

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»
завідувач кафедри
Гогоренко О. А.


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Розрахунок суднового двигуна типу 7ДКРН 82/264,6
(Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. С. Митрофанов

Здобувач освіти



Є. О. Зотов

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Зотов Євген Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок суднового двигуна типу 7ДКРН 82/264,6
(Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Митрофанов О. 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 - 7ДКРН 82/264,6, потужність дизеля
– 31640 кВт; частота обертання колінчастого валу – 102 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції малообертового двигуна 7ДКРН 82/264,6.

2. Розрахунок робочого циклу дизеля та динаміки МОД 7ДКРН 82/264,6.

3. Розрахунок та проектування колінчастого валу суднового двигуна типу 7ДКРН 82/264,6.

4. Забезпечення вимог охорони праці при експлуатації суднового двигуна типу 7ДКРН 82/264,6.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Поперечний розріз дизеля 7ДКРН 82/264,6.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки.

3. Колінчастий вал двигуна 7ДКРН 82/264,6.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
2	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
3	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
4	Митрофанов О. С., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

_____ /Є. О. Зотов /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /О. С. Митрофанов/
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі «*Розрахунок суднового двигуна типу 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)*» було розглянуто основні питання, що пов'язані з тепловим, кінематичним, динамічним розрахунками, а також конструювання та проектування елементів кривошипно-шатунного механізму.

У роботі представлено детальний опис конструктивних особливостей будови малообертового суднового двигуна типу 7ДКРН 82/264,6, виконано його тепловий розрахунок, а також розрахунок кінематики та динаміки. За результатами цих розрахунків побудовано усі необхідні графічні залежності.

Проаналізовано матеріали, що застосовують для виробництва колінчастих валів сучасних ДВЗ, а також виконано розрахунок і проектування колінчастого валу суднового двигуна типу 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C), який підтвердив що усі напруги знаходяться у допустимих межах.

Розглянуто умови праці суднового екіпажу у приміщенні машинного відділення головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C). Встановлено значний вплив якості вентиляції машинного відділення на самопочуття та продуктивність праці обслуговуючого персоналу, а також виконано розрахунок примусової вентиляції машинного відділення.

Кваліфікаційна робота виконана державною мовою на 62 аркушах розрахунково-пояснювальної записки з використанням десяти джерел і має три додатки (креслення) графічна частина.

Ключові слова: судновий двигун; номінальний режим експлуатації; робочий цикл; динамічний розрахунок; кінематичний розрахунок; колінчастий вал; розрахунок на міцність.

					КРБ.142.4227см.25.07.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

In the qualification work «*Calculation of marine engine type 7DKRN 82/264.6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)*», the main issues related to thermal, kinematic, dynamic calculations, as well as the design and engineering of crank mechanism elements were considered.

The paper presents a detailed description of the design features of a low-speed marine engine of the 7DKRN 82/264.6 type, performs its thermal calculation, as well as kinematics and dynamics calculations. Based on the results of these calculations, all the necessary graphical dependencies were constructed.

The materials used for the production of crankshafts of modern internal combustion engines were analysed, and the crankshaft of the 7DKRN 82/264.6 marine engine (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) was calculated and designed, which confirmed that all stresses are within the permissible limits.

The working conditions of the ship's crew in the engine room of the main engine of the Wärtsilä 7DKRN 82/264.6 (7RT-FLEX82C) are considered. A significant impact of the engine room ventilation quality on the well-being and productivity of the maintenance personnel was established, and the forced ventilation of the engine room was calculated.

The qualification work was performed in the state language on 62 sheets of calculation and explanatory note using ten sources and has three appendices (drawings) and a graphic part.

Key words: marine engine; rated operating mode; duty cycle; dynamic calculation; kinematic calculation; crankshaft; strength calculation.

					КРБ.142.4227см.25.07.00.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C)	
1.1. Основні параметри та конструктивні особливості МОД типу 7ДКРН 82/264,6	9
1.2. Висновок до розділу.....	21
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ МОД 7ДКРН 82/264,6 (WÄRTSILÄ 7RT-FLEX82C)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми су- дногового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C).....	22
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)	32
2.3. Висновок до розділу.....	39
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 7ДКРН 82/264,6 (WÄRTSILÄ 7RT-FLEX82C)	
3.1. Загальні положення	40
3.2. Аналіз матеріалів, що використовуються для виготовлення колінчас- тих валів ДВЗ	41
3.3. Розрахунок колінчастого валу суднового двигуна Wärtsilä типу 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C)	46
3.4. Висновок до розділу.....	54
Розділ 4. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 7ДКРН 82/264,6 (WÄRTSILÄ 7RT-FLEX82C)	
4.1. Умови праці в приміщенні машинного відділення судна.....	55
4.2. Призначення і принцип дії систем вентиляції судна	56
4.3. Розрахунок примусової вентиляції машинного відділення.....	58

4.4. Висновок до розділу.....	60
ВИСНОВКИ.....	61
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	62

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 7ДКРН 82/264,6

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Колінчастий вал двигуна 7ДКРН 82/264,6

					<i>КРБ.142.4227см.25.07.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Дизельні установки займають провідну позицію в транспортному судновому флоті, і їх активний розвиток свідчить про те, що вони будуть широко використовуватися на нових судах. У 2024 році частка теплоходів у загальному обсязі випуску різних суден становила 99,30%. Це зумовлено їхньою високою енергетичною ефективністю: коефіцієнт корисної дії дизельних двигунів перевищує 45%, що забезпечує їх паливну економічність. Дизелі відрізняються надійністю, простотою в обслуговуванні та ремонті, а також обмеженим споживанням повітря і стійкістю до атмосферних умов. Вони працюють при відносно низьких температурах і легко піддаються дистанційному автоматичному керуванню. Серед переваг дизелів також швидкий запуск, дуже висока прийомистість і значний гальмівний момент, що є особливо важливим для транспортних енергетичних установок. Суднові ДВЗ великої і середньої потужності можуть використовувати важке паливо, яке на світовому ринку коштує значно дешевше, ніж дизельне паливо.

Хоча двигуни внутрішнього згоряння мають свої переваги, вони також мають ряд недоліків. Серед них можна виділити обмежену агрегатну потужність у порівнянні з паровими й газовими турбінами, високий рівень генерації шуму, токсичність вихлопних газів, підвищене споживання масла, більшу чутливість до збільшення навантаження, виникнення неврайонованих інерційних сил та можливість появи крутильних коливань.

