525	1,010	1,262	2,272	0,257	-2,261	0,340
350	530	1,000	1,234	2,234	0,169	-2,230	0,221
355	535	0,523	1,216	1,739	0,066	-1,739	0,086
360	540	0,383	1,210	1,593	0,000	-1,593	0,000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град	30			
--------------------	----	--	--	--

j°	T _Σ					
	Номер циліндра					
	1	2	3	4	5	6
0	0,000	-0,553	-1,349	-1,637	-0,861	-1,500
5	-0,079	-0,674	-1,468	-1,557	-0,770	-1,849
10	-0,160	-0,803	-1,567	-1,443	-0,742	-2,133
15	-0,247	-0,939	-1,638	-1,302	-0,794	-2,206
20	-0,340	-1,079	-1,676	-1,146	-0,940	-1,899
25	-0,442	-1,217	-1,677	-0,993	-1,181	-1,122
30	-0,553	-1,349	-1,637	-0,861	-1,500	0,000

T _Σ						T _Σ	T ^{ср} _Σ
Номер циліндра							
7	8	9	10	11	12		
0,000	7,082	3,542	2,846	1,885	0,755	10,21	9,45
1,340	6,269	3,338	2,736	1,681	0,605	9,57	9,45
2,678	5,478	3,198	2,604	1,479	0,467	9,06	9,45
4,011	4,794	3,099	2,449	1,282	0,340	8,85	9,45
5,335	4,248	3,017	2,274	1,094	0,221	9,11	9,45
6,642	3,837	2,937	2,085	0,918	0,086	9,87	9,45
7,082	3,542	2,846	1,885	0,755	0,000	10,21	9,45
						56,67	

