

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 ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА
ТИПУ 5ДКРН 60/279 (MAN B&W 5G60ME-C10.5)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти




В. С. Наливайко

В. О. Ткаченко

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

Ткаченко Володимир Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок головного суднового двигуна типу 5ДКРН 60/279 (MAN B&W 5G60ME-C10.5)

2. Керівник роботи _____, *к.т.н., доц. Наливайко В. С.*,
(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 – 5ДКРН 60/279 (MAN B&W 5G60ME-S10.5), потужність двигуна – 14200 кВт; частота обертання колінчатого валу – 103 хв⁻¹; паливо – дизельне

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна 5ДКРН 60/279; Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 5ДКРН 60/279; Розробка турбокомпресорного агрегата двигуна 5ДКРН 60/279; Забезпечення вимог охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Поперечний переріз 5ДКРН 60/279; Індикаторна діаграма та діаграми динаміки;
Турбокомпресор 5ДКРН 60/279

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)	/В. О. Ткаченко/
	(прізвище та ініціали)
_____	_____
(підпис)	/В. С. Наливайко/
	(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку головного суднового двигуна 5ДКРН 60/279 (MAN B&W 5G60ME-C10.5), потужністю 14200 кВт та 103 хв⁻¹.

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

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 46 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 8 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: головний двигун, станина, сопловий апарат, турбінне колесо.

The qualification work presents the results of calculations for the main ship diesel engine 5ДКРН 60/279 (MAN B&W 5G60ME-C10.5) with a power of 14200 kW and 103 rpm.

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

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 46 pages of calculations and explanatory notes. Eight sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: main engine, bedplate, nozzle ring, turbine wheel.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Опис конструкції двигуна 5ДКРН 60/279.....	6
Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 5ДКРН 60/279.....	15
Розділ 3. Розробка турбокомпресорного агрегата двигуна 5ДКРН 60/279.....	28
Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці.....	38
Висновки.....	42
Список використаної літератури.....	43
Додаток А. Поперечний переріз двигуна 5ДКРН 60/279.....	44
Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.....	45
Додаток В. Турбокомпресор двигуна 5ДКРН 60/279.....	46

ВСТУП

У сучасному морському транспорті основну рушійну силу забезпечують високоефективні суднові дизельні двигуни, які поєднують у собі високу потужність, економічність та надійність в експлуатації. В умовах зростання вимог до енергоефективності, екологічної безпеки та оптимізації експлуатаційних витрат важливого значення набуває ретельне інженерне опрацювання конструкцій і параметрів головних суднових двигунів. Серед широкого спектра сучасних енергетичних установок особливе місце займають двигуни типу MAN B&W серії G, зокрема 5G60ME-C10.5, які характеризуються високим ступенем автоматизації, оптимізованим споживанням палива та відповідністю міжнародним екологічним стандартам (IMO Tier II/III) [1].

Дана дипломна робота присвячена розрахунку головного суднового двигуна типу 5ДКРН 60/279 (MAN B&W 5G60ME-C10.5), який призначений для встановлення на великотоннажних суднах далекого плавання. У процесі розрахунку детально аналізуються робочі процеси двигуна, тепловий цикл, індикаторні показники, навантаження на основні елементи кривошипно-шатунного механізму.

Метою дипломної роботи є комплексний інженерний розрахунок і обґрунтування параметрів суднового дизельного двигуна 5G60ME-C10.5 з метою забезпечення його ефективної, надійної та екологічно безпечної експлуатації на морських транспортних засобах.

Об'єктом дослідження є головний судновий двигун типу 5ДКРН 60/279, що відповідає моделі MAN B&W 5G60ME-C10.5.

Предметом дослідження є конструктивні параметри, робочі процеси та показники ефективності головного двигуна, а також методи теплового та механічного розрахунку його основних вузлів.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Актуальність теми зумовлена необхідністю проектування та вдосконалення суднових енергетичних установок відповідно до сучасних технічних і екологічних вимог, що висуваються до морського транспорту в умовах глобалізації та інтенсифікації світової торгівлі.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 5ДКРН 60/279

Двигун типу 5ДКРН 60/279 (рис. 1.1), який відповідає сучасній моделі MAN B&W 5G60ME-C10.5, належить до новітнього покоління двотактних суднових дизельних двигунів з безпосереднім уприскуванням палива та електронним керуванням. Він розроблений компанією MAN Energy Solutions для використання в якості головного двигуна на великих контейнеровозах, балкерах та танкерах. Цей агрегат забезпечує високу економічність, низький рівень викидів та можливість роботи на альтернативних видах палива відповідно до вимог IMO Tier III [2].

Концепція двигуна типу передбачає застосування гідравлічно-механічної системи, що забезпечує функціонування паливної апаратури та випускних клапанів. Керування виконавчими механізмами здійснюється за допомогою електронної системи, яка складається з кількох керувальних модулів, що формують повну систему автоматичного контролю роботи двигуна.

Паливний насос високого тиску має в своїй конструкції плунжер, який наводиться в рух за допомогою гідравлічного поршня. Тиск мастила, що приводить у дію цей поршень, регулюється електронно керованим пропорційним клапаном.

Випускний клапан відкривається через двотактний гідроциліндр, який активується потоком керуючого масла, що подається через окремий пропорційний клапан з електронним управлінням. Закриття клапана забезпечується стиснутим повітрям, яке виконує функцію так званої пневматичної пружини. Усі гідравлічні процеси реалізуються за допомогою системи, в якій робочим середовищем є очищене мастило. Його тиск створюється гідравлічним агрегатом, який монтується або безпосередньо на двигуні, або в межах машинного відділення.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