					<i>КРБ.142.4227см.25.07.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ МАЛООБЕРТОВОГО ДВИГУНА 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C)

1.1. Основні параметри та конструктивні особливості МОД типу 7ДКРН 82/264,6

У 1960–70 роки відома двигунобудівна фірма Зульцер проводила досить інтенсивну роботу по значному збільшенню циліндрової, а з нею і агрегатної потужностей суднових двигунів. При цьому обороти колінчастого валу не змінилися, а наприкінці 70-х років були навіть дещо знижені. Форсування суднових дизелів відбувалося завдяки підвищенню тиску наддуву та відповідно, середнього ефективного тиску з 0,7 МПа до 1,9 МПа (рис. 1.1).

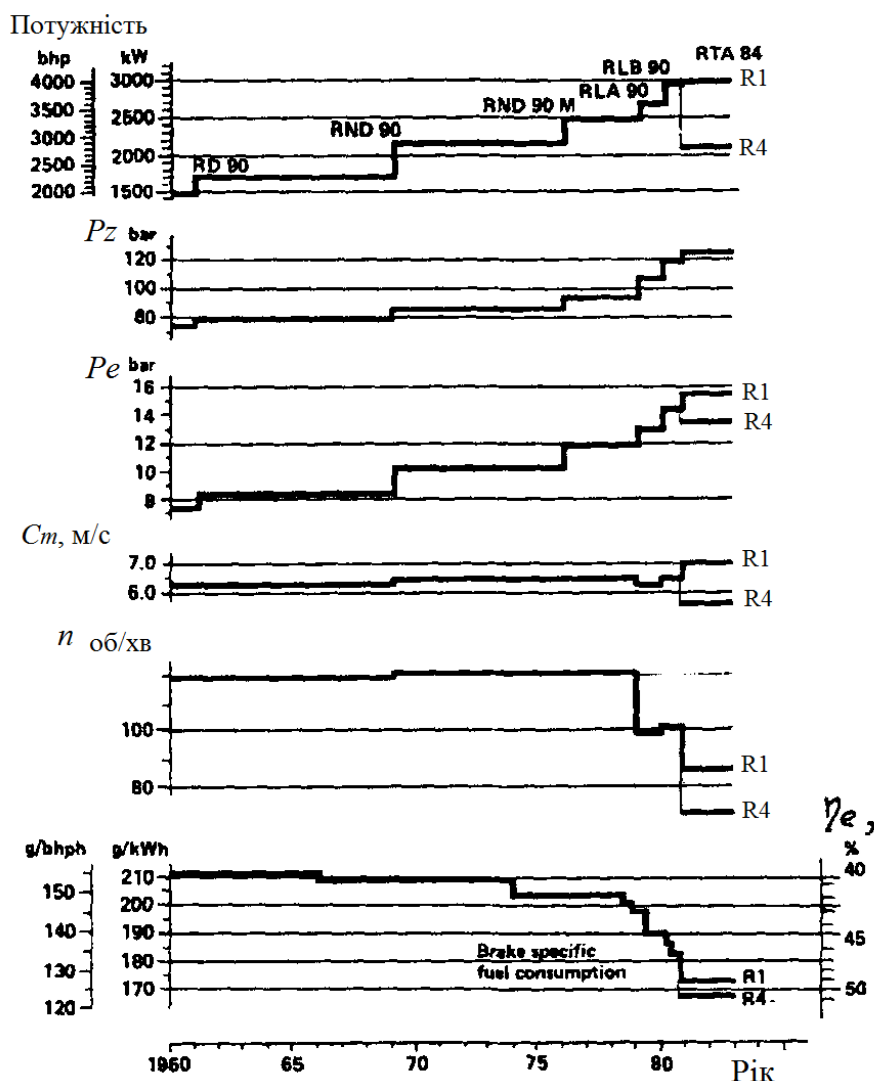


Рисунок 1.1 – Тенденція змінення основних параметрів суднових ДВЗ Зульцер

Зниження оборотів двигунів обумовлене бажанням, в першу чергу, максимально збільшити пропульсивний ККД гребного гвинта судна, а також забезпечити максимально низькі питомі витрати палива (високу економічність двигунів). Варто відзначити, що форсування дизелів з контурними схемами газообміну веде за собою підвищення температури в поясі вихлопних вікон та нерівномірний розподіл цієї підвищеної температури по колу робочого циліндра.

У двигунах серій – RLA, RND, RBL у ряді випадків спостерігалось утворення в циліндрах тріщин й задирів поверхні втулки. Це стало вагомою підставою того, що вже у 1981 році двигунобудівна фірма Зульцер припинила випуск двотактних дизелів з контурними схемами та почала виробництво нового прогресивного модельного ряду дизелів серії RTA – з прямоточно-клапанною системою газообміну.

Щоб максимально задовольнити вимоги ринку суднобудування фірмою-виробником на основі базової моделі двигуна RTA були спроектовано шість нових модифікацій дизелів різної типорозмірності з діаметрами робочих циліндрів 48... 96 см і оборотів $67...127 \text{ хв}^{-1}$. При цьому, щоб не знижувати циліндричну потужність при зниженні номінальної частоти обертання колінчастого валу, фірма-виробник вдалася до збільшення ходу поршня (збільшуючи конструктивне відношення S/D з 2,9 (для серії RTA) до 3,45 (для серії RTA M, U); 3,75 (для серії RTA T); 4,17 (для серії RTA T з діаметрами робочого циліндру 48 й 58 см). Збільшення ходу поршня на двигуні не тільки приводило до збільшення робочого об'єму циліндра, але й позитивно сприяло сумішоутворенню у камері згоряння двигуна й, тим самим, позитивно сприяло зниженню питомої витрати палива.

У 1997 році *New Sulzer Diesel* (NSD) поглинула фінська фірма Wärtsilä, яка, крім двигунів за ліцензіями Зульцера, теж виробляла власні лінії середньо- і високооборотних двигунів. Після цього мало обертові двигуни зазначених вище серій випускаються під брендом фірми Wärtsilä. Новий низькооборотний судновий двигун Wärtsilä RT-flex82T з діаметром циліндра 82 см успішно пройшов випробування на затвердження типу, що проводилися на заводі Hyundai Heavy Industries (HHI) в Кореї. Випробування проводилося в присутності представників основних класифікаційних товариств. Перший двигун був встановлений на дуже великому

					КРБ.142.4227см.25.07.01.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

танкері для перевезення нафти (VLCC), побудованому компанією ННІ. Випробуваний 7-циліндровий RT-flex82T має максимальну безперервну потужність 31640 кВт при 76 об/хв. Поперечний перетин двигуна 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82T) представлений на рис. 1.2.