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

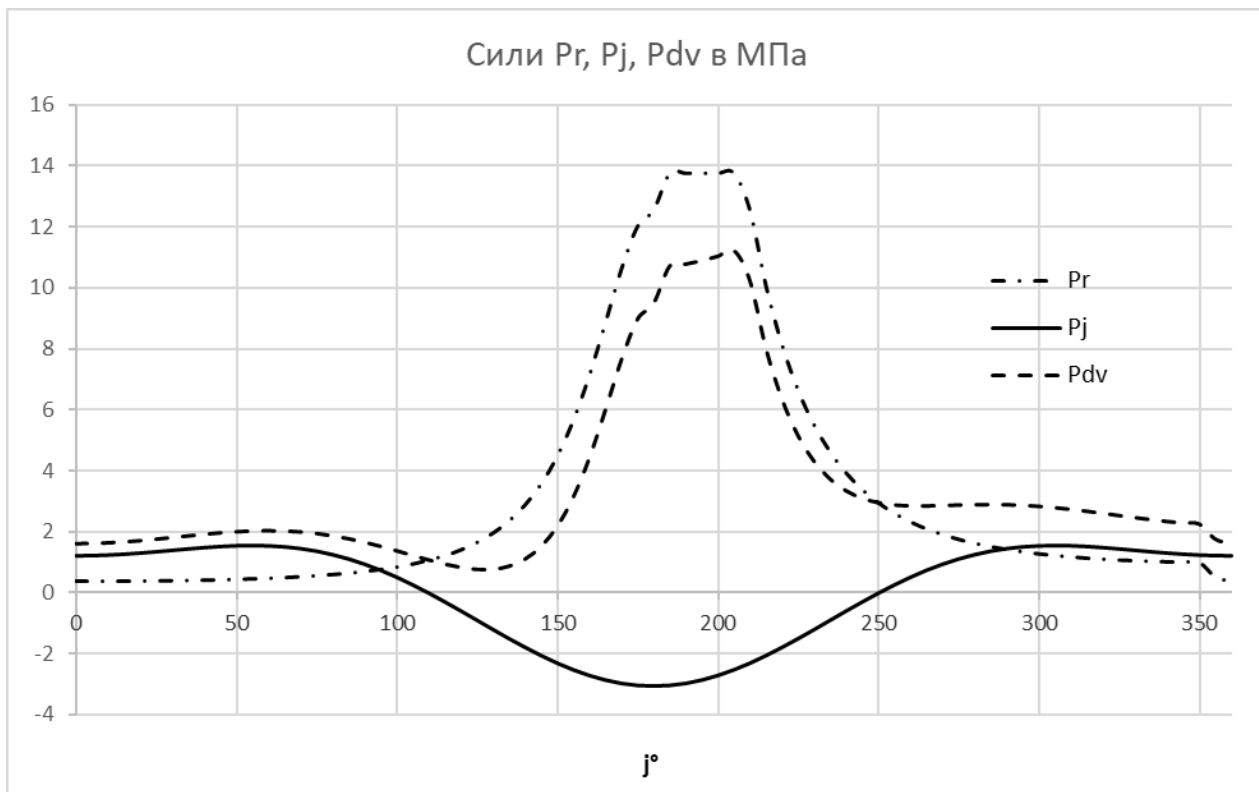


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

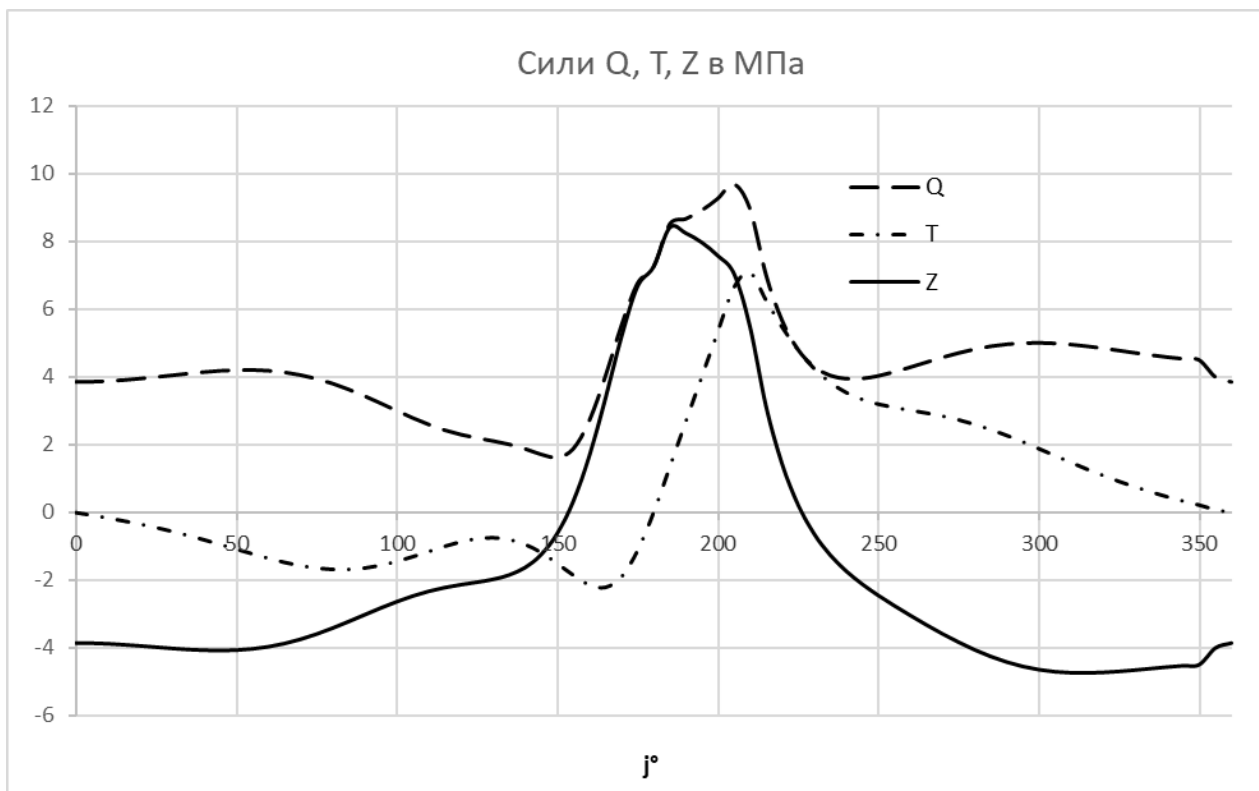


Рисунок 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

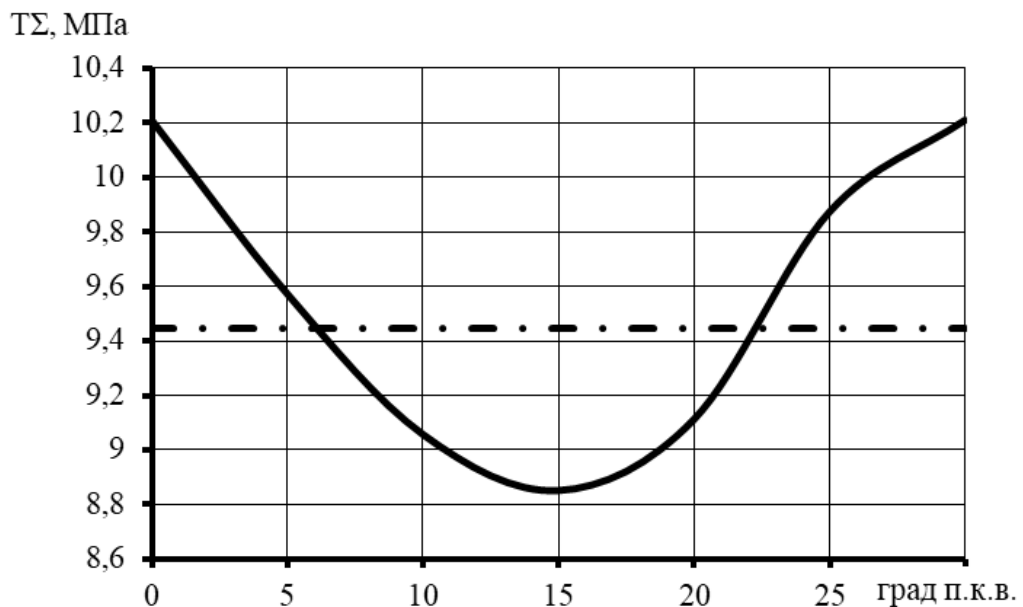


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Розрахунок та побудова діаграми полярних навантажень на шийку колін валу.

Діаграма навантажень на шатуну шийку будується за силою Q та сила інерції P_r яка визначається залежністю

$$P_r = m_r r \omega^2$$

Величина сили P_r не залежить від кута повороту колінчастого валу. Сила P_r спрямована по лінії дії сили Z і результуюча цих сил:

$$Z_1 = Z + P_r$$

Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку, будується в координатах TZ_1 . Для осі сили Z_1 визначається зворотний порядок, тобто. Вісь прямує зверху вниз. На діаграмі створюються однакові масштаби сил T та Z_1 . При виконанні цієї умови вектор, збудований від початку координат до однієї з точок на діаграмі, що відповідає величині результуючої сили:

$$Q_{\text{рез}} = \sqrt{T^2 + Z_1^2}$$

Розгорнута діаграма навантажень на шатунну шийку $Q_{\text{шш}}$ будується в функції кута повороту колінчастого валу.

Полярна діаграма навантажень на шатунний підшипник будується з урахуванням ПДН на шатунну шийку. У процесі побудови кривошип вважають нерухомим, а шатун із підшипником повертається проти годинникової стрілки із кутовим кроком ($\varphi + \beta$).

Сили, що діють на корінні шийки колінчастого валу, визначаються в залежності від числа та розташування циліндрів, порядку роботи циліндрів та кривошипної схеми колінчастого валу. Враховується також наявність противаг.

При побудові векторної діаграми сил, що діють на корінні шийки та корінні підшипники, робиться припущення, що на корінну шийку колінчастого валу діють реакції від сил поруч розташованих циліндрів, хоча на її навантаженість впливають і віддаленіші циліндри.

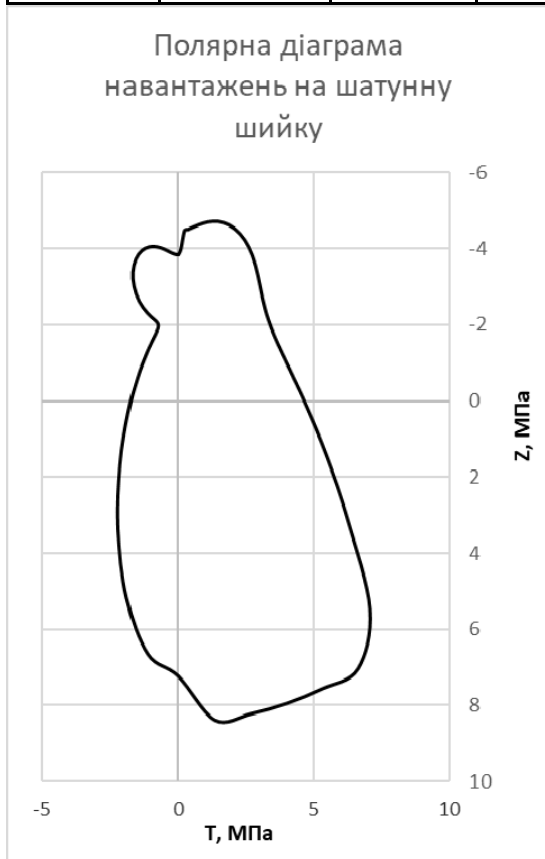
Полярна діаграма на корінний підшипник будується на основі ПДН на корінну шийку. У процесі побудови колінчастий вал вважають нерухомим, а корінний підшипником з кісткою двигуна повертається проти годинникової стрілки з кутовим кроком φ .

Результат розрахунку навантажень на шатуну шийку та шатунний підшипник колінчастого валу:

$P_r = m_r \omega^2$	$Z_l = Z + T$	T	$Q_{\text{шш}}, \text{МПа}$
-2,253	-3,847	0,000	3,846653
-2,253	-3,852	-0,079	3,853188
-2,253	-3,869	-0,160	3,872402
-2,253	-3,895	-0,247	3,903128
-2,253	-3,929	-0,340	3,943441
-2,253	-3,966	-0,442	3,990694
-2,253	-4,004	-0,553	4,041569
-2,253	-4,036	-0,674	4,092153
-2,253	-4,059	-0,803	4,138041
-2,253	-4,067	-0,939	4,174481
-2,253	-4,055	-1,079	4,196548
-2,253	-4,019	-1,217	4,199382

-2,253	-3,955	-1,349	4,178458
-2,253	-3,860	-1,468	4,129909
-2,253	-3,736	-1,567	4,050880
-2,253	-3,583	-1,638	3,939910
-2,253	-3,407	-1,676	3,797313
-2,253	-3,215	-1,677	3,625546
-2,253	-3,014	-1,637	3,429521
-2,253	-2,815	-1,557	3,216804
-2,253	-2,628	-1,443	2,997569
-2,253	-2,461	-1,302	2,784074
-2,253	-2,322	-1,146	2,589264
-2,253	-2,211	-0,993	2,424064
-2,253	-2,126	-0,861	2,293448
-2,253	-2,053	-0,770	2,192497
-2,253	-1,970	-0,742	2,104862
-2,253	-1,842	-0,794	2,005871
-2,253	-1,620	-0,940	1,872665
-2,253	-1,237	-1,181	1,710393
-2,253	-0,614	-1,500	1,620778
-2,253	0,335	-1,849	1,878684
-2,253	1,671	-2,133	2,709157
-2,253	3,360	-2,206	4,019647
-2,253	5,180	-1,899	5,517265
-2,253	6,660	-1,122	6,753754
-2,253	7,241	0,000	7,240724
-2,253	8,394	1,340	8,500758
-2,253	8,231	2,678	8,656121
-2,253	7,956	4,011	8,910009
-2,253	7,563	5,335	9,255370
-2,253	7,047	6,642	9,683193
-2,253	5,486	7,082	8,957798
-2,253	3,140	6,269	7,011130
-2,253	1,439	5,478	5,663300
-2,253	0,229	4,794	4,799889
-2,253	-0,630	4,248	4,294981
-2,253	-1,255	3,837	4,037149
-2,253	-1,729	3,542	3,941559
-2,253	-2,113	3,338	3,950291
-2,253	-2,444	3,198	4,025507
-2,253	-2,748	3,099	4,141722