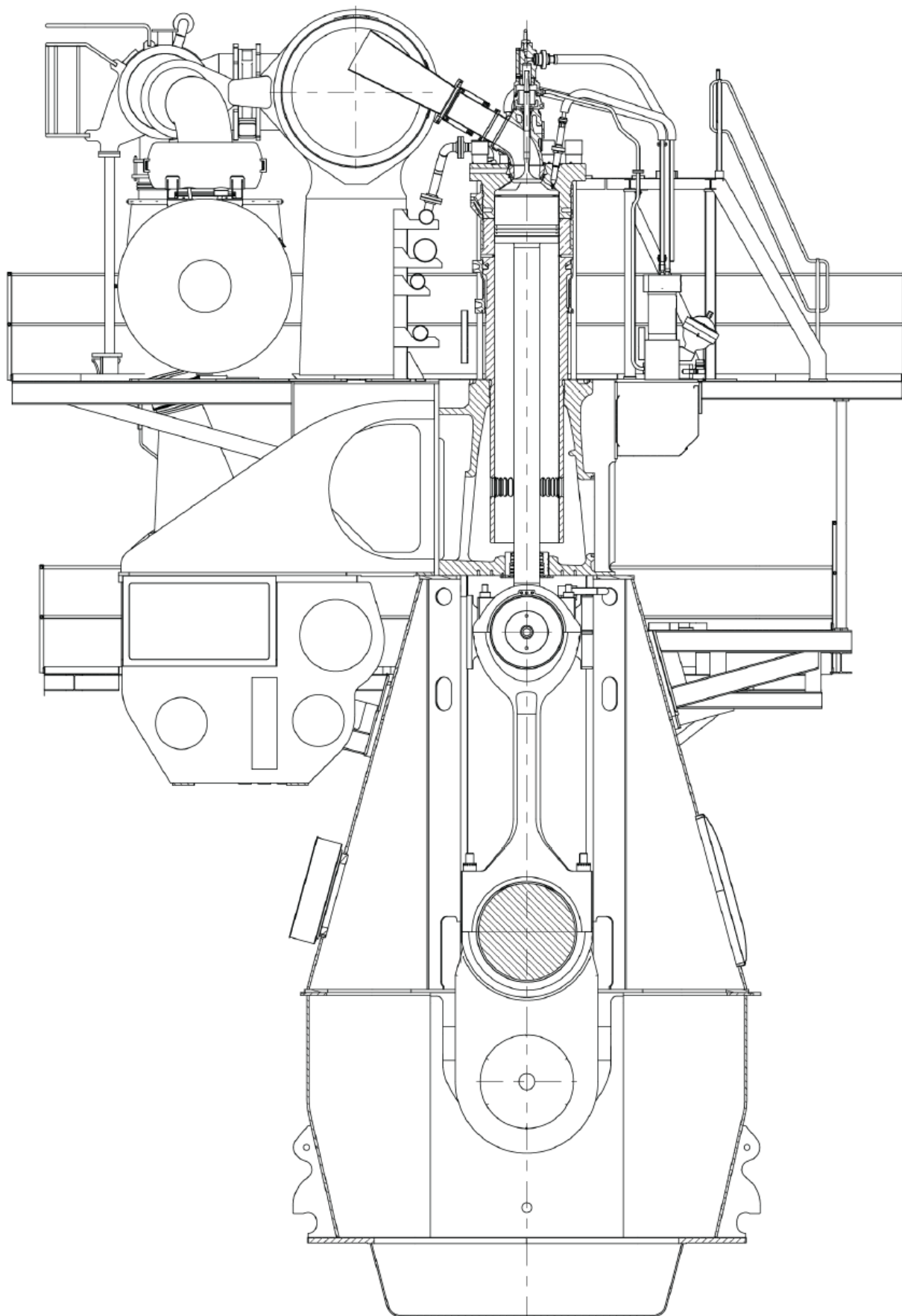


Рисунок 1.1 – Поперечний переріз двигуна

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ

Аркуш

7

Станина та корінні підшипники

Станина двигуна являє собою жорстку зварну конструкцію, що складається з повздовжніх балок та поперечних перегородок, до яких приварені опори корінних підшипників із литої сталі. Для надійного кріплення станини до фундаменту судна використовуються довгі еластичні анкерні болти, які затягуються за допомогою гідравлічних інструментів. У задній частині станини передбачено розміщення упорного підшипника.

У разі встановлення двигуна на епоксидні підкладки конструкція станини виконується без кінцевого ухилу.

До нижньої частини станини приварений сталевий масляний піддон, який збирає відпрацьоване мастило з системи примусового змащення й охолодження. Виходи для зливу масла орієнтовані вертикально та захищені ґратами.

Корінні підшипники виготовлені у вигляді сталевих втулок із тонкими стінками, покритих антифрикційним шаром білого металу. Нижня половина вкладиша може витягуватись і встановлюватись за допомогою спеціального монтажного обладнання та гідравлічного підйомника колінчастого вала. Кришка підшипника фіксує вкладиші у корпусі.

Корпус картерної рами

Картерна рама (фреймбокс) виконана у вигляді зварної конструкції. З боку випускної системи на кожен циліндр встановлено запобіжний клапан. З боку механізму керування передбачено великі відкидні люки для обслуговування. Напрямні для крейцкопфу (головки шатуна) також приварені до корпусу фреймбокса. Вся рама закріплена до станини за допомогою шпильок. В'язка конструкція забезпечується стяжними болтами, які з'єднують станину, картерну раму та циліндрову частину.

Конструкція корпусу має перевірене на практиці трикутне спрямовуюче ребро з подвійною системою стяжок, що ефективно сприймає навантаження від бокових сил, які виникають при русі крейцкопфу.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Циліндрова частина та ущільнювальний вузол

Циліндровий блок може бути виготовлений у двох варіантах:

із високоміцного сфероїдального чавуну;

у зварному виконанні з інтегрованим ресивером наддувального повітря.

Циліндровий корпус обладнано люками для ревізії та очищення простору наддувального повітря, а також для огляду продувальних отворів і поршневих кілець з боку механізму управління. Разом із циліндровою втулкою корпус утворює внутрішній ресивер повітря.

Внутрішні трубопроводи подають мастило для охолодження поршня. До корпусу також кріпляться турбокомпресор, короб повітряного охолодження, кронштейни галереї, а також ресивер наддувального повітря. У нижній частині розміщено ущільнювальний вузол штока поршня, який має повітряні ущільнення та маслознімачі, що запобігають проникненню масла з картера у продувальну зону.

Циліндрова гільза

Циліндрова гільза виготовляється з легованого чавуну та встановлюється у корпусі циліндра з опорним фланцем, розташованим у нижній частині. Верхня частина гільзи має охолоджувальний кожух, що забезпечує ефективне тепловідведення. На бічній поверхні гільзи розміщено продувальні вікна, а також отвори для подавання мастила в циліндрову зону.

У двигунах типів 95 і 80 конструктивно передбачено можливість встановлення термодатчиків безпосередньо в гільзу. Для інших типорозмірів двигунів така опція доступна на вимогу.

Циліндрова кришка

Кришка циліндра виготовляється цільнокованою зі сталі. У ній передбачені канали для циркуляції охолоджувальної води. Конструкція містить центральний отвір для встановлення випускного клапана, а також посадкові місця для паливних форсунок, пускового клапана та індикаторного пристрою.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кріплення кришки до корпусу циліндра здійснюється за допомогою шпильок і гідравлічно натягуваних гайок, що забезпечує герметичне й надійне з'єднання.

Колінчастий вал

Колінчастий вал має напівзбірну конструкцію та виготовляється з кованої або литої сталі. У залежності від кількості циліндрів, вал може постачатися як у цілісному виконанні, так і у двох частинах.

Зі сторони корми на валу передбачені:

комір для встановлення упорного підшипника;

фланець для приєднання зубчастого колеса редуктора гідравлічної установки;

фланець для закріплення поворотного механізму та болтів муфти з'єднання з проміжним валом.

На передньому кінці вала розміщений комір для демпфера осьових коливань, а також фланець для балансувального маховика або системи зняття потужності. Болти з'єднання з проміжним валом зазвичай не входять до стандартної комплектації.

Упорний підшипник

Реакція від гребного гвинта передається через упорний комір, секторні опорні сегменти та станину двигуна на корпус судна через торцеві упори.

У задній частині двигуна встановлено упорний підшипник типу B&W-Michell. Його основними елементами є: упорний комір, опорна основа та сегменти зі сталеву основою, облицьовані білим металом.

Для двигунів із дев'ятьма і більше циліндрами використовується круговий упорний підшипник (360°), а для інших – сегментний варіант (240°). У низці моделей двигунів реалізована гнучка конструкція упорного коміра, що є запатентованим технічним рішенням MAN Energy Solutions.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Упорна частина є невід'ємною частиною колінчастого вала, а її змащування здійснюється через загальну систему мастила двигуна.

Підвищувальний редуктор

У двигунах, де гідравлічна система живлення приводиться в дію механічно, колінчастий вал обертає основні гідронасоси через підвищувальний редуктор. Змащування редуктора здійснюється спільно з основною системою мащення двигуна.

Поворотний механізм і маховик

На упорному валі встановлено маховик, який входить у зачеплення з зубчастим колесом, закріпленим на вихідному валу поворотного пристрою. Останній змонтований на станині двигуна та працює від електродвигуна з вбудованим гальмом.

Для запобігання запуску двигуна при увімкненому поворотному механізмі застосовується система блокування. Зачеплення й розчеплення механізму здійснюється вручну шляхом зміщення шестерні. У базовій комплектації передбачено пульт керування з кнопковим стартером та ручним режимом управління.

Осьовий демпфер вібрацій

На передньому кінці колінчастого вала встановлено осьовий демпфер, призначений для зменшення вібрацій у напрямку осі. Демпфер складається з поршня та розбірного корпусу, розташованого перед переднім корінним підшипником.

Поршень виконано у вигляді коміра, інтегрованого з шийкою колінчастого вала, а корпус жорстко закріплений на опорі корінного підшипника. Для контролю стану демпфера передбачено механічний показчик, а за запитом може бути встановлений електронний вібромонітор.

Для двигунів версії Mk.9 і вище обов'язковим є встановлення датчика осьових вібрацій із виходами на сигналізацію та сповільнення ходу двигуна.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Балансувальний маховик / демпфер крутильних коливань

За результатами розрахунку крутильних коливань може виникнути потреба у встановленні балансувального маховика або спеціального демпфера крутильних вібрацій. У таких випадках їх слід замовляти окремо.