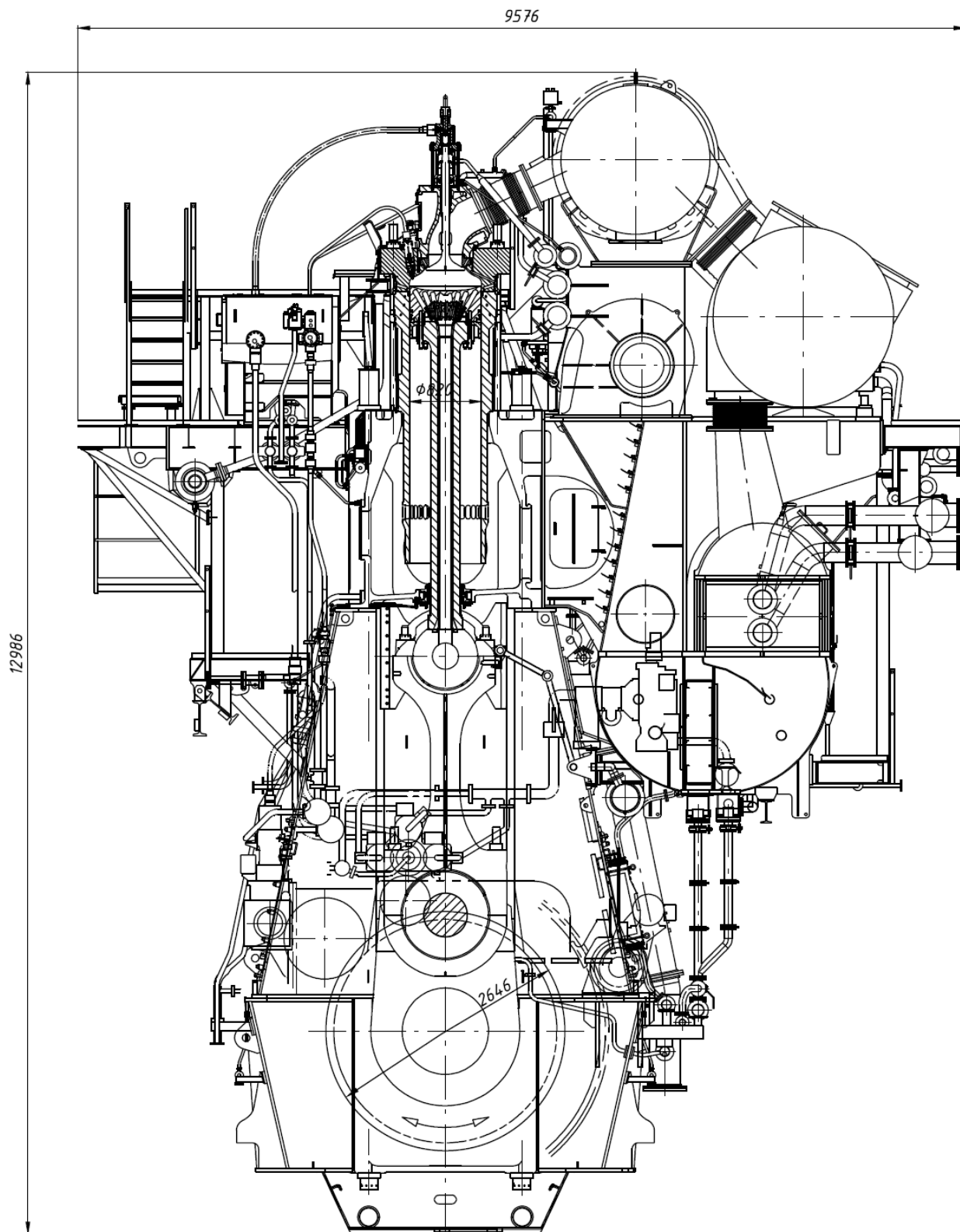


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.01.ПЗ

Аркуш

11

Wärtsilä RT-flex82C є ідеальним головним дизельним двигуном та безперечним лідером на ринку суднових двигунів з електронним керуванням для досить великих танкерів, а саме VLCC та ULCC, а також для дуже великих балкерів водотоннажністю 200000... 400000 дедвейтів. Wärtsilä RT-flex82C, будучи дизельним двигуном з низькою частотою обертання колінчастого валу, також є досить привабливою альтернативою дизелям з високою частотою обертання колінчастого валу, які здебільшого використовують на контейнеровозах. Низька частота обертання колінчастого валу забезпечує економію витрати на паливо, що є привабливим для судновласників, для яких паливна ефективність є пріоритетом.

Фірма Wärtsilä пропонує чотири типи суднових дизелів з діаметром циліндра 82 см – Wärtsilä – RT-flex82C і RTA82T – розроблені конструкторами таким чином, щоб максимально забезпечити однакові економічні та екологічні переваги для різноманітних типів суден відповідно до їх експлуатаційних потреб. Програма була вперше представлена фірмою Wärtsilä в листопаді 2005 року, і всі версії суднових дизелів базуються на спільній (однаковій) платформі з якомога більшою кількістю однакових деталей. Це дозволяє реалізувати переваги раціоналізації проектування і виробництва, оптимізувати технологічність та запаси запасних частин для двигунів.

У двигунах серії Wärtsilä RT-flex використовується сучасна паливна система common-rail, що дає змогу забезпечити кращі параметри силових енергетичних установок з оптимальною економічною та ефективністю для досить великих танкерів й дуже великих суховантажів. У сучасних досить складних умовах морського ринку двигунобудування така ефективність розглядається як значна економічна та екологічна вигода для судновласників та операторів суден.

Максимальна гнучкість у налаштуванні дизеля, яка є невід'ємною особливістю двигунів з системою RT-flex, включає в себе оптимізацію тиску та часу впорскування циклової дози палива для всіх навантажень двигуна. Оптимізація спочатку використовувалася на режимах гальмування (BSFC), а потім була застосована ще й для малих навантажень. Все це не тільки дозволило заощадити паливо, але й зменшити викиди CO₂ з вихлопними газами дизеля.

					КРБ.142.4227см.25.07.01.ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Остов судового двигуна Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) складається з литої чавунної фундаментної рами (гондольного типу), індивідуальних для кожного робочого циліндра зварних колон, що з'єднуються між собою за допомогою болтів та індивідуальних чавунних литих циліндрів, що з'єднані між собою болтами в жорсткий єдиний блок циліндрів. Зусилля розтягнення остову сприймаються анкерними зв'язками двигуна. Упорний підшипник двигуна сегментного типу, який інтегровано в фундаментну раму. Колінчастий вал напів складений, включає елементи – мотильові шийки, дві щоки в які запресовуються рамові шийки.

Вкладиши рамових підшипників для зменшення тертя залиті білим металом. Підшипники крейцкопфної частини КШМ мають тонкостінні вкладиші, поверхня яких залита білим металом. Змащування підшипників двигуна здійснюється під тиском, що забезпечує їх роботу в умовах гідростатичного тертя, при якому відсутнє торкання шийки поверхні підшипника.

Сальник штоку поршня дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) дозволяє значно зменшити втрати циркуляційного масла і перешкодити забрудненню продуктами зносу циркуляційного масла. В середньому втрати масла становлять 5...15 літрів/циліндр/день (в залежності від типорозмірності дизеля та швидкісних режимів роботи).