-2,253	-3,036	3,017	4,280394
-2,253	-3,312	2,937	4,427059
-2,253	-3,576	2,846	4,570111
-2,253	-3,822	2,736	4,700406
-2,253	-4,046	2,604	4,811151
-2,253	-4,242	2,449	4,897836
-2,253	-4,406	2,274	4,958098
-2,253	-4,535	2,085	4,991508
-2,253	-4,630	1,885	4,999298
-2,253	-4,692	1,681	4,984027
-2,253	-4,723	1,479	4,949248
-2,253	-4,729	1,282	4,899171
-2,253	-4,713	1,094	4,838358
-2,253	-4,682	0,918	4,771448
-2,253	-4,642	0,755	4,702936
-2,253	-4,597	0,605	4,636987
-2,253	-4,553	0,467	4,577299
-2,253	-4,514	0,340	4,527000
-2,253	-4,483	0,221	4,488572
-2,253	-3,992	0,086	3,992714
-2,253	-3,847	0,000	3,846653



Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ

Аркуш

35

Розрахунок маховика.

Маховик - масивна обертова деталь з великим моментом інерції у вигляді диска або колеса, що встановлюється на ведучому валу машини для зменшення нерівномірності його обертання при усталеному русі. Маховик акумулює (нагромаджує) кінетичну енергію в період прискорення руху і віддає її при сповільненні [5].

Розраховуємо маховик

- 1) За діаграмою зміни сумарного крутного моменту визначається величина максимальної надлишкової площі $f_{изб.мах}$, $м^2$, на ділянці φ_3 , $м$, вище лінії $T_{\Sigma пор.}$

$$f_{изб.мах} = 60.3678 \text{ м}^2$$

- 2) Потім визначаємо найбільшу надмірну роботу, вона визначається за такою формулою

$$A_{изб} = f_{изб} \mu$$

Де μ – масштаб площі сумарної діаграми моменту, що крутить, $Нм/м^2$.
Рахується він так:

$$\mu = \mu_{\varphi} \mu_M r \frac{\pi D^2}{4}$$

де r - Радіус кривошипа, $м$; D – діаметр циліндра, $м$; μ_{φ} – масштаб, визначальний скільки радіан міститься в абсцисі довжиною 1 м , рахується так;
 μ_M – масштаб, що показує, скільки паскаль ($Н/м^2$) містить ордината довжиною 1 м .

$$\mu_{\varphi} = \frac{\pi \varphi_3}{180 l}$$

Де φ_3 – кут заклинки, $рад$; l – довжина абсциси

Порахуємо

$$\mu := \mu_{\varphi} \cdot \mu_M \cdot r \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 3.021 \times 10^3$$

$$A_{изб} := f_{изб} \cdot \mu = 1.824 \times 10^5$$

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- 3) Задаючись значенням δ_H , можна приблизно знайти момент інерції маховика. Для цього спочатку визначаємо момент інерції всіх рухомих мас двигуна щодо осі валу за формулою:

$$\Theta := \frac{A_{i36}}{\pi^2 \cdot n \cdot \delta_H} = 2.989 \times 10^3$$

Де δ_H - коливання кутової швидкості = 1/22

- 4) Маса маховика визначається за формулою:

$$M_M = \frac{4\Theta}{D_M^2}$$

Для наближених розрахунків середній діаметр D_M обода маховика можна прийняти:

$$D_M := 2 \cdot S = 3.528$$

$$M_M := \frac{4 \cdot \Theta}{D_M^2} = 960.554$$

- 5) За умовами міцності зовнішній діаметр маховика D_B має бути вибраний з урахуванням забезпечення допустимих окружних швидкостей. Окружна швидкість на зовнішньому обході маховика:

$$\nu_M := \frac{\pi \cdot D_B \cdot n}{60} = 28.484$$

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДВИГУНА 12ДКРН 42/176,4

Опис паливної системи

Система влаштована таким чином, що можна використовувати як дизельне паливо, так і важкий дизельний мазут.

З сервісного бака паливо подається до живильного насоса з електричним приводом, за допомогою якого в частині низького тиску системи циркуляції палива підтримується тиск приблизно 4 бар, що дозволяє уникнути газифікації палива у вентиляційній коробці в застосованих температурних діапазонах. Вентиляційна коробка з'єднана з сервісним баком через автоматичний деаераційний клапан, який випускає будь-які гази, але затримує рідини. З частини паливної системи низького тиску мазут підводиться до циркуляційного насоса, який прокачує мазут через нагрівач і повнопоточний фільтр, розташований безпосередньо перед входом у двигун. Вбудований регулятор в'язкості, розташований після нагрівача, контролює температуру нагрівання відповідно до встановленої в'язкості конкретного мазуту [6].

Вентиляційна коробка з'єднана з робочим баком через автоматичний деаераційний клапан, який випускає будь-які гази, але затримує рідини.

З частини паливної системи низького тиску мазут подається до циркуляційного насоса з електроприводом, який прокачує мазут через підігрівач і повнопоточний фільтр, розташований безпосередньо перед входом у двигун.

Вбудований регулятор в'язкості, розташований після нагрівача, контролює температуру нагрівання відповідно до встановленої в'язкості конкретного мазуту.

Конструктивні параметри

Для забезпечення достатнього наповнення паливних насосів продуктивність циркуляційного насоса з електроприводом перевищує

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

кількість палива, що споживається дизельним двигуном. Надлишок мазуту рециркулює з двигуна через вентиляційну коробку.

Для забезпечення постійного тиску палива до паливних насосів під час усіх навантажень двигуна в мазутній системі двигуна встановлений підпружинений перепускний клапан.

Тиск мазуту, що вимірюється на двигуні (на рівні паливного насоса), повинен становити 7-8 бар, що еквівалентно тиску циркуляційного насоса 0 бар.

Вбудовані переливні клапани, якщо такі є, на насосах подачі повинні бути відрегульовані на 5 бар, тоді як зовнішній байпасний клапан відрегульований на 4 бар. Труби між резервуарами і живильними насосами повинні мати щонайменше на 50% більшу площу прохідного перерізу, ніж труби між живильним насосом і циркуляційним насосом.

Якщо мазутна труба «Х» на вході в двигун виконана у вигляді прямої лінії безпосередньо в кінці двигуна, необхідно встановити компенсатор. Якщо з'єднання виконано, як показано на малюнку, з вигином безпосередньо в кінці двигуна, компенсатор не потрібен.

Паливні насоси та злив

Впровадження ущільнення насоса, так званого «парасолькового» типу, дозволило відмовитися від окремої системи змащення розподільчого валу.

Паливний насос зонтичного типу має додатковий зовнішній витік чистого мазуту, який через «AF» підводиться до резервуару і може бути перекачаний в сервісний бак для важкого мазуту або відстійник. Витрата становить приблизно 0,25 л/цикл. год.