Шатун

Шатун виготовляється з кованої або литої сталі та оснащений кришками підшипників для крейцкопфа й шийки колінчастого вала. Монтаж здійснюється за допомогою шпильок і гідравлічно натягуваних гайок.

Підшипник головки шатуна виконано у вигляді тонкостінних вкладишів зі сталевою основою, покритою антифрикційним матеріалом. Кришка головки – цільна, з кутовим вирізом під поршневий шток.

Підшипник шийки колінчастого вала також виготовлений із тонкостінних вкладишів з білим металом. Мастило до нього подається через канали, інтегровані у шатун та крейцкопф.

Поршень

Поршень складається з двох основних елементів: поршневої головки (кришки) та спідниці. Головка виготовлена з термостійкої сталі, здатної витримувати високі температурні навантаження в камері згоряння. У верхній частині гільзи встановлено очищувальне кільце, яке знімає надлишкові відкладення сажі та золи з верхньої частини поршня.

На головці поршня передбачено три або чотири канавки під компресійні кільця, поверхні яких хромуються з обох боків для зменшення зносу. Кількість кілець залежить від типу двигуна. Верхнє кільце завжди має конструкцію з контрольованим скиданням тиску (CPR – Controlled Pressure Relief), інші кільця можуть мати аналогічну конструкцію або косий стик. У багатьох модифікаціях верхнє кільце має збільшену висоту. Для покращення припрацювання зовнішні поверхні кілець покривають алюмінієвим напиленням.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршнева спідниця виготовлена з чавуну та має зносостійке покриття – бронзову вставку або молібденовий шар.

Поршневий шток

Поршневий шток виготовляється з кованої сталі. Поверхня, що контактує з ущільнювальним пристроєм, піддається глибокому загартуванню для підвищення зносостійкості. Шток з'єднується з головкою крейцкопфа за допомогою чотирьох болтів. Усередині штока передбачено центральний канал, який разом із трубкою охолодження формує траси для подачі та відведення охолоджувального масла.

Крейцкопф (повзун)

Крейцкопфна частина виготовляється з кованої сталі та оснащується напрямними черевиками з литої сталі. Робоча поверхня черевиків покривається білим металом для зменшення тертя. Самі напрямні мають низький коефіцієнт тертя, а підшипники крейцкопфа виконані у вигляді широких опорних поверхонь. Телескопічні масляні трубки для подачі та відведення масла кріпляться безпосередньо до напрямних черевиків.

Система продувального повітря

Турбокомпресор засмоктує повітря безпосередньо з машинного відділення через шумоглушник на вході. Далі повітря проходить через трубопровід наддуву, охолоджувач наддувального повітря та надходить до ресивера продувального повітря, звідки подається до продувальних вікон гільз. Ресивер має характерну D-подібну форму.

Охолоджувач продувального повітря

Кожен турбокомпресор обладнаний моноблочним охолоджувачем повітря. Як правило, охолодження здійснюється прісною водою з централізованої системи, хоча також можливе застосування морської води або комбінованої системи охолодження з окремими насосами для морської та прісної води [3].

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Робочий тиск у системі досягає 4,5 бар. Охолоджувач сконструйовано таким чином, щоб при номінальному навантаженні двигуна (MCR) різниця температур між повітрям після охолодження та водою на вході залишалася на рівні близько 12 °С, що забезпечує ефективне зниження температури повітря перед подачею в циліндри.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДВИГУНА 5ДКРН 60/279

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу є ключовим етапом у процесі проектування та дослідження теплових двигунів внутрішнього згоряння. Однією з ефективних методик для визначення параметрів реального циклу є методика Гриневецького–Мазінга, яка широко застосовується при інженерних розрахунках суднових і стаціонарних дизелів середнього та великого типорозмірів.

Методика базується на аналітичному описі основних процесів робочого циклу, таких як впуск, стиснення, згоряння, розширення та випуск. На відміну від спрощених теоретичних моделей (циклу Отто або Дизеля), підхід Гриневецького–Мазінга дозволяє врахувати вплив реальних чинників — таких як теплообмін, втрати тиску при продувці та вихлопі, швидкість наростання тиску при згорянні, вплив наддуву, а також змінні властивості робочого тіла.

До основних особливостей застосування цієї методики належать:

Поділ робочого циклу на ізольовані фази з урахуванням характеру кожного термодинамічного процесу — адіабатного стискання, ізохорного згоряння, адіабатного розширення тощо.

Урахування швидкості хімічної реакції згоряння шляхом введення коефіцієнтів корекції до графіка тиску, що дозволяє відтворити реальний профіль наростання тиску у циліндрі.

Можливість врахування ступеня наддуву та температури повітря, що подається — важливо при роботі з двигунами, які мають турбонаддув.

Оцінка втрат тепла до охолоджуючих поверхонь гільзи та головки циліндра, що впливає на точність розрахунку температури робочого тіла на різних фазах циклу.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Гнучкість у визначенні початкових параметрів циклу (тиск, температура, об'ємна ефективність), що дає змогу адаптувати розрахунок до конкретної конструкції двигуна.

Методика передбачає побудову графіків зміни тиску і температури у процесі обертання колінчастого вала, що дозволяє розрахувати індикаторні діаграми, роботу та теплову ефективність циклу. На основі цих даних здійснюється подальший розрахунок індикаторної потужності, питомої витрати палива, середнього індикаторного тиску, а також навантажень на основні елементи кривошипно-шатунного механізму.

Завдяки високій точності та універсальності методика Гриневецького–Мазінга залишається одним із найнадійніших інструментів при дослідженні та розрахунках суднових дизельних двигунів, дозволяючи не лише отримати детальні параметри циклу, але й оптимізувати конструкцію двигуна з урахуванням теплового та силового навантаження.

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	14200
Частота обертання	n	хв ⁻¹	103
Тиск навколишнього середовища	P_0	МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища	T_0	К	293
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,38
Коефіцієнт продувки	ϕ_a		1,05
Коефіцієнт залишкових газів	γ_r		0,05
Коефіцієнт використання тепла в точці Z	ε_z		0,94
Коефіцієнт використання тепла в точці b	ε_b		0,98

Ступінь стиснення	ε		16
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ		1,18
Підігрів заряду від стінок циліндра	ΔT_a	К	10
Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n		0,07
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	ζ		0,99
Механічний ККД двигуна	η_m		0,93
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$		0,9
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	$\Delta P_{ок}$	МПа	0,005
ККД системи охолодження	η_0		0,8
Температура залишкових газів	T_r	К	600
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)	42700
Кількість циліндрів	i		5
Діаметр циліндра	D_c	м	0,6
Хід поршня	S_c	м	2,79
Коефіцієнт тактності	z		1
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α		2,405
Показник адіабати повітря	k_e		1,4
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$		0,93
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$		0,8
Коефіцієнт втрати тиску на впуску	ε_{ϕ}		0,97
Ставлення тиску за компресором до тиску перед турбіною p	ψ_t		0,792

Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу розрахований в програмі Mathcad, результати якого представлені у табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення
Результати розрахунку процесу наповнення			
Температура повітря за компресором	T_k	К	442,603
Температура повітря в ресивері	T_s	К	322,921
Температура повітря в кінці наповнення	T_a	К	345,639
Тиск повітря в ресивері двигуна	P_s	МПа	0,375
Тиск в кінці наповнення	P_a	МПа	0,364
Коефіцієнт наповнення	η_H		0,856
Результати розрахунку процесу стиснення			
Показник політропи стиснення	n_1		1,361
Тиск у кінці стиснення	P_c	МПа	15,831
Температура в кінці стиснення	T_c	К	940,157
Результати розрахунку процесу згоряння			
Дійсна кількість повітря для згоряння	L	кмоль/кг	1,19
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0		1,0266
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β		1,0253
Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z		0,959
Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z	β_z		1,024
Максимальна температура згоряння	T_z	К	1805
Максимальний тиск згоряння	P_z	МПа	18,68
Результати розрахунку процесу розширення			
Ступінь попереднього розширення	ρ		1,666
Ступінь подальшого розширення	δ		9,603
Показник політропи розширення	n_2		1,282
Температура в кінці процесу розширення	T_b	К	953
Тиск у кінці процесу розширення	P_b	МПа	1,027
Результати визначення індикаторних показників			
Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i	МПа	2,449
Дійсний середній індикаторний тиск	P_i	МПа	2,255
Питома індикаторна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,16