Камера згоряння в сучасних високофорсованих дизельних двигунах є досить важливим елементом, що обумовлюють його надійність. На двигуні Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) застосовано сучасний підхід охолодження за допомогою виконаних свердлінь в елементах двигуна, що утворюють камеру згоряння й сприймають максимальні теплові потоки від робочого тіла.

Конструкція камери згоряння дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) представлена на рис.1.3. Особливий підбір поєднань охолоджуваних отворів, використання теплоізоляції на певних ділянках дають змогу керувати їх температурами та відповідно термічними напруженнями й напругами від механічних навантажень.

					КРБ.142.4227см.25.07.01.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

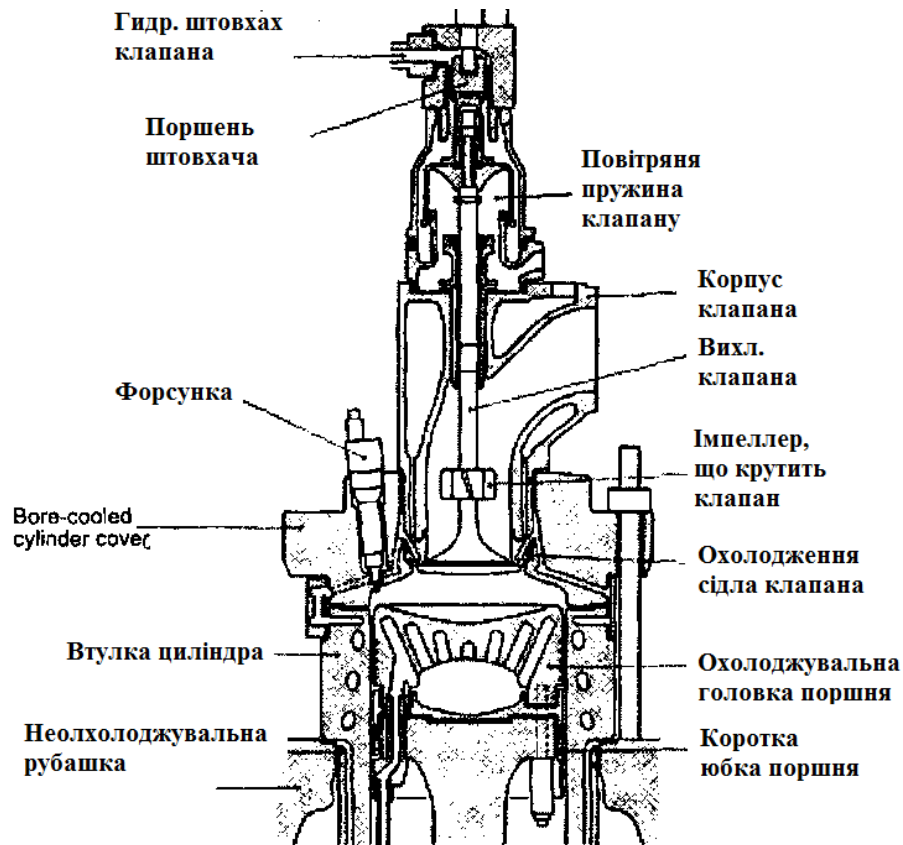


Рисунок 1.3 – Вигляд камери згоряння двигуна Wärtsilä
7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6)

Цільнокована сталева кришка робочого циліндру на дизелі 7RT-FLEX82C кріпиться до блоку циліндрів за допомогою восьми міцних еластичними шпильок. У центрі кришки робочого циліндру дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) розташовується (в окремому корпусі) вихлопний клапан (рис. 1.4), що виготовлено з високоякісного жаростійкого сплаву Німонік 80А. Цей сплав має досить високі антикорозійні властивості.

Температури випускного клапана дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C в зоні ущільнювального конуса та його сідла не перевищують значення у 450°. Таке значення температури запобігає високотемпературній натрій-ванадієві корозії поверхонь. Розміщений на штоку випускного клапана імпеллер під дією потоку відпрацьованих газів, що його обтікають забезпечує обертання клапану та рівномірність розподілу температури по його поверхні. Відкриття випускного клапана дизеля

Wärtsilä 7RT-FLEX82C забезпечується гідравлічним активатором. Активатор приводиться в рух кулачком на розподільчому валу двигуна.



Рисунок 1.4 – Випускний клапан дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6)

Замість встановлення так званої гелікоїдальної пружини, яка може під дією вібрації періодично ламатися, для забезпечення повернення клапану в своє закрите положення на дизелі використовують «повітряну» пружину. На відміну від сталевих пружин «повітряна» пружина разом з гідравлічним активатором забезпечує досить м'яку посадку випускного клапану на сідло, що значно покращує стан (зменшує зношування) посадкового пояску.

У двигуні Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) для покращення умов згоряння циклової дози палива та підвищення економічності дизеля при переході на навантаження менш ніж 50% від номіналу, збільшується ступінь стиску. Збільшення ступеня стиснення досягається шляхом ранньої посадки випускного клапану та, відповідно, трохи ранішим початком стиснення свіжого повітря. Посадка випускного клапана дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C здійснюється шляхом розвантаження відповідної порожнини над гідропоршнем активатора від дії тиску масла після чого «пневматична» пружина садить клапан на сідло.

					<i>КРБ.142.4227см.25.07.01.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

Період обслуговування циліндро-поршневої групи в сучасних МОД у значній мірі обумовлюється станом робочої поверхні поршня та зносом поршневих кілець й втулок робочих циліндрів. Тому фірма Wärtsilä розробила та впровадила в модельний ряд судових дизелів RTA пакет трибологічних заходів, що містить у собі наступні складові (рис. 1.5):

- дворівневу подачу змащувального масла на поверхню дзеркала циліндра;
- якісну обробку робочої поверхні циліндрових втулок з глибоким якісним хонінгуванням по всій довжині;
- теплову ізоляцію втулок робочих циліндрів в середині ходу поршня, а також встановлення ізольованих трубок у свердління охолодження у верхній частині втулок циліндрів;
- спеціальне попереднє профілювання усіх поршневих кілець двигуна;
- забезпечення хромо-керамічним покриттям верхніх поршневих кілець;
- забезпечення обкатним покриття усіх інших поршневих кілець;
- встановленням антиполірувального кільця у верхній частині втулки циліндру дизеля;
- значне збільшення товщини покриття хромом канавок кілець.