Основне призначення зливної труби «AF» - збирати чистий мазут з паливних насосів, а також ненавмисні витоки з трубопроводів високого тиску. Зливна олива відводиться в резервуар і може бути перекачана в сервісний бак для мазуту або в відстійник.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Злив «AF» забезпечений коробкою для подачі сигналу тривоги в разі витоку в трубах високого тиску.

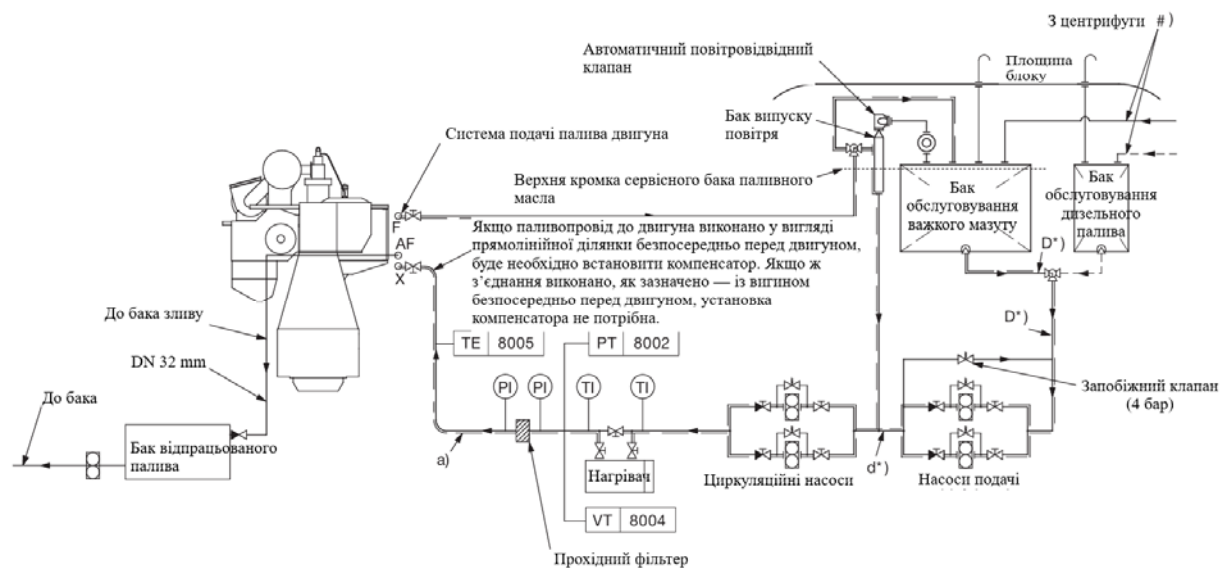


Рисунок 3.1 – Паливна система

#) У центрифугах слід обробляти приблизно таку кількість мазуту: 0,23 л/квт·год. Потужність центрифуг має відповідати рекомендаціям виробника.

*) D має щонайменше на 50% більшу площу проходу, ніж d.

- Дизельне паливо
- Важке паливо (мазут)
- ===== Обігрівальна труба з ізоляцією

а) Підігрів паливопроводів: макс. 150 °C

Коли двигун зупиняється, циркуляційний насос продовжує циркулювати нагріте важке паливо через масляну систему двигуна, таким чином підтримуючи паливні насоси в нагрітому стані, а паливні клапани деаерованими. Ця автоматична циркуляція підігрітого палива під час зупинки двигуна є основою для цих рекомендацій:

Особливості роботи

Постійна робота на важкому паливі

Крім того, якщо не дотримуватися цієї рекомендації, існує прихований ризик утворення несумісних сумішей між дизельною оливою та важким паливом низької якості під час заміни палива або під час роботи в районах з обмеженнями на вміст сульфуру в мазуті через контроль за викидами вихлопних газів.

За особливих обставин може знадобитися change-over в дизельне паливо - і це може бути виконано в будь-який час, навіть коли двигун не працює. Такий перехід може знадобитися, якщо, наприклад, очікується, що судно не буде працювати протягом тривалого періоду з холодним двигуном, наприклад, у зв'язку з:

- стикування;
- зупинка більш ніж на п'ять днів;
- капітальний ремонт паливної системи тощо.

Нагрівання зливної труби

Через відносно високу в'язкість важкого мазуту рекомендується нагрівати зливну трубу і бак до мінімум 50 °C.

Об'єм відстійника визначається на основі інтервалів зливання, правил класифікаційного товариства, а також залежно від того, чи можна відводити відпрацьоване масло безпосередньо в машинне відділення.

Злита чиста олива, звичайно, вплине на вимірний показник SFOC, але таким чином олива не витрачається даремно, а її кількість знаходиться в межах точності вимірювання витратомірів, які зазвичай використовуються.

Для зовнішніх трубних з'єднань рекомендуються наступні максимальні швидкості потоку:

Суднове дизельне паливо - 1,0 м/с

Мазут - 0,6 м/с.

3.3 Типи палива

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Суднове дизельне паливо:

Морське дизельне паливо ISO 82 7, клас DMB

Британський стандарт 6843, клас DMB

Також можуть використовуватися аналогічні оливи.

Мазут (HFO)

Можна використовувати більшість наявних у продажу мазутів з в'язкістю нижче 700 сСт при 50 °C (7000 сек. Redwood I при 00 °F).

Стандарт 6843 та рекомендації CIMAC щодо вимог до важкого палива для дизельних двигунів, четверте видання 2003 року, в яких максимально прийнятними марками є RMH 700 та RMK 700. Вищезгадані стандарти ISO та BS замінюють стандарт BSMA 00, в якому граничним значенням було M9.

Дані у вищезгаданих стандартах і специфікаціях HFO відносяться до палива, яке постачається на судно, тобто до очищення на борту.

Для забезпечення ефективного і достатнього очищення мазуту, тобто видалення води і твердих забруднень, питома вага мазуту при 5 °C (60 °F) повинна бути нижче 0,99, якщо тільки не використовуються сучасні типи центрифуг з адекватними очисними властивостями.

Більш висока густина може бути дозволена, якщо встановлені спеціальні системи очищення.

Поточної аналітичної інформації недостатньо для оцінки горючих властивостей оливи. Це означає, що результати обслуговування залежать від властивостей оливи, які не можуть бути відомі заздалегідь. Особливо це стосується схильності оливи до утворення відкладень в камерах згоряння, газових каналах і турбінах. Тому може виникнути необхідність виключити деякі оливи, які викликають труднощі.

Керівна специфікація важких мазутів

На основі нашого загального досвіду експлуатації виробник розробив, як доповнення до вищезгаданих стандартів, керівну специфікацію HFO, наведену нижче.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Важкі мазути, обмежені цією специфікацією, в міру комерційної доступності, використовуються із задовільними результатами на двотактних низькообертових дизельних двигунах MAN B&W.

Дані відносяться до палива, що постачається, тобто до будь-якого бортового очищення.

Параметр	Одиниці виміру	Граничне значення
Густина за температури 15 °C	кг/м ³	≤ 1.010 *
Кінематична в'язкість:		
– при 100 °C	сСт (сSt)	≤ 55
– при 50 °C	сСт (сSt)	≤ 700
Температура займання (Flash point)	°C	≥ 60
Температура застигання (Pour point)	°C	≤ 30
Залишок вуглецю (Carbon residue)	% (м/м)	≤ 22
Зольність (Ash)	% (м/м)	≤ 0.15
Потенціал утворення осаду	% (м/м)	≤ 0.10
Вміст води (Water)	% (об'єм/об'єм) (v/v)	≤ 0.5
Вміст сірки (Sulphur)	% (маса/маса) (м/м)	≤ 4.5
Ванадій (Vanadium)	мг/кг	≤ 600
Алюміній + Кремній (Al + Si)	мг/кг	≤ 80

Відповідає стандарту: ISO 8217:2005 – RMK 700 / CIMAC Recommendation No. 21 – K700.