Індикаторний ККД	η_i	-	0,526
Результати визначення ефективних показників			
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,097
Ефективний ККД	η_e	-	0,489
Питома ефективна витрата пального	g_i	кг/(кВт*год)	0,1724
Ефективна потужність двигуна	N_e	кВт	14210
Результати визначення дійсного P_k компресора			
Витрата повітря через компресор	G	кг/год	24,63
Витрата газів через турбіну	G_t	кг/год	25,31
Тиск газів перед турбіною	P_r	МПа	0,301
Температура газів	T_t	К	727,095
Кількість робочого тіла	M_s	кмоль/кг	1,222
Універсальна газова стала для відпрацьованих газів	R_t	кДж/кг*К	287,47
Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t		1,379
Дійсна ступінь підвищення тиску у компресорі	P_k		3,754
Розрахунковий тиск надуву	P_{kd}	МПа	0,3803

Розрахунок та побудова індикаторних діаграм

Індикаторна діаграма – це графічне зображення зміни тиску в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння в залежності від положення поршня або кута повороту колінчастого вала. Вона є важливим інструментом для аналізу процесів, що відбуваються під час робочого циклу, і дозволяє визначити ефективність роботи двигуна, ступінь наповнення, показники тиску згоряння, а також втрати в процесі газообміну.

Індикаторна діаграма дозволяє:

оцінити динаміку тиску в циліндрі на різних фазах робочого циклу;

провести аналіз процесу згоряння;

виявити несправності (наприклад, витоки в клапанах, передчасне або запізніле упорскування палива);

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розрахувати індикаторну потужність двигуна;

визначити корисну та механічну ефективність двигуна.

Розрізняють два основні типи:

Ідеальна індикаторна діаграма – теоретичне зображення, побудоване на основі розрахунків і припущень (ізотермічне або адіабатичне розширення, миттєве згоряння тощо).

Дійсна індикаторна діаграма – отримується експериментально за допомогою індикаторного пристрою або датчика тиску і реєстраторів.

Розрахунок координат точок для фаз стиснення та розширення, які моделюються політропними залежностями, здійснюється за такими формулами [4]:

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – 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	1,282
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,831
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,68
Ступінь попереднього розширення ρ	1,666
Ступінь стиснення ε	16

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	18,68	
1,00	15,83	18,68
1,67	7,90	18,68
2,38	4,86	11,81
3,10	3,40	8,43
3,82	2,56	6,46
4,53	2,02	5,18
5,25	1,66	4,29
5,97	1,39	3,64
6,68	1,19	3,15
7,40	1,04	2,76
8,12	0,92	2,45
8,83	0,82	2,20
9,55	0,73	1,99
10,27	0,67	1,82
10,98	0,61	1,66
11,70	0,56	1,54
12,42	0,51	1,42
13,13	0,48	1,32
13,85	0,44	1,24
14,57	0,41	1,16
15,28	0,39	1,09
16,00	0,36	1,03
16,00		0,36

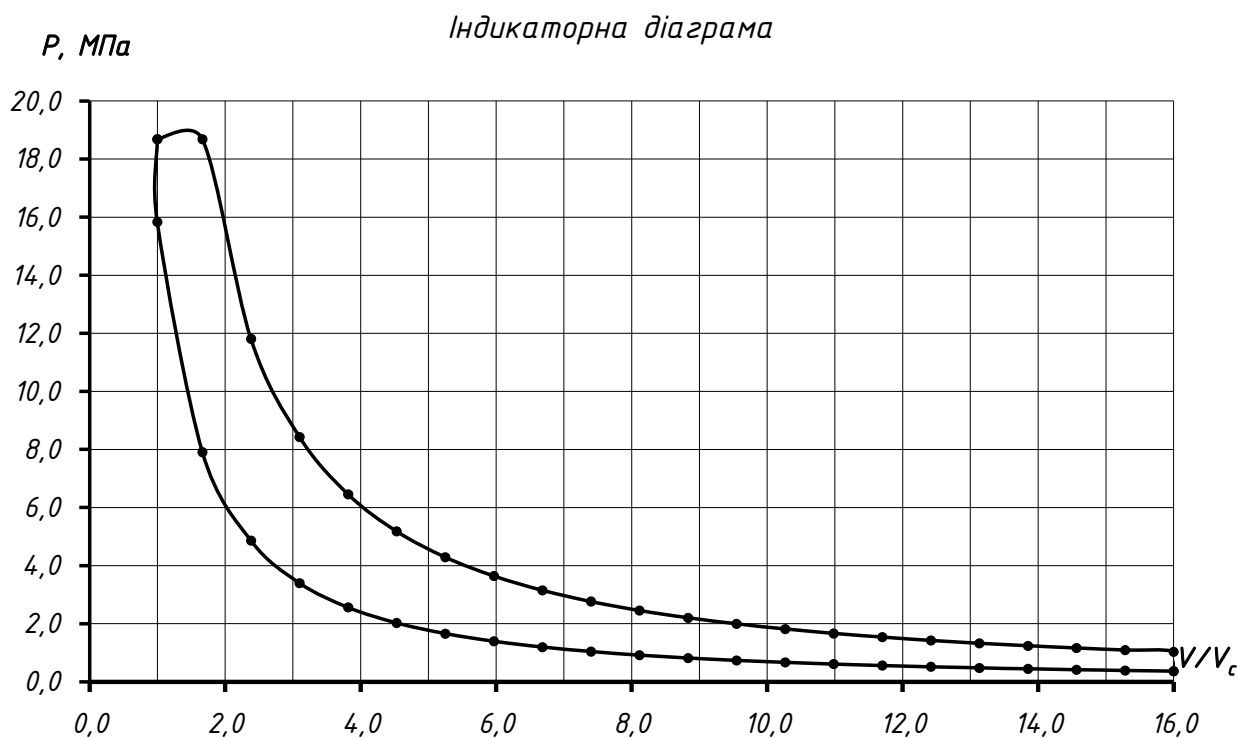


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Розрахунок динамічних зусиль діючих у КШМ

Графіки, що ілюструють зміну силових параметрів протягом повного оберту колінчастого вала, слугують інструментом для вивчення характеру навантажень, які виникають у різні фази циклу його роботи. Завдяки цим графічним залежностям можна виявити ступінь дії навантажень на елементи кривошипного вала, оцінити ступінь його динамічного врівноваження та здатність протистояти змінним силам. Їх побудова ґрунтується на результатах теплового аналізу циклу, з урахуванням змін як внутрішніх, так і зовнішніх чинників, що впливають на функціонування кривошипно-шатунної групи протягом обертання вала [5].

У процесі розрахунку враховуються такі складові динамічного навантаження:

P_g – газова сила, що виникає внаслідок тиску згорілих газів на поверхню поршня;

P_j – інерційна складова сили, яка зумовлена зворотно-поступальним рухом мас;

$P_{дв}$ – вертикальна компонента сили, прикладена до осі поршневого пальця (так званий рушійний вплив);

N – нормальна сила взаємодії поршня з втулкою циліндра;

Q – сила, що передається вздовж осі шатуна;

T – тангенціальна (дотична) сила, направлена по шляху обертального руху кривошипа;

Z – осьова сила, що діє вздовж лінії обертання вала.

Зведене просторове розташування усіх вищезазначених сил у межах кривошипно-шатунного механізму проілюстровано на рисунку 2.2.