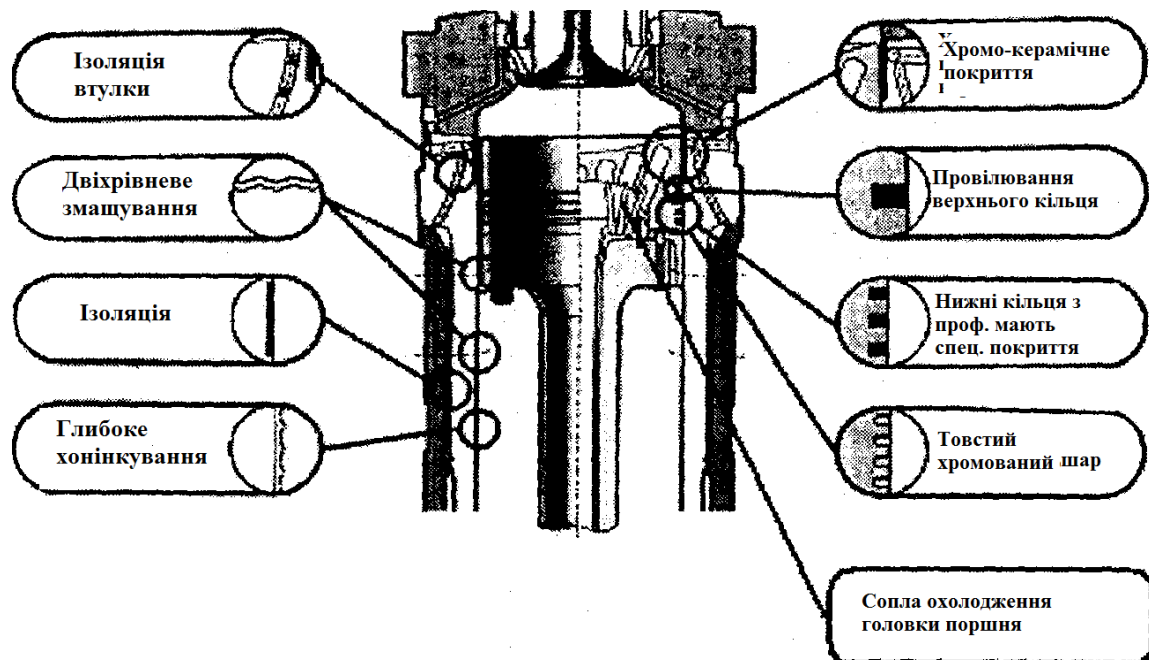


Рисунок 1.5 – Відображення основних заходів щодо підвищення ресурсу ЦПГ дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6)

Ключовим елементом покращення є досить глибоке хонінгування, що забезпечує оптимальну мікроструктуру та максимально ідеальний стан поверхні втулок циліндрів для роботи у них поршневих кілець.

При цьому антиполірувальне кільце встановлене на втулці попереджує відкладення нагару на верхній поверхні головки поршня двигуна. Це відкладення руйнує плівку масла на втулці циліндру та сприяє його поліруванню.

Досить важливим є підтримання потрібної температури робочої поверхні втулки робочого циліндру двигуна на рівні, що значно перевищує температуру конденсації парів води. В іншому випадку неминуче буди виникати холодна (сірчиста) корозія, що спричинятиме інтенсивний знос.

Використання ізоляція втулки робочого циліндру в її середній частині та встановлення ізольованих трубок охолодження у свердління в фланці циліндрової втулки дають змогу підвищити температуру до потрібного рівня, при якому унеможливлується конденсація. Боротьба з явищем конденсації води в робочих циліндрах не виключає потреби відділення зайвої вологи з наддувочного повітря після охолоджувача (ОНП). Для цього за ОНП розміщують високоефективний сепаратор вологи лопаткового типу.

Багаторівнева система змащення поверхні робочих циліндрів акумуляторного типу дає змогу утворити потрібну товщину масляної плівки та її постійне оновлення на всьому ході поршня. При цьому одночасно реалізується автоматичне регулювання кількості масла, що подається в функції від навантаження дизеля, що дає значне зниження його витрати. Так, витрата циліндрового масла складає до 1,4 г/кВт·год.

Зношування робочих циліндрів в двигунах серії RTA знаходиться у межах 0,1 мм/1000 год. роботи, поршневих кілець – 0,4 мм/1000 год. Низький знос та висока надійність дизелів дозволяють експлуатувати їх між обслуговуванням протягом трьох років.

Головки поршнів дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) охолоджуються водою (рис. 1.6). Підведення охолоджуючої води до крейцкопфного вузлу і відвід від нього здійснюється по встановленим телескопічним трубам.

					КРБ.142.4227см.25.07.01.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

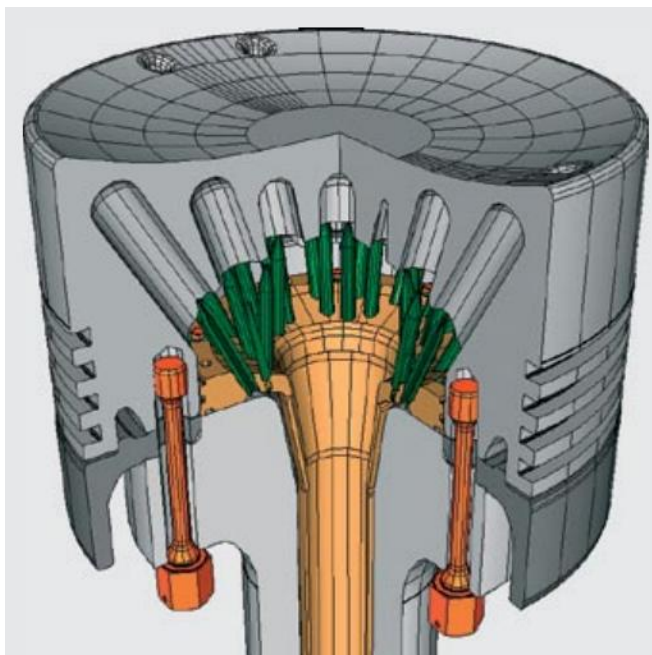


Рисунок 1.6 – Конструкція поршня дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C
(7ДКРН 82/264,6)

Особливу увагу фірмою Wärtsilä було звернуто на надійність та забезпечення високого ресурсу поршневих кілець. Перше (верхнє) кільце має спеціальне зносостійке хромо-керамічне покриття поверхонь та спеціальний профіль робочої поверхні. Інші поршневі кільця також забезпечені покриттям й спрофільовані.