Мазутопроводи та зливні труби

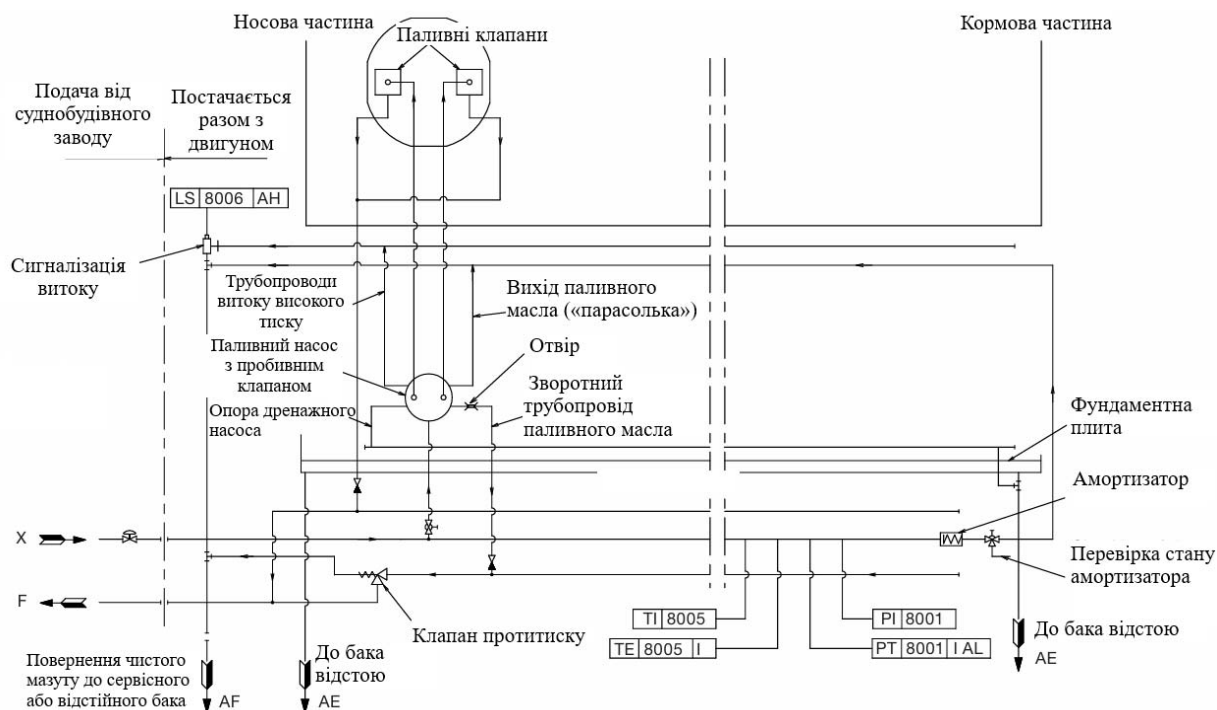


Рисунок 3.2 – Паливна та зливна трубки, стандартний паливний насос

Ізоляція та монтаж мазутопроводів

Ізоляція мазутопроводів і зливних труб не повинна виконуватися до тих пір, поки трубопровідна система не пройде гідравлічні випробування.

Наведені нижче вказівки стосуються ізоляції гарячих труб, фланців і клапанів з температурою поверхні повної ізоляції не більше 55 °С при кімнатній температурі не більше 38 °С. Щодо вибору матеріалу та, за необхідності, схвалення для конкретної мети, слід звернутися до відповідного класифікаційного товариства [6].

Труби для мазуту

Труби повинні бути ізольовані 20 мм мінеральною ватою щільністю не менше 50 кг/м³ і покриті склотканиною щільністю не менше 400 г/м².

Труби для мазуту та опалювальні труби разом

Дві або більше труб можна ізолювати 30-міліметровими дротяними матами з мінеральної вати щільністю не менше 50 кг/м³, вкритими склотканиною щільністю не менше 400 г/м².

Фланці та клапани

Фланці та клапани повинні бути ізольовані за допомогою знімних прокладок. Прокладки для фланців і клапанів виготовляються зі склотканини, мінімум 400 г/м², що містить мінеральну вату, наповнену мінімум 50 кг/м³.

Товщина прокладок повинна бути:

Паливні труби - 20 мм.

Паливні та опалювальні труби разом - 30 мм.

Прокладки повинні бути встановлені таким чином, щоб вони перекривали ізоляційний матеріал труби на товщину прокладки. На фланцевих з'єднаннях ізоляційний матеріал на трубах не повинен встановлюватися ближче, ніж на мінімальну довжину болта.

Монтаж

Монтаж ізоляції слід виконувати відповідно до інструкцій постачальника.

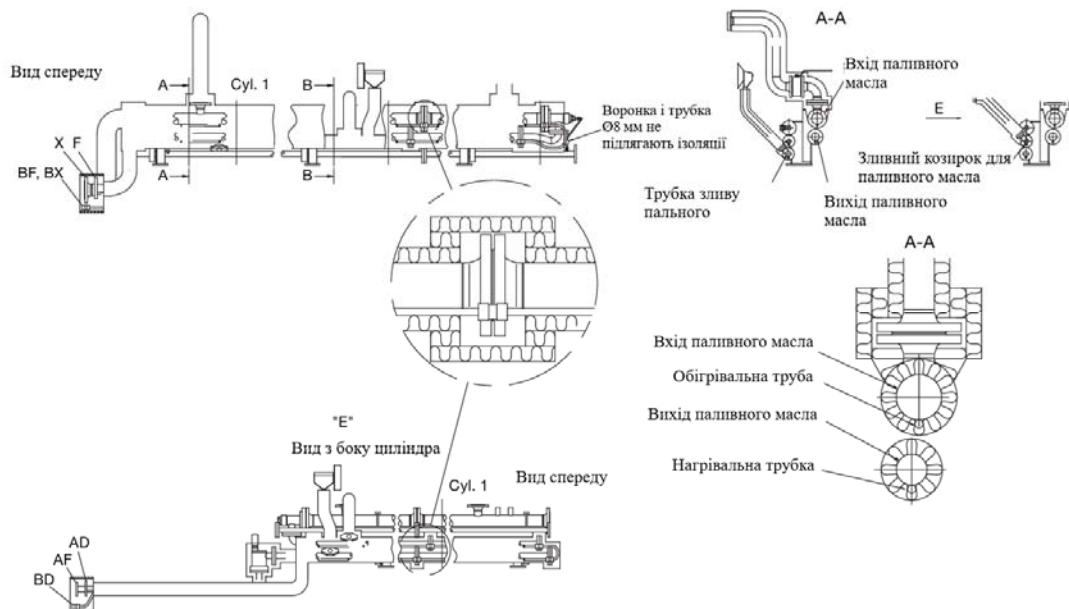


Рисунок 3.3 – Деталі ізоляції мазутопроводів.