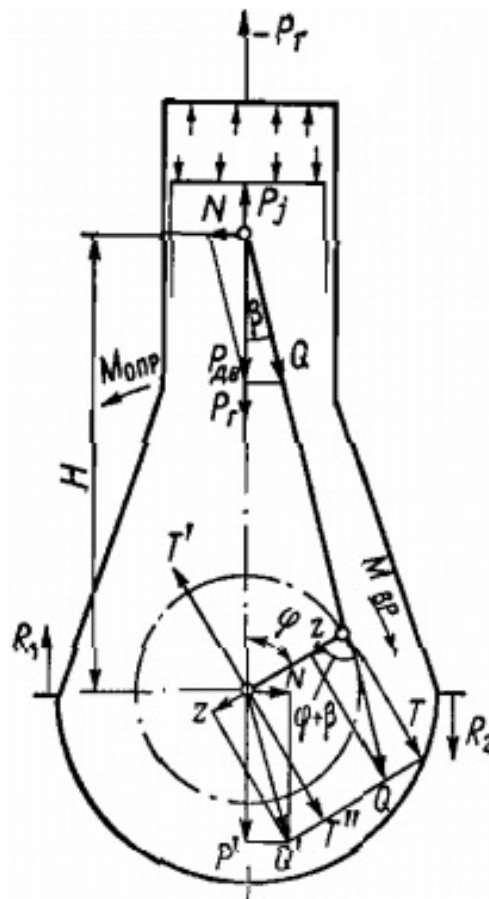


Рисунок 2.2 – Схема взаємодії сил у кривошипно-шатунному механізмі

Вихідні параметри, що були використані для побудови динамічної моделі, наведені в таблиці 2.4. Отримані в результаті чисельного розрахунку

значення зведені в таблиці 2.5 та 2.6. На основі цих даних сформовані графіки динамічного розподілу сил, зображені на рисунках 2.3–2.5.

На рисунку 2.3 подано:

P_r – газовий тиск, що діє на поршень;

P_j – інерційне навантаження від одного циліндра;

P_{dv} – вертикальна рушійна компонента сили.

Рисунок 2.4 демонструє:

N – нормальну силу взаємодії поршня з втулкою;

Z – осьову силу, яка навантажує кривошипний вал;

T – дотичну складову сили в зоні кривошипа.

На рисунку 2.5 відображено:

$T\Sigma$ – загальну величину дотичних сил у механізмі;

$T_{ср\Sigma}$ – середнє значення сумарної дотичної сили протягом одного робочого циклу.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,6
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	103
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	18,68
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,364
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,38
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,4
Кривошипно-шатуне відношення		λ	0,4
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	4000
Радіус кривошипа	м	r	1,395
Ступінь стиснення		ϵ	16
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,282
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,666
Кількість циліндрів		i	5

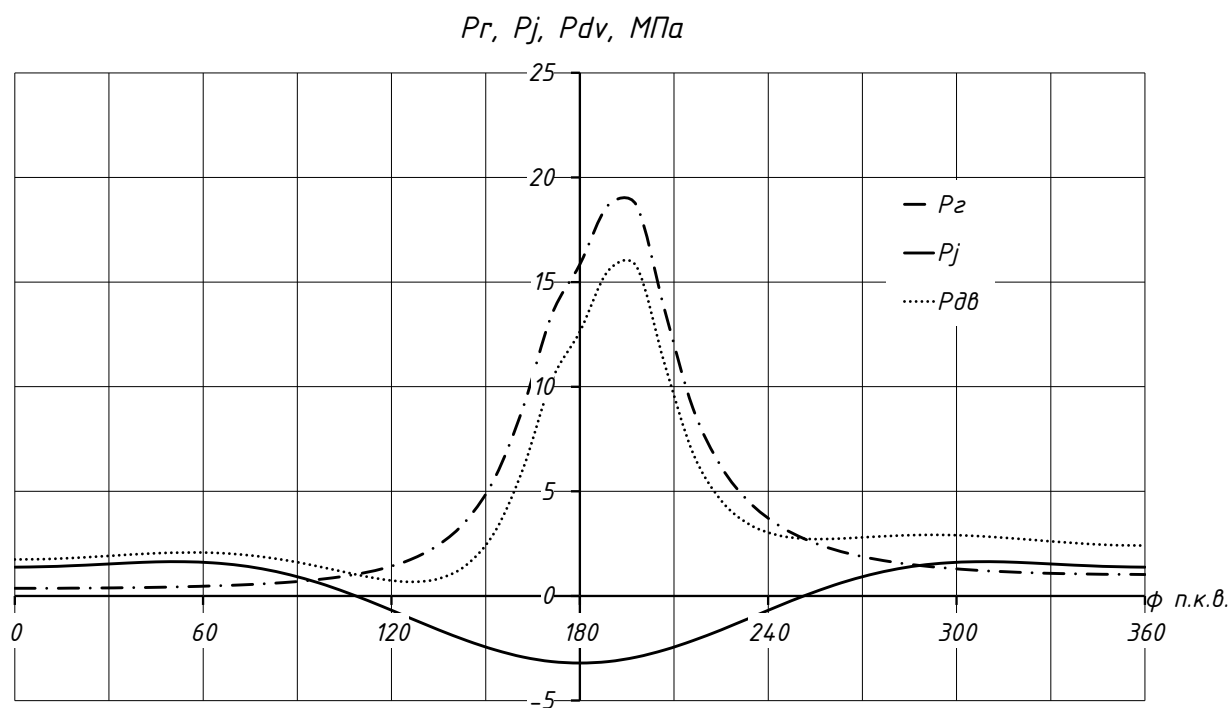
Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку

φ°	φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	180	0,364	1,377	1,741	0,000	-1,741	0,000
9	189	0,366	1,394	1,759	-0,110	-1,755	-0,166
18	198	0,371	1,440	1,811	-0,225	-1,792	-0,346
27	207	0,380	1,505	1,886	-0,346	-1,837	-0,548
36	216	0,394	1,573	1,967	-0,471	-1,869	-0,775
45	225	0,414	1,623	2,037	-0,592	-1,859	-1,022
54	234	0,441	1,633	2,074	-0,696	-1,782	-1,269
63	243	0,478	1,581	2,059	-0,767	-1,618	-1,487
72	252	0,528	1,452	1,980	-0,792	-1,365	-1,638
81	261	0,596	1,232	1,828	-0,762	-1,039	-1,686
90	270	0,690	0,918	1,608	-0,680	-0,680	-1,608
99	279	0,823	0,514	1,337	-0,557	-0,341	-1,407
108	288	1,014	0,033	1,047	-0,419	-0,075	-1,125
117	297	1,298	-0,502	0,796	-0,296	0,097	-0,844
126	306	1,738	-1,065	0,673	-0,226	0,213	-0,677
135	315	2,446	-1,623	0,823	-0,239	0,413	-0,751
144	324	3,634	-2,140	1,494	-0,358	0,998	-1,167
153	333	5,674	-2,584	3,090	-0,567	2,496	-1,908
162	342	9,041	-2,925	6,115	-0,760	5,581	-2,612
171	351	13,433	-3,140	10,293	-0,645	10,066	-2,247
180	360	15,846	-3,213	12,633	0,000	12,633	0,000
189	369	18,680	-3,140	15,540	0,974	15,197	3,393
198	378	18,680	-2,925	15,755	1,957	14,379	6,730
207	387	13,661	-2,584	11,076	2,034	8,946	6,841
216	396	8,977	-2,140	6,837	1,638	4,569	5,344
225	405	6,183	-1,623	4,560	1,325	2,287	4,162
234	414	4,481	-1,065	3,416	1,146	1,081	3,437
243	423	3,405	-0,502	2,902	1,081	0,355	3,076
252	432	2,697	0,033	2,730	1,092	-0,195	2,934
261	441	2,215	0,514	2,729	1,138	-0,697	2,873
270	450	1,877	0,918	2,795	1,182	-1,182	2,795
279	459	1,635	1,232	2,867	1,196	-1,630	2,645
288	468	1,459	1,452	2,911	1,164	-2,006	2,409
297	477	1,329	1,581	2,910	1,083	-2,286	2,101
306	486	1,232	1,633	2,865	0,961	-2,461	1,753
315	495	1,161	1,623	2,783	0,809	-2,540	1,396
324	504	1,108	1,573	2,681	0,642	-2,547	1,056
333	513	1,071	1,505	2,576	0,473	-2,510	0,748
342	522	1,046	1,440	2,486	0,309	-2,460	0,475
351	531	1,032	1,394	2,426	0,152	-2,420	0,229
360	540	1,028	1,377	2,405	0,000	-2,405	0,000