У двигуні Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) з електронною системою керування замість розподільчих валів з механічним приводом, традиційних ПНВТ та гідроприводів випускних клапанів була використано акумуляторну систему упорскування циклової дози палива й керування випускним клапанами, що значно спростило конструкцію дизеля. У двигуні Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) з електронним керуванням приводів гідронасоси сервомеханізмів розміщені поруч з колінчастим валом двигуна. На рівні кришок робочих циліндрів розміщуються акумулятори тиску масла та палива. Поруч розташовуються сервоприводи ПНВТ й випускних клапанів. Впровадження електронного керування двигуном дозволило оптимізувати роботу, зменшити шкідливі викиди з ВГ та знизити питому витрату палива. Електронне керування дозволяє забезпечити гнучкість в керуванні кутом випередження уприскування, потрібний закон подачі ци-

клової дози палива та їх сумісну оптимізацію на всьому діапазоні робочих режимів дизеля. Також на двигуні Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) реалізовано керування фазами закриття випускного клапана (рис. 1.7) VEC (Variable Exhaust valve Closing).

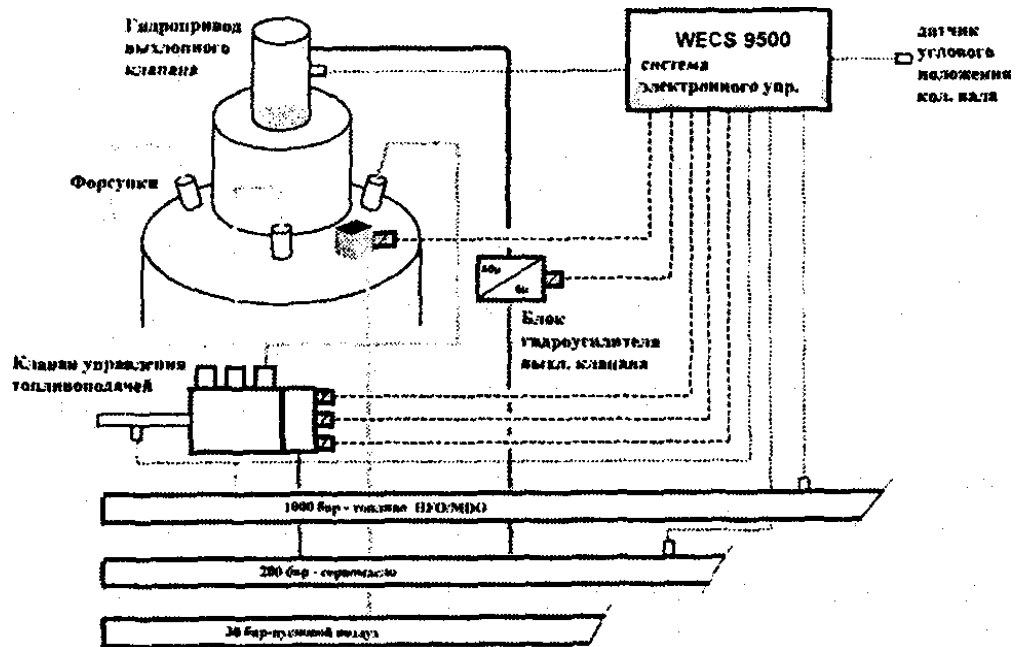


Рисунок 1.7 – Керування паливоподачею та випускним клапаном дизеля 7RT-FLEX82C

Як зазначалося на двигуні Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) застосовано акумуляторну систему паливоподачі (рис. 1.8).

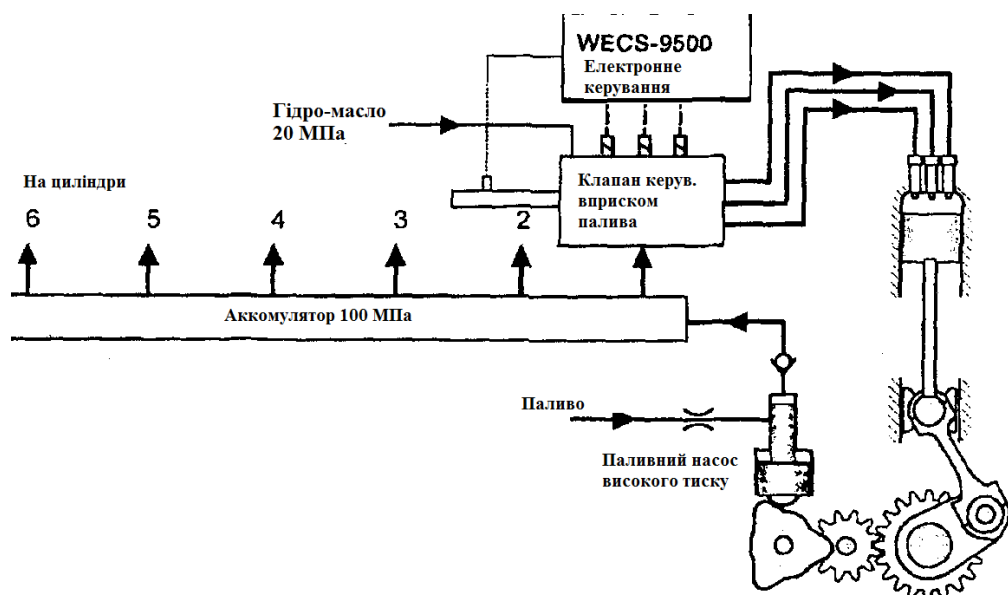


Рисунок 1.8 – Акумуляторна система паливоподачі дизеля 7RT-FLEX82C

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.07.01.ПЗ

Аркуш

19

Тиск в акумуляторі складає 100 МПа. Сам акумулятор представляє з себе товстостінну трубу, яка проходить у вздовж дизеля на рівні кришок робочих циліндрів, в якій знаходиться потрібна кількість палива.

З акумулятора паливо поступає до звичайних паливних форсунок. Відкриття та закриття голок форсунок здійснюється під тиском палива, що поступає від керуючого клапана. Клапан також встановлює потрібний момент відкриття голки форсунки – кут випередження упорскування, кількість циклової дози палива й форму кривої паливоподачі. Встановлені форсунки керуються незалежно одна від одної, тобто програмуються на потрібну роботу кожна окремо. Керування клапаном реалізується за допомогою мікропроцесорної системи електронного керування – WECS 9500. Ця система має модульне виконання з своїм окремим мікропроцесором на кожен робочий циліндр. На цю систему також покладено функцію забезпечення контролю над усім дизелем.

Ключовими відмінностями акумуляторної системи паливоподачі фірми Wärtsilä є:

- забезпечення відмірювання потрібної величини подачі циклової дози палива з досить високою точністю, що дає змогу забезпечити досить рівномірну роботу дизеля та низький рівень його вібрацій, що викликається неврівноваженими силами та моментами;
- забезпечення можливості змінювати вигляд кривої паливоподачі (закон подачі) та значення тисків упорскування палива;
- ідеально підходить для застосування важких палив з різними фізико-хімічними характеристиками;
- забезпечує стабільну роботу на мінімальних обертах ($10 \dots 12 \text{ хв}^{-1}$);
- забезпечує максимально повне згорання палива без наявних слідів диму на вихлопі.