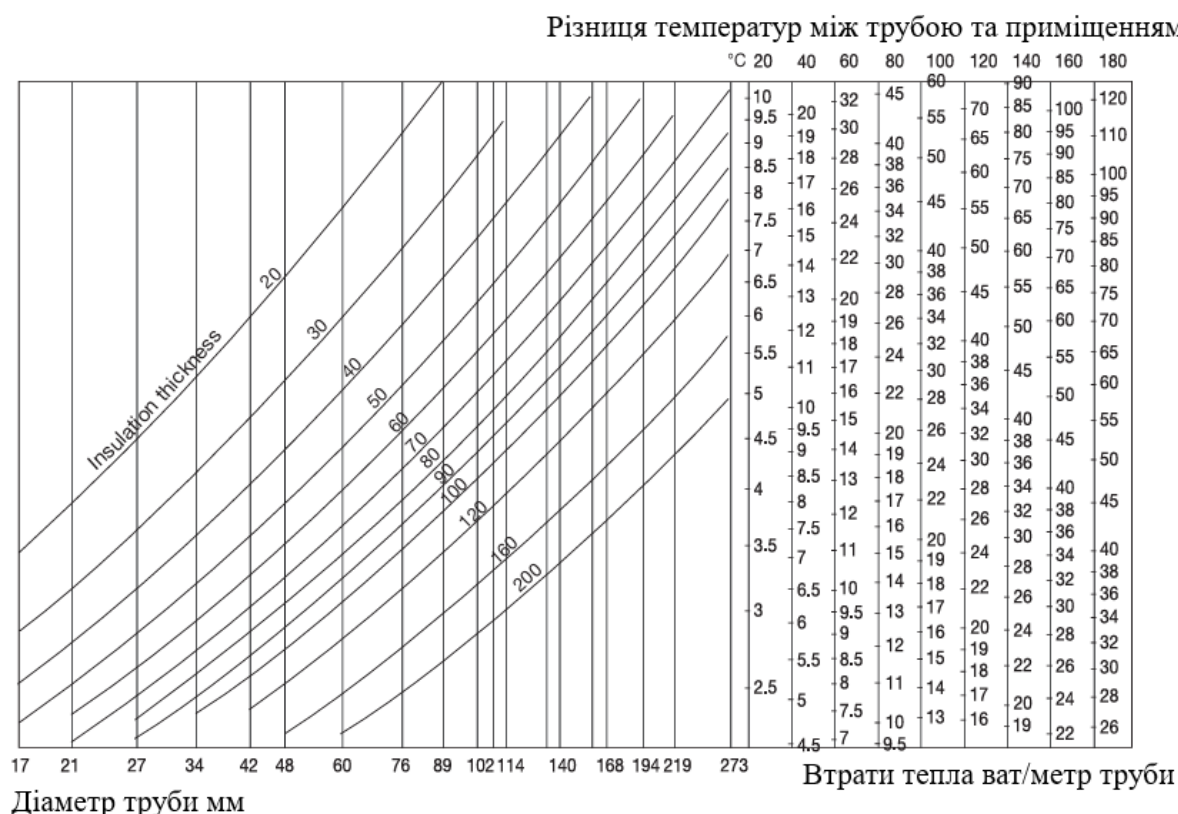


Рисунок 3.4 – Тепловтрати/кришка труби

Система обігріву мазутопроводів

Система обігріву мазутопроводів призначена для роботи в двох ситуаціях:

1. Коли працює циркуляційний насос, в трубопроводі відбувається втрата температури, див. рис. 3.3. Ця втрата дуже мала, тому обігрів у цій ситуації необхідний лише при дуже довгих лініях подачі палива.

2. Коли циркуляційний насос зупинений з важким мазутом в трубопроводі і труби охололи до температури машинного відділення, оскільки неможливо перекачувати важкий мазут. У цій ситуації мазут необхідно підігріти до температури перекачування близько 50 °C.

Для нагрівання труби до температури перекачування ми рекомендуємо використовувати нагрівач потужністю 100 Вт на метр труби.

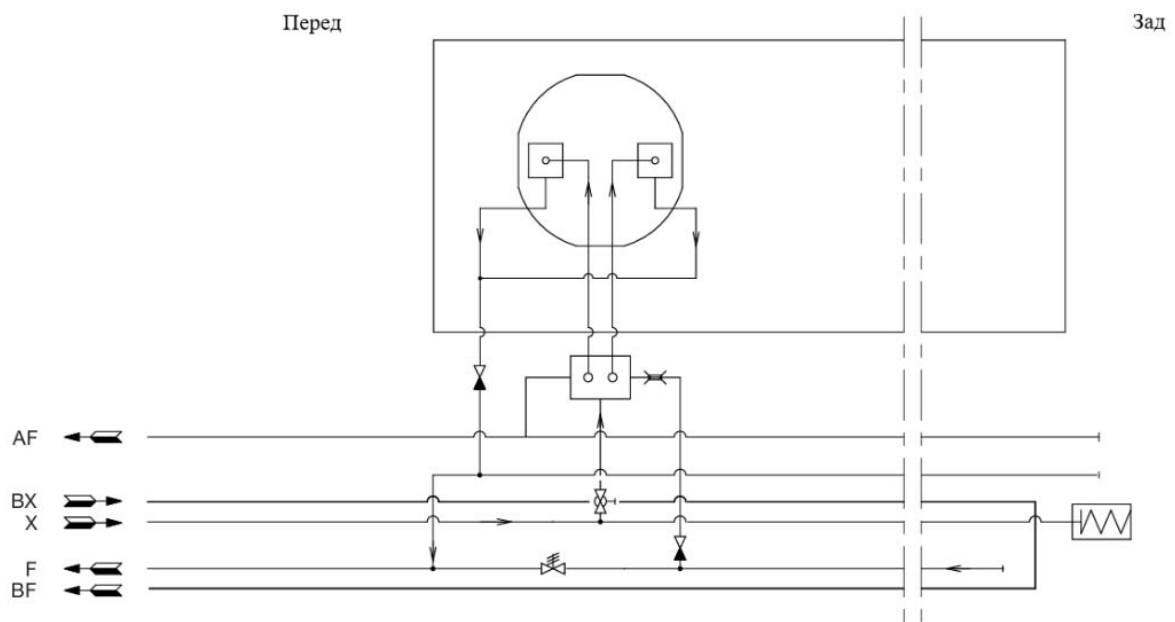
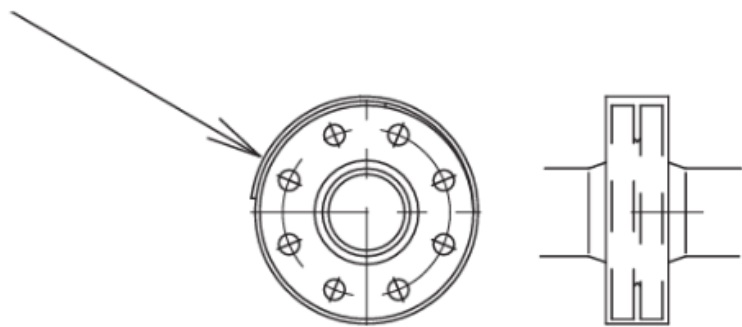


Рисунок 3.5 – Система обігріву мазутопроводу

Бризкозахисні екрани трубопроводів мазуту і мастила

Для того, щоб відповідати вимогам ІМО, трубопроводи мазуту і мастила повинні бути закриті бризкозахисними екранами, як показано на рис 3.5а і б.