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град	72		
--------------------	----	--	--

φ°	T_E					T_E	T^{cp}_E
	Номер циліндра						
	1	2	3	4	5		
0	0,000	-1,638	-1,167	5,344	2,409	4,95	3,89
9	-0,166	-1,686	-1,908	4,162	2,101	2,50	3,89
18	-0,346	-1,608	-2,612	3,437	1,753	0,62	3,89
27	-0,548	-1,407	-2,247	3,076	1,396	0,27	3,89
36	-0,775	-1,125	0,000	2,934	1,056	2,09	3,89
45	-1,022	-0,844	3,393	2,873	0,748	5,15	3,89
54	-1,269	-0,677	6,730	2,795	0,475	8,05	3,89
63	-1,487	-0,751	6,841	2,645	0,229	7,48	3,89
72	-1,638	-1,167	5,344	2,409	0,000	4,95	3,89
						31,11	

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

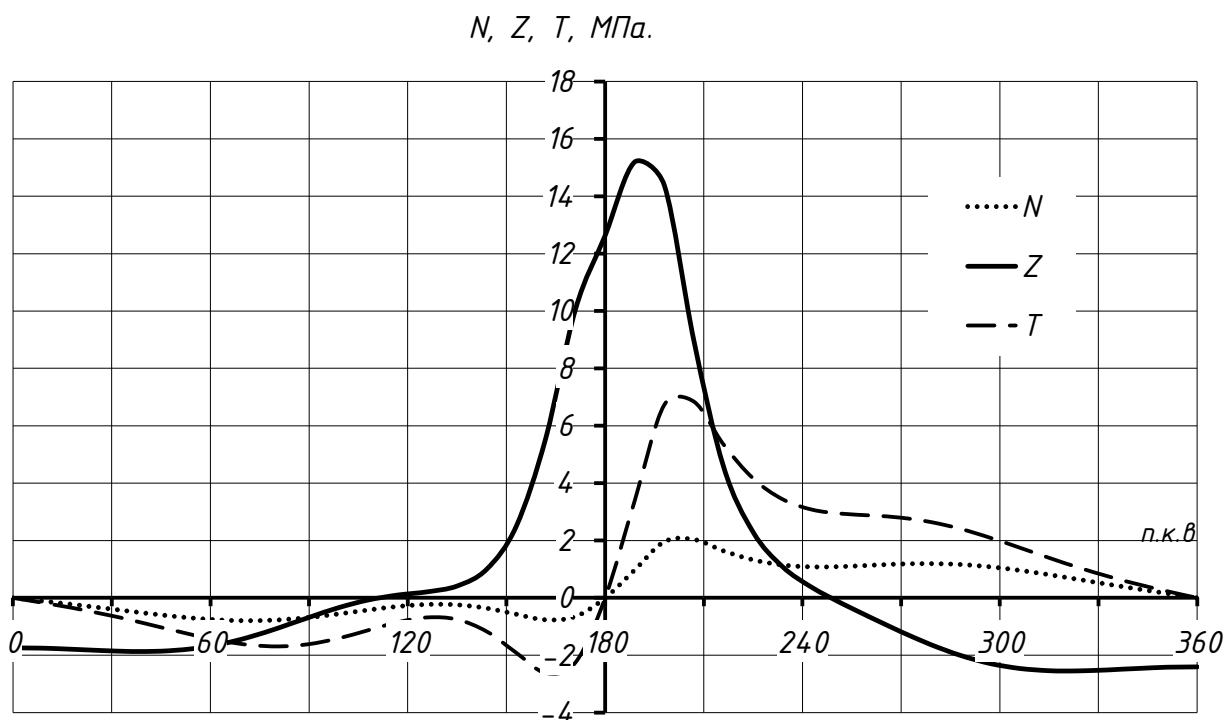


Рисунок 2.4 – Зміна сил N, Z, T від кута повороту колінчастого валу

$T, \text{ МПа}$

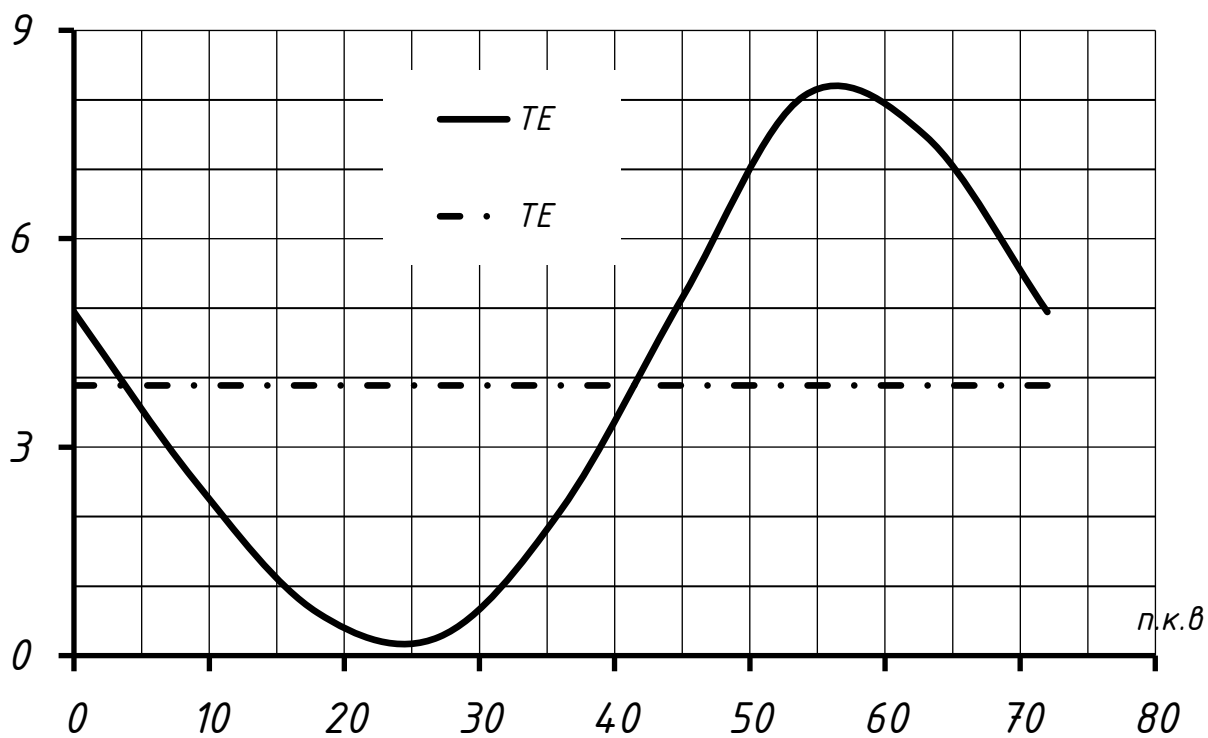


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ

Аркуш

27

РОЗДІЛ 3
РОЗРОБКА ТУРБОКОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТА ДВИГУНА
5ДКРН 60/279

Вибір типорозміру турбокомпресора

Виходячи з попередньо визначених значень витрати повітря та заданого ступеня стискання, виконується техніко-аналітичне обґрунтування вибору відповідного типу турбокомпресора, здатного забезпечити оптимальні енергетичні характеристики роботи двигуна. У цьому контексті проводиться порівняльний аналіз параметрів різних серій і моделей турбокомпресорів з урахуванням їхньої відповідності умовам експлуатації конкретної силової установки.

Аналіз ефективності ґрунтується на використанні характеристичних карт (графіків), які відображають залежність продуктивності повітряного тракту від тиску наддуву. Такі діаграми дозволяють візуально ідентифікувати діапазони ефективної роботи кожного компресора, визначаючи межі, в яких агрегат забезпечує найкращу продуктивність. По горизонтальній осі таких графіків відкладаються значення повітряної витрати — як у масових одиницях (кг/с), так і в об'ємних (м³/с), залежно від обраної методики побудови аеродинамічної характеристики [6].