Відкривання та закривання випускних клапанів дизеля Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) здійснюється аналогічно, як і для двигунів серії RTA, однак гідравлічні штовхачі приводяться в рух гідравлічним маслом, попередньо стиснутим до тиску у 20 МПа та розміщеному у акумуляторі масла. Стискається

					КРБ.142.4227ст.25.07.01.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

це масло до потрібного тиску спеціальним насосом, розміщеним в одному блоці з ПНВТ. Електронно-керований блок гідравлічного підсилювача випускного клапана дає змогу змінювати фази відкриття і закриття для кожного клапана.

1.2. Висновок до розділу

Судновий мало обертовий дизельний двигун Wärtsilä 7RT-FLEX82C (7ДКРН 82/264,6) відповідає наявним вимогам щодо його експлуатації на судні при передачі потужності від двигуна напряму на гребний гвинт. Поперечний розріз дизеля 7RT-FLEX82C виробництва фірми Wärtsilä у кваліфікаційній роботі представлено у вигляді кресленням формату А1.

					КРБ.142.4227см.25.07.01.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ МОД 7ДКРН 82/264,6 (WÄRTSILÄ 7RT-FLEX82C)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми сучасного МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

Сучасний перспективний напрямок у розвитку теорії робочих процесів (ТРП) двигунів внутрішнього згоряння можна охарактеризувати певним нагромадженням значною кількістю експериментального, а також теоретичного матеріалу за певними видами робочих процесів й різноманітними типами двигунів.

Стрімкий напрямок розвитку ТРП викликаний, перш за все, нагальною практичною потребою у розробці теоретичних засад, настільки деталізованих, щоб вони могли бути основою при конструюванні, а також дослідженні двигунів різних типів. Однак оскільки накопичення практичного і теоретичного матеріалу йшло досить нерівномірно з окремих питань ТРП, то узагальненою основою ТРП, що охоплює увесь робочий процес двигуна, як і раніше залишається методика, створена професором В.І. Гриневецьким, ще у 1907 році. Методика є корисною для розуміння та сприйняття процесів у двигунах та досить проста за своєю формою, однак, яка водночас має і певні недоліки, які полягають у оперуванні досить складними параметрами та показниками, що потребують загальної сумарної числової оцінки в залежності від значної кількості різноманітних чинників. Таким чином в результаті виконані розрахунки робочих процесів за умов трохи зміненої конструкції двигуна, його розмірів чи режиму експлуатації не можуть бути повністю однаковими між собою з практично-достатнім ступенем точності.

Методика теплового розрахунку робочого циклу професора В. І. Гриневецького, вдосконалений у подальшому іншими дослідниками (зокрема Є.К. Мазінгом), враховує у собі вплив на робочий процес змінення якості й кількості газів у робочому циліндрі та наявність впливу теплообміну із зовнішнім середовищем. Однак це реалізується шляхом вибору числових значень різноманітних коефіцієнтів (коефіцієнту наповнення, коефіцієнтів виділення тепла у характерних точках,

					КРБ.142.4227см.25.07.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

показників політроп стиснення й розширення), для яких запропонована методика не дає кількісного зв'язку із будовою, основними розмірами та режимом експлуатації двигуна. Саме тому за досить вдалого вибору цих числових значень можна отримати хорошу збіжність із дійсним робочим процесом. Однак такий підбір, по-перше, забезпечується лише значним досвідом виконавця розрахунку, та, по-друге, низка задач ТРП ДВЗ все ж таки не може бути повністю розв'язана, наприклад, не існує способу для визначення швидкості наростання тиску під час процесу згоряння палива, тощо.

Вдале обрання основних параметрів при моделюванні (коефіцієнтів наповнення, виділення тепла у характерних точках, залишкових газів у циліндрі, показників політроп стиснення й розширення та багато інших), що надають наочне уявлення щодо основних процесів, чіткість їх визначення, адекватність якісної оцінки впливу різноманітних факторів на ці параметри та в загалом на весь робочий процес двигуна – усе це дало змогу забезпечити методиці Гриневецького тривалу життєвість. Усі основні елементи цієї методики використовуються і досі та мають практичну інженерну цінність. Якщо додати до всього цього ще й її простоту (досить простий математичний апарат), то стане зрозумілим, що вона є досить чудовим інструментом для встановлення основних залежностей та незамінна у педагогічному відношенні при підготовці здобувачів освіти. Саме тому при виконанні кваліфікаційної бакалаврської роботи використовується саме методика запропонований професором Гриневецьким В. І.

Розрахунок циклу двигунів за цією методикою реалізована у вигляді програми у середовищі *Matcad* та є повністю доступною для вільного користування для усіх здобувачів освіти кафедри ДВЗ, У та ТЕ, НУК.

Розрахунок циклу та побудова згорнутої індикаторної діаграми суднового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) виконується для номінального режиму експлуатації (номінальна потужність та оберти). Обґрунтування та вибір вихідних даних, а також сам розрахунок циклу суднового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) наведено у таблицях 2.1 та 2.2.

					КРБ.142.4227см.25.07.02.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для початку розрахунку циклу суднового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

№ з.п.	Вихідні параметри	Значення та розмірність
1	Номинальна ефективна потужність	$N'_e = 31640$ кВт
2	Частота обертання валу	$n = 102$ хв ⁻¹
3	Тиск навколишнього середовища	$P_0 = 0,1013$ МПа
4	Температура навколишнього середовища	$T_0 = 293$ К
5	Значення тиску наддуву двигуна	$P_k = 0,36$ МПа
6	Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1,26$
7	Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0,03$
8	Коефіцієнт використання тепла в характерній точці z	$\xi_z = 0,96$
9	Коефіцієнт використання тепла в характерній точці b	$\xi_b = 0,98$
10	Ступінь стиску	$\varepsilon = 15$
11	Ступінь підвищення тиску у циліндрі при згорянні	$\lambda = 1,18$
12	Підігрів повітря від стінок робочого циліндру	$\Delta T_a = 10$
13	Частина ходу поршня втрачена на процес продувки	$\phi_n = 0,08$
14	Коефіцієнт скруглення діаграми	$\zeta = 0,99$
15	ККД двигуна механічний	$\eta_m = 0,95$
16	ККД компресора адіабатний	$\eta_{k.ad} = 0,83$
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	$\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа
18	ККД повітроохолоджувача	$\eta_o = 0,89$
19	Температура залишкових газів	$T_r = 750$, К
20	Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0,87; H = 0,126; O = 0,004; S = 0$
21	Нижча теплота згоряння палива	$Q_H = 42700$ кДж/кг
22	Кількість циліндрів двигуна	$i = 7$
23	Діаметр циліндру	$D_c = 0,82$ м
24	Хід поршня	$S = 2,646$ м
25	Коефіцієнт тактності	$z = 1$
26	Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,67$
27	Показник адіабати повітря	$k_B = 1,4$
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad} = 0,82$
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m} = 0,9$
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	$T_w = 300$ К
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	$\xi_a = 0,98$
32	Відношення тисків перед турбіною та компресором	$\psi_t = 0,9$