Стрічка проти розбризкування



Стрічка має бути обгорнута відповідно до вказівок маркування для затвердження класом

Рисунок 3.6 – Бризкозахисні екрани за використання стрічки проти розбризкування

Щоб уникнути витоків, розпилювальні екрани слід встановлювати після гідравлічних випробувань системи трубопроводів.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

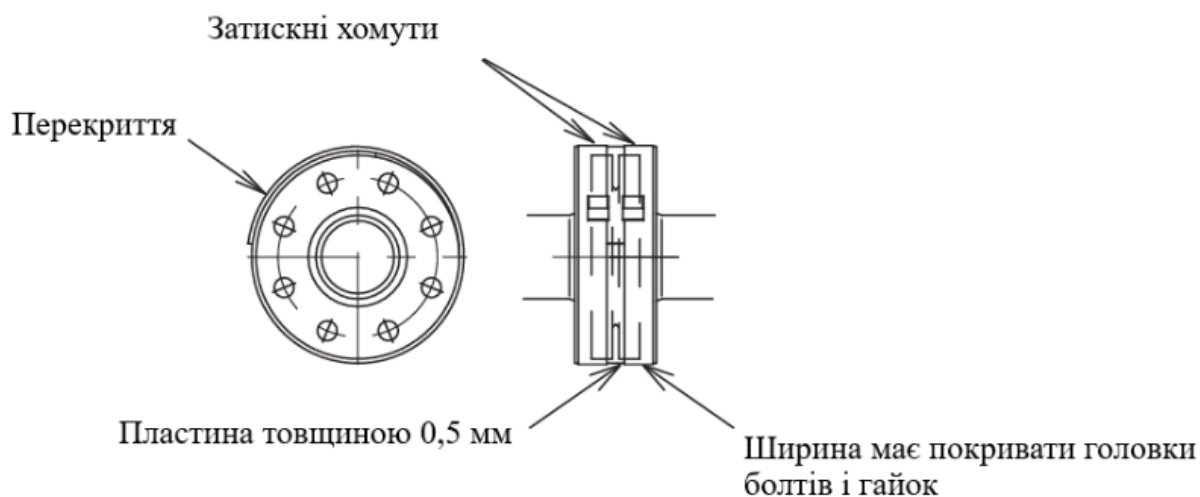


Рисунок 3.7 – Розпилювальні екрани за допомогою притискних стрічок

Компоненти для мазутної системи

Центрифуги для мазуту

Не рекомендується використовувати центрифуги з ручним очищенням, як для машинних відділень, що обслуговуються (AMS), так і для машинних відділень, що не обслуговуються (UMS). Центрифуги повинні бути самоочищувальними, як з повним, так і з частковим вивантаженням.

Розмір центрифуги повинен бути обраний відповідно до таблиці постачальника, дійсної для обраної в'язкості важкого мазуту. Зазвичай для мазуту встановлюють дві центрифуги, кожна з яких має достатню продуктивність, щоб відповідати наведеним вище рекомендаціям [7].

Центрифуга для суднового дизельного палива (MDO) не є обов'язковою, але якщо прийнято рішення встановити її на борту, то продуктивність повинна відповідати наведеним вище рекомендаціям, або це повинна бути центрифуга того ж розміру, що і для мастила.

Номінальна MCR використовується для визначення загальної встановленої потужності. Будь-яке зниження може бути прийняте до уваги в прикордонних випадках, коли центрифуга на один крок меншого розміру здатна покрити зазначену MCR.

Насос подачі мазуту

Має бути гвинтовим або шестеренчастим.

В'язкість мазуту, вказанадо 700 сСт при 50 °С

Максимальна в'язкість мазуту 000 сСт

Напір насоса4 бар

Тиск подачі4 бар

Робоча температура 00 °С

Мінімальна температура 50 °С

Продуктивність, зазначена в «Переліку потужностей», повинна бути виконана з допуском від: $\pm 0\%$ до $+5\%$, а також повинна забезпечувати зворотне промивання, див. «Масляний фільтр».

Розрахунок паливної системи

№	Параметр	Формула	Значення
1	Добовий запас палива, кг/доб	$G_n = 24 \cdot K_m \cdot g_e \cdot N_e$	60764,77
	Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год	g_e	0,178
	Номінальна потужність двигуна, кВт	N_e	12960
	Коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення витрати палива	$K_m = 1,1 \dots 1,2$	1,10
2	Місткість витратної цистерни, м ³	$V = \frac{G_n}{\rho_n} \cdot K_1 \cdot K_2$	76,58
	Щільність палива при максимальній температурі в секції, кг/м ³	ρ_n	850,00
	Коефіцієнт захащення цистерни елементами конструкції	$K_1 = 1,01 \dots 1,05$	1,03
	Коефіцієнт, що враховує мертвий об'єм цистерни	$K_2 = 1,03 \dots 1,05$	1,04
3	Продуктивність паливopідкачуального насоса, м ³ /год	$W_{nn} = \frac{K_3 \cdot g_e \cdot N_e}{\rho_n}$	5,42
	Коефіцієнт запасу подачі палива	$K_3 = 1,5 \dots 2,0$	2,00
4	Потужність привода паливopідкачуального насоса, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{nn} \cdot K_4 \cdot p \cdot 10^3}{3600 \cdot \eta_{nn}}$	1,40
	Тиск нагнітання палива, МПа	p	0,50
	Коефіцієнт запасу потужності	$K_4 = 1,1 \dots 1,5$	1,30
	ККД поршневих паливopідкачувальних насосів	$\eta = 0,6 \dots 0,7$	0,70
5	Площа поверхонь фільтруючих елементів, м ²	$F_\phi = \frac{W_{nn}}{3600 \cdot v_m \cdot K_{жп}}$	0,13
	Швидкість фільтрації, м/с	$v_m = 0,02 \dots 0,05$	0,04
	Коефіцієнт живого перетину	$K_{жп} = 0,2 \dots 0,3$	0,30

6	Пропускна здатність сепаратора, м ³ /год	$W_{cen} = \frac{B_{доб}}{\rho_n \cdot n \cdot \tau}$	3,25
	Добова витрата палива, кг/доб	$B_{доб} = 24 \cdot g_e \cdot N_e$	55240,70
	Кількість сепараторів	$n = 1 \dots 4$	2
	Час роботи сепаратора, год	$\tau = 8 \dots 12$	10
7	Теплообмінна поверхня підігрівача палива в цистерні сепаратора, м ²	$F_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{k \cdot \Delta t \cdot \eta_3}$	10,00
	Теплоємність палива, кДж/кг·К	C_m	1,90
	Температура палива, що поступає в сепаратора, °С	t_2	80,00
	Температура, при якій зберігається паливо, °С	t_1	40,00
	Коефіцієнт теплопередачі	k	500,00
	Коефіцієнт, що враховує забруднення підігрівача	η_3	0,70
	Середня різниця температур між насиченою парою і паливом, °С	$\Delta t = t_3 - \frac{t_2 + t_1}{2}$	60,00
	Температура насиченої пари, що поступає в підігрівач, °С	t_3	120,00
8	Потужність електричних підігрівачів, кВт	$N_{nn} = \frac{W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_n}{860 \cdot \eta_3}$	348,70
9	Хід плунжера ПНВТ, мм	$h_r = 1 \dots 1,5 \cdot d_r$	67,20
		приймаємо	68,00
10	Діаметр плунжера, мм	$d_r = 16,9 \cdot g_{y \max}^{0,303}$	47,07
		приймаємо	48,00
		$d_r = 35 + 0,04 \cdot (g_{y \max} - 10)$	35,78
	Максимальна циклова подача палива, г/цикл	$g_{y \max} = 1,25 \cdot \frac{g_e \cdot (N_e / i)}{60 \cdot n \cdot z}$	29,38
	Кількість циліндрів	i	12,00
	Частота обертання, об/хв	n	136,00
	Коефіцієнт тактності	z	1,00
11	Внутрішній діаметр паливопроводу високого тиску, мм	2 при $d_r < 10$ мм 2,5-2,6 при $d_r = 11 \dots 14$ мм 3 при $d_r = 15 \dots 20$ мм 3 + 0,218(d_r -20) при $d_r > 20$ мм	9,10
		приймаємо	2,00
12	Діаметр одного соплового отвору, мм	0,25 при $D < 100$ мм 0,3 при $D = 105 \dots 200$ мм 0,35 при $D = 205 \dots 250$ мм 0,4 + 0,0012(D -250) при $D > 250$ мм	0,60
		приймаємо	0,30
	Діаметр циліндра, мм	D	420,00
13	Кількість соплових отворів	$i_c = 4 \dots 8$	6,00
14	Довжина соплового отвору, мм	$l_c = (3 \dots 4) \cdot d_c$	1,80

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Охорона праці являє собою комплексну систему правових, соціальних, технічних, медичних і гігієнічних заходів, мета яких полягає у збереженні життя та здоров'я працівників під час виконання трудових обов'язків. Основи правового регулювання у сфері безпеки праці визначає Закон України «Про охорону праці», який реалізує конституційне право громадян на безпечні умови праці та забезпечує єдиний підхід до побудови системи управління охороною праці на рівні держави [8].