Після встановлення фактичного повітряного потоку (G або Q) і визначення ступеня компресії (ПК) виконується нанесення робочої точки компресора на координатну площину графіка — умовно позначеної як точка А на рисунку 3.1. Область, у якій ця точка розташована, визначає відповідний діапазон експлуатації конкретного типорозміру турбокомпресора. Типова зона роботи на діаграмі виділяється косокутником, що позначає межі стабільного функціонування моделі. Індекс «ТК» у маркуванні агрегату вказує на осьову схему турбінної частини, тоді як цифровий індекс відображає діаметр компресорного колеса (D_2) у сантиметрах із допустимою погрішністю до 6%.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

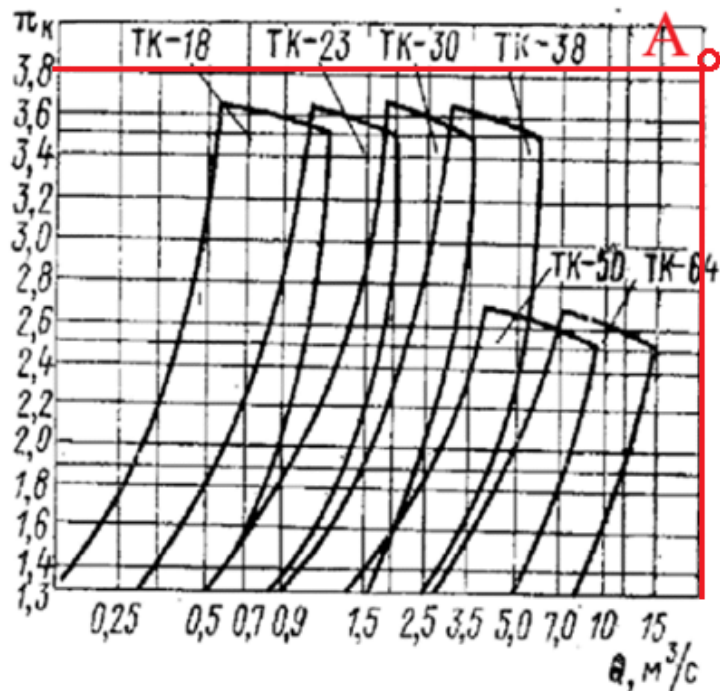


Рисунок 3.1 – Области стабільної роботи турбокомпресорів серії ТК при різних витратах повітря та ступенях стискання

Слід зазначити, що діаметри компресорного та турбінного коліс здебільшого знаходяться в близькому діапазоні, що значно полегшує підбір обладнання. Наприклад, застосування турбокомпресора моделі ТК-80 дозволяє взяти за основу умовне значення діаметра компресорного колеса для подальших розрахунків подачі повітря і параметрів наддуву.

Попереднє визначення колової швидкості

Позначення	Значення	Найменування
	1,42	Коефіцієнт напору компресора
$L_{ад}$, Дж/кг	134293,2	Адіабатна робота компресорної ступені
u_2 , м/с	434,91	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Позначення	Значення	Найменування
	0,3	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
C_a , м/с	30	Швидкість повітря на вході
C_p , Дж/(кг·К)	1005	Ізобарна теплоємність повітря
C_1 , м/с	130,5	Швидкість повітря перед колесом компресора
T_a , К	295	Температура після глушника
T_1 , К	287,0	Температура повітря перед колесом
P_a , Па	100287	Тиск після глушника
n_1	1,39	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
P_1 , Па	90902,0	Тиск повітря перед колесом

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Позначення	Значення	Найменування
D_2 , м	0,8	Зовнішній діаметра колеса компресора
D_o , м	0,176	Діаметр втулки колеса компресора
$\alpha_{тв}$	0,04	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
$\Phi_{2г}$	0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
z_k	13	Число лопаток робочого колеса компресора
ρ_1	1,1037	Густина повітря перед входом в колесо
f_1	0,1701	Площа на вході в колесо
D_n	0,4975	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
a	0,622	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
D_1	0,3732	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
μ	0,8292	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря

T_2, K	382,81	Температура повітря за колесом компресора
η_2	0,9	Політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо)
	3,10	Комплекс
P_2, Pa	221751,74	Тиск повітря за колесом компресора
β_{11}	32,7	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
i_1	2	Кут атаки вхідної кромки ОСА
β_{1a}	34,7	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
δ_1, m	0,0003	Товщина лопаті на вхід колесо
τ_1	0,997	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
$c_1, m/s$	130,85	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
β_{11}^1	32,8	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
β_{1H}	25,8	Кут входу потоку на діаметрі D_H
β_{10}	53,8	Кут входу потоку на діаметрі D_0
$w_{1H}^1, m/s$	300,5	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H
$w_{11}^1, m/s$	241,4	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
λ_{tw}	0,95	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
$C_{2u}, m/s$	360,65	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
$C_{2r}, m/s$	152,22	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
$C_2, m/s$	391,46	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
α_2	22,88	Кут потоку повітря на виході з колеса
M_{C2}	0,995	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
$\rho_2, kg/m^3$	2,018	Густина повітря на виході з колеса
b_2, m	0,032	Ширина колеса на виході
$w_2, m/s$	169,37	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
$\hat{w}$	0,70	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ

Аркуш

31

5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

Позначення	Значення	Найменування
D_3 , м	0,88	Діаметр на виході з БЛД
y	0,8	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
b_3 , м	0,025	Ширина БЛД на виході
η_3	0,8	Політропний ККД на ділянці БЛД
$k_{п3}$	2,8	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
n_3	1,57	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
c_3 , м/с	311,04	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
T_3 , К	403,22	Температура потоку повітря за БЛД
P_3 , Па	255036,14	Тиск повітря за БЛД
ρ_3 , кг/м ³	2,204	Густина повітря на виході з колеса
$\lambda_{БЛД}$	0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
α_3	27,13	Кут виходу потоку повітря з БЛД
c_{32} , м/с	311,04	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
M_{c3}	0,77	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

6. Розрахунок та конструювання ділянки лопаткового дифузору

Позначення	Значення	Найменування
δ_m	6	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перетині
D_4 , м	1,28	Діаметр на виході з ЛД

b_4 , м	0,046	Ширина дифузору на виході
i_3	0	Кут атаки потоку повітря на вході в ЛД
$\alpha_{3л}$	27,13	Кут установки лопатки ЛД на вході
$\Delta\alpha$	15	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
$\alpha_{4л}$	42,13	Кут установки лопатки ЛД на виході
k_a	1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
α_4	34,76	Кут виходу потоку з ЛД
η_4	0,85	Політропний ККД на ділянці ЛД
	2,92	Комплекс
	1,92	Комплекс
, К	449,14	Температура повітря на виході з ЛД в першому наближенні
C_4 , м/с	66,74	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
T_4 , К	449,14	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
z_d	35	Число лопаток дифузору
z_k/z_d	0,37	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
δ_3 , м	0,003	Товщина лопаті ЛД на вході
δ_4 , м	0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
τ_3	0,902	Коефіцієнт захарашення на вході в ЛД
	0,985	Коефіцієнт захарашення на виході в ЛД
f	3,92	Дифузорність ЛД
α_{CP}	34,63	Середній кут установки лопатки в ЛД
δ	7,84	Кут розкриття еквівалентного дифузору
P_4 , Па	349553,39	Тиск потоку повітря на виході з ЛД

	0,041	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
R_L , м	1,092	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
$R_{\text{ц}}$, м	0,777	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
ρ_4 , кг/м ³	2,712	Густина повітря за ЛД

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Позначення	Значення	Найменування
ξ_5	0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
A	0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
C_5 , м/с	65,41	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
η_5	0,000	ККД завитки
	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
P_5 , Па	348347,43	Тиск повітря за завиткою
	0,045	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
T_5 , К	449,23	Температура потоку повітря на виході з завитки
f_5 , м ²	0,0719	Площа завитки на виході
D_5 , м	0,3026	Діаметр виходу завитки

8. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

Позначення	Значення	Найменування
$\eta_{ад}$	0,835	Адіабатний ККД компресора
$\eta_{м}$	0,970	Механічний ККД компресора
N_K , кВт	3767,51	Потужність приводу компресора
$n_{тк}$, об/хв	10383	Частота обертів ротора турбокомпресора

Опис спроектованого турбокомпресора

Конструктивна побудова турбокомпресора ТК80

На двигуні пропонується встановити турбокомпресор ТК-80 (рис. 3.2) виробництва компанії ABB Turbo Systems Ltd [7].

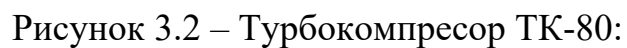
Турбокомпресор працює наступним чином. Вихлопні гази дизельного двигуна протікають через газовий впускний патрубок (7) газу і соплове кільце (8) до колеса турбіни.

Колесо турбіни (9) використовує теплову енергію, що міститься у вихлопних газах, для приводу колеса компресора (12). Компресор всмоктує свіже повітря, стискає його, а потім нагнітає в циліндри двигуна.

Вихлопні гази виходять в навколишнє середовище через випускний колектор, який з'єднаний з газовим випускним патрубком (6).

Повітря, яке необхідне для роботи дизельного двигуна і яке стискається в турбокомпресорі, проходить через фільтр-глушник (1) в компресорне колесо (12). Потім це повітря проходить через дифузор (11) і виходить з турбокомпресора через корпус компресора (13).

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Ротор встановлений на двох радіальних підшипниках ковзання (2, 5). Один з підшипників ковзання знаходиться в підшипниковій втулці (4) і один підшипник ковзання в осьовому упорному підшипнику (3) в кінці компресора.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Підшипники ковзання з'єднані з центральним каналом масла, до якого подається масло із системи змащення двигуна. Злив масла завжди знаходиться в найнижчій точці корпусу підшипника (10).

Турбокомпресор оснащений аварійним масляним баком (14). Якщо основна система змащення масла не працює, цей блок подає масло на підшипники до тих пір, поки ротор не зупиниться.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Вступ

Система наддуву є одним із ключових елементів сучасного високофорсованого дизельного двигуна, зокрема серії 5ДКРН 60/279, який використовується в судновій енергетиці. Вона забезпечує підвищене надходження повітря в циліндри, що покращує наповнення, збільшує потужність і загальний ККД двигуна. Проте ефективне функціонування цієї системи супроводжується високими швидкостями обертання ротора турбокомпресора, значним тиском і температурою робочого середовища, що створює підвищений ризик виникнення небезпечних ситуацій. У зв'язку з цим особливого значення набуває дотримання вимог охорони праці під час експлуатації, технічного обслуговування та ремонту системи наддуву [8].

1. Загальні вимоги безпеки

Загальні правила охорони праці при роботі з турбокомпресорами включають:

- забезпечення технічно справного стану обладнання;
- обов'язкове використання засобів індивідуального захисту (ЗІЗ);
- дотримання порядку виконання робіт згідно з інструкціями підприємства та технічного регламенту;
- проведення регулярного інструктажу персоналу;
- допуск до роботи лише навченого та атестованого персоналу;
- попереднє знеструмлення й охолодження вузлів перед початком ремонту;
- наявність та справність систем вентиляції приміщень.

Система наддуву працює під високим тиском і температурою, тому обслуговування може супроводжуватися опіками, ураженнями ротуючими частинами або отруєнням парами оливи.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2. Організаційні заходи

Організаційні заходи охоплюють комплекс дій, що запобігають виробничим травмам:

Проведення інструктажів – первинного, повторного, цільового, позапланового згідно з вимогами НПАОП.

Контроль допуску до роботи – персонал, який має здійснювати обслуговування системи наддуву, повинен пройти спеціальне навчання з питань безпечної експлуатації турбокомпресорів та гідравлічних з'єднань.

Розробка маршрутів безпечного доступу до вузлів системи наддуву в межах машинного відділення.

Організація робочого місця – наявність належного освітлення, вентиляції, евакуаційних маршрутів, сигнального та запобіжного устаткування.

Регламентоване технічне обслуговування – виконання робіт лише за графіком, із попереднім оформленням нарядів-допусків на ремонт або демонтаж вузлів.

3. Технічні заходи безпеки

До основних технічних заходів охорони праці під час експлуатації та обслуговування системи наддуву належать:

Захисні кожухи на обертових елементах (ротор, вал, муфти);

Використання манометрів, термометрів і сигналізаторів перевищення тиску/температури – для виявлення відхилень у роботі турбокомпресора;

Аварійне відключення турбокомпресора у разі перевищення критичних параметрів;

Автоматичні клапани скидання тиску – для запобігання розриву патрубків та корпусів;

Система змащення турбокомпресора повинна постійно контролюватися на предмет достатності тиску мастила, температури та витрати;

Використання теплозахисної ізоляції на гарячих ділянках патрубків і корпусу турбіни;

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Відведення гарячого повітря з машинного відділення для запобігання перегріву персоналу й обладнання.

4. Засоби індивідуального захисту

При обслуговуванні та ремонті системи наддуву персонал зобов'язаний використовувати такі ЗІЗ:

Комбінезон або спецодяг з вогнетривкої тканини;

Рукавиці термостійкі – для роботи з нагрітими поверхнями;

Захисні окуляри – у разі роботи з фрагментами, що можуть спричинити бризки масла чи осколки металу;

Каска – для захисту голови в умовах машинного відділення;

Беруші або навушники – з огляду на підвищений рівень шуму;

Протигаз або респіратор – під час робіт, пов'язаних із витоком вихлопних газів чи парів мінерального масла.

5. Профілактичні та контрольні заходи

Підтримання належного рівня безпеки при роботі з системою наддуву передбачає:

Регулярну перевірку технічного стану турбокомпресора згідно з регламентом технічного обслуговування;

Контроль за герметичністю з'єднань (фланців, ущільнень, трубопроводів);

Діагностику вібраційного стану – віброаналіз дозволяє виявити дисбаланс або несправності підшипників;

Термографічний контроль корпусу турбіни та компресора;

Аналіз мастила на предмет наявності металевих частинок – індикатор зносу;

Оформлення журналу оглядів – із зазначенням проведених робіт, виявлених дефектів та заходів реагування;

Проведення планових ремонтів відповідно до напрацювання в годинах.

					КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Висновки

Безпечна експлуатація, обслуговування та ремонт системи наддуву дизельного двигуна типу 5ДКРН 60/279 неможливі без чіткого дотримання норм охорони праці. Умови роботи в машинних відділеннях суден, висока температура, тиск і швидкість обертання елементів системи вимагають відповідального підходу як з боку обслуговуючого персоналу, так і адміністрації підприємства. Організаційні, технічні, профілактичні заходи та обов'язкове застосування ЗІЗ формують комплексну систему безпеки, що дозволяє мінімізувати ризики травматизму та збоїв у роботі обладнання.

					<i>КРБ.142.4227см.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У результаті виконання кваліфікаційної роботи було проведено комплексний інженерний аналіз головного суднового дизельного двигуна типу 5ДКРН 60/279 (MAN B&W 5G60ME-C10.5), що широко використовується як силова установка для великотоннажних морських суден.

У роботі:

- детально проаналізовано конструктивні особливості та функціональні елементи двигуна, зокрема крейцкопфний механізм, систему охолодження, мащення, повітропостачання та газообміну;
- за методикою Гриневецького–Мазінга виконано тепловий розрахунок робочого циклу, що дозволило визначити індикаторні параметри, максимальні тиски згоряння, індикаторну потужність та ефективний ККД;
- здійснено динамічний розрахунок зусиль у кривошипно-шатунному механізмі, побудовано графіки зміни газових, інерційних та дотичних сил, що дозволяє оцінити навантаження на елементи конструкції при обертанні колінчастого вала;
- розроблено агрегат наддуву - турбокомпресор;
- запропоновано ефективні заходи з охорони праці при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті турбокомпресора.

Результати досліджень можуть бути використані як основа для удосконалення конструкції сучасних суднових двигунів, підвищення їх надійності, паливної ефективності та безпечності експлуатації.

					<i>КРБ.142.4227ст.25.12.00.ПЗ</i>	Аркуш
						42
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.142.4227см.25.12.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		