Значущість охорони праці полягає в запобіганні нещасним випадкам, професійним захворюванням і зниженні виробничих ризиків, що своєю чергою сприяє підвищенню продуктивності праці й стабільності виробничих процесів. Основу нормативного забезпечення складають не лише Закон «Про охорону праці» та Кодекс законів про працю України, а й низка спеціальних актів, зокрема законодавство про санітарно-епідемічне благополуччя, пожежну безпеку, радіаційний захист тощо.

Державна політика у сфері безпеки праці передбачає створення умов праці, що гарантують мінімізацію небезпек і ризиків, з безумовним пріоритетом охорони життя та здоров'я працівника. В основі цієї політики лежать принципи повної відповідальності роботодавця за стан безпеки на робочому місці, безперервного контролю за технічним станом обладнання, а також активного впровадження передового досвіду у сфері промислової безпеки.

Відповідно до вимог чинного законодавства, роботодавець зобов'язаний впроваджувати систему управління охороною праці на підприємстві, формувати відповідні служби та призначати відповідальних осіб із чітко визначеними повноваженнями та зонами відповідальності. У межах такої системи передбачено реалізацію комплексу профілактичних заходів,

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

оновлення обладнання, автоматизацію процесів, проведення внутрішніх аудитів та лабораторного моніторингу умов праці.

Крім того, роботодавець затверджує регламенти щодо виконання робіт, організовує інструктажі й навчання працівників з безпечних прийомів праці, забезпечує контроль за дотриманням технологій і вимог безпеки. За порушення цих вимог передбачено юридичну та матеріальну відповідальність. Зі свого боку, працівник зобов'язаний виконувати норми безпеки, користуватися індивідуальними засобами захисту, дотримуватись правил експлуатації обладнання, проходити медичні огляди та повідомляти про виявлені ризики.

Під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння працівники наражаються на низку небезпечних факторів: від токсичних викидів та пилу до впливу шуму, вібрацій і перепадів температур. Забруднення повітря кабін тракторів і спецтехніки часто перевищує допустимі норми, особливо за високих температур, коли можливе перегрівання, або за холодних умов, що загрожує переохолодженням. Ці чинники особливо небезпечні у недостатньо вентильованих приміщеннях.

При виконанні ремонтних робіт ризики зростають: можливі травми при переміщенні важких деталей, ймовірність пожежі або вибуху через присутність легкозаймистих речовин, загроза ураження струмом, падіння з висоти або гідравлічні прориви.

Організаційна складова безпеки при роботі з ДВЗ включає відбір персоналу, що відповідає вимогам підготовки та віку, проходження медоглядів і інструктажів, а також застосування системи нарядів-допусків для робіт підвищеної небезпеки. Керівник робіт несе персональну відповідальність за підготовку робочого місця, інформування виконавців, справність інструменту та контроль за дотриманням правил техніки безпеки.

До технічних засобів забезпечення безпеки належать вентиляційні та опалювальні системи, місцеве освітлення, обладнання для відведення газів, засоби фіксації вантажів і блокування електрообладнання. Усі підйомні

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

пристрої мають бути оснащені запобіжними механізмами, а робочі місця – позначені відповідними знаками.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) включають спецодяг, рукавиці, захисні окуляри, каски, респіратори та щитки. Вибір ЗІЗ залежить від характеру виконуваної роботи. Під час робіт у зоні відкритих люків чи на естакадах обов’язковим є використання касок і страхувальних засобів.

Законодавство приділяє значну увагу навчанню та перевірці знань із безпеки праці. Інструктажі бувають первинні, цільові та повторні, а їх проведення — це пряма відповідальність керівника. Лише належна підготовка персоналу забезпечує адекватне реагування на виробничі ризики.

Пожежна безпека при роботі з ДВЗ потребує дотримання норм зберігання паливно-мастильних матеріалів, заборони використання відкритого вогню та контролю справності вогнегасників. Вентиляція повинна забезпечувати постійне виведення горючих випарів. У разі аварійної ситуації вживаються заходи з герметизації пошкоджених ділянок.

Гігієнічні вимоги охоплюють регулярне прибирання, при необхідності — з використанням води та миючих засобів, а не стисненого повітря. Всі відходи слід оперативно видаляти з виробничої зони.

Одним із найефективніших інструментів управління безпекою є впровадження стандарту ISO 45001. Цей документ дозволяє системно управляти ризиками, формувати політику охорони праці, проводити моніторинг та покращення умов роботи. Впровадження стандарту відповідає найкращим міжнародним практикам і є запорукою підвищення рівня безпеки на підприємствах, пов’язаних з експлуатацією і ремонтом ДВЗ.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Робота виконана в рамках бакалаврської програми за спеціальністю «Енергетичне машинобудування» з освітньою програмою «Двигуни внутрішнього згоряння» і є прикладом комплексного підходу до аналізу та вдосконалення конструкцій двигунів внутрішнього згоряння.

Було виконано детальні розрахунки робочого циклу двигуна, включаючи вибір основних параметрів, побудову індикаторної діаграми, аналіз динамічних навантажень та підбір маховика. Визначено оптимальні параметри робочого циклу, такі як тиск, температура та коефіцієнт корисної дії, що сприяють підвищенню паливної ефективності. Ідентифіковано критичні точки навантаження на компоненти двигуна, зокрема на шатунну шийку та колінчастий вал, що може слугувати основою для вдосконалення графіків технічного обслуговування та конструктивних рішень. Результати розрахунків підтверджені відповідністю допустимим похибкам (до 0,5%), що свідчить про правильність обраних методів та вихідних даних.

Було описано конструкцію паливної системи, яка забезпечує сумісність з різними типами палива (дизельне паливо та важкий мазут) і включає захисні функції для запобігання витокам і пожежам. Розроблено рекомендації щодо монтажу, ізоляції та обігріву мазутопроводів, а також підібрано компоненти системи, такі як циркуляційні насоси та центрифуги. Ці рішення підвищують надійність і безпеку експлуатації двигуна в реальних умовах.

Було розглянуто систему управління охороною праці, визначено обов'язки роботодавця та працівників, а також описано заходи з пожежної безпеки та гігієни праці. Запропоновано комплексний підхід до створення безпечних умов праці, включаючи технічні засоби (вентиляція, відведення газів, захисні огорожі) та організаційні заходи (інструктажі, навчання, використання ЗІЗ). Ці заходи формують надійну основу для захисту здоров'я та безпеки персоналу, що працює з двигунами внутрішнього згоряння.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
2. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
3. Черниш І. І., Кар'янський С. А., Оженко Є. М. Сучасні суднові дизелі: особливості конструкції, експлуатації та автоматизованого управління. Одеса : НУ «ОМА», 2019. – 217 с.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. – 332 с.
5. Дяченко В. Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник. Харків : НТУ «ХПІ», 2008. – 488 с.
6. Challen B., Baranescu R. Diesel Engine Reference Book. Second edition Butter-worth-Heinemann, 1999. – 675 p.
7. Bennett S. Modern Diesel Technology: Light Duty Diesels. New York: Delmar, 2012. – 412 p.
8. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

					КРБ.142.4221.25.01.00.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		