Таблиця 2.2 – Отримані результати розрахунку робочого циклу суднового мало-обертового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

№ з.п.	Процес та спосіб визначення (формула)	Значення
Наповнення		
1	Температура повітря за компресором, $T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	445,478 К

2	Температура повітря у ресивері $T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	316,0031, K
3	Температура повітря в кінці наповнення (точка a) $T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	338,352101 K
4	Тиск повітря у ресивері $P_s = P_k - \Delta P_{ox}$	0,35601 МПа
5	Тиск в кінці наповнення (точка a) $P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,346012 МПа
6	Коефіцієнт наповнення $\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H)$	0,86901
Стиснення		
7	Середня ізохорна мольна питома теплоємність повітря, кДж/(кмоль·К)	$c'_v \leftarrow 19,26 + 0,0025 \cdot T$
8	Середня ізохорна мольна питома теплоємність відпрацьованих газів, кДж/(кмоль·К)	$c''_v \leftarrow 20,47 + 0,0036 \cdot T$
9	Коефіцієнти рівняння регресії для теплоємності суміші газів в кінці процесу стиснення (точка c) $c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$	$b_c = 0,0025120121$ $a_{vc} = 19,2730023$
10	Показник політропи процесу стиснення $n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$	1,3630012
11	Тиск в кінці стиснення (точка c) $P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	13,873124 МПа
12	Температура в кінці стиснення (точка c) $T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$	904,328223 K
Згоряння		
13	Дійсна кількість повітря для згоряння палива $\underline{L} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,3210324 кмоль/кг
14	Хімічний теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни $\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,0239001
15	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни $\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0232046
16	Частка палива, що згорає до точки z $x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,980125
17	Коефіцієнт молекулярної зміни (у точці z) $\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,0231122
18	Ізохорна питома середня теплоємність (у точці z) кДж/(кмоль·К) $c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$ $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$, $\underline{m} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0}$, $L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$	$\Delta M = 0,0316$ $m = 1,06400$ $b_z = 0,00292003$ $a_{vz} = 19,721241342$
19	Коефіцієнти рівняння теплоємності робочого тіла (у точці b) кДж/(кмоль·К)	$b_b = 0,002928017$ $a_{vb} = 19,73037012$

	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$	
20	Визначення температури (у точці z) $\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1729,04014 K
21	Максимальний тиск в циліндрі (у точці z) $P_z = \lambda \cdot P_c$	16,370001 МПа
Розширення		
22	Степінь попереднього розширення $\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,6571334
23	Степінь подальшого розширення $\delta_{ww} = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,959032
24	Показник політропи розширення $n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$ Температура у точці b $T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	$n_2 = 1,296003$ $T_b = 901,6081 K$
25	Тиск в кінці процесу розширення (у точці b) $P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	0,94311 МПа
Індикаторні показники циклу		
26	Теоретичний середній індикаторний тиск у циліндрі $P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,197004 МПа
27	Дійсний середній індикаторний тиск у циліндрі $P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,00101 МПа
28	Питома індикаторна витрата палива $b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,160121 кг/(кВт·год)
29	Індикаторний ККД $\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,52611
Ефективні показники циклу		
30	Середній ефективний тиск у циліндрі $P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,9014 МПа
31	Ефективний ККД $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,500
32	Питома ефективна витрата палива $b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,168 кг/(кВт·год)
33	Ефективна потужність двигуна, $N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	31640,11001 кВт
34	Похибка визначення потужності $\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,0001 %
Розрахунок балансу агрегату наддуву		
35	Витрата повітря $G_{ww} = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	71,4501, кг/год

36	Витрата ВГ турбіною $G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	72,9330124 кг/год
37	Тиск ВГ перед турбіною, $P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,3261002 МПа
38	Температура ВГ $T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	707,64722 К
39	Узагальнена кількість робочого тіла $M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,35301 кмоль/кг
40	Газова стала ВГ $R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,53901 Дж/кг·К
41	Показник адіабати для ВГ $k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,381134
42	Ступінь підвищення тиску $P_k = \left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	3,5541003
43	Розрахунковий тиск наддуву $P_{kd} = P_k \cdot P_0$	0,3600 МПа
44	Похибка визначення тиску агрегату наддуву $\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,011 %

За результатами виконаних розрахунків, за методикою теплового розрахунку Гриневецького, було отримано усі потрібні вихідні дані (табл. 2.3) для побудови індикаторної діаграми МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $p - V/V_c$.

Результати аналітичного визначення координат індикаторної діаграми МОД 7ДКРН 82/264,6 представлено у табл. 2.4. Координати точок індикаторної діаграми МОД Wärtsilä 7RT-FLEX82C розраховано за наступними виразами:

$$p = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_1}} \text{ та } p = \frac{P_z \cdot p^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_2}}.$$

Таблиця 2.3 – Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $p - V/V_c$

P_r , МПа	P_a , МПа	P_s , МПа	P_k , МПа	P_b , МПа	P_c , МПа	P_z , МПа	n_1	n_2	ρ	δ
0,326	0,346	0,356	0,36	0,943	13,873	16,37	1,363	1,2960	1,657	9,051

Таблиця 2.4 – Координати індикаторної діаграми МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $p - V/V_c$

№ з.п.	Параметри діаграми		
	(V/V_c)	$P_{ст}$, МПа	$P_{розш}$, МПа
1	1	13,873	16,37
2	1,657	6,970017	16,37
3	2,359263	4,306021	10,35553
4	3,061526	3,018818	7,387798
5	3,763789	2,278206	5,653016
6	4,466053	1,804364	4,528865
7	5,168316	1,478685	3,74792
8	5,870579	1,242963	3,177461
9	6,572842	1,065547	2,744622
10	7,275105	0,927862	2,406284
11	7,977368	0,818344	2,135406
12	8,679632	0,729446	1,914225
13	9,381895	0,656052	1,730621
14	10,08416	0,594579	1,576063
15	10,78642	0,542449	1,44438
16	11,48868	0,497762	1,331007
17	12,19095	0,459094	1,232498
18	12,89321	0,425352	1,146206
19	13,59547	0,395689	1,070069
20	14,29774	0,369438	1,002453
21	15	0,346065	0,942055

На рис. 2.1 за табличними даними подано теоретичну згорнуту індикаторну діаграму суднового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $p - V/V_c$.

За результатами виконаних розрахунків, за методикою теплового розрахунку Гриневецького, було отримано усі потрібні вихідні дані (табл. 2.5) для побудови індикаторної діаграми МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $T - V/V_c$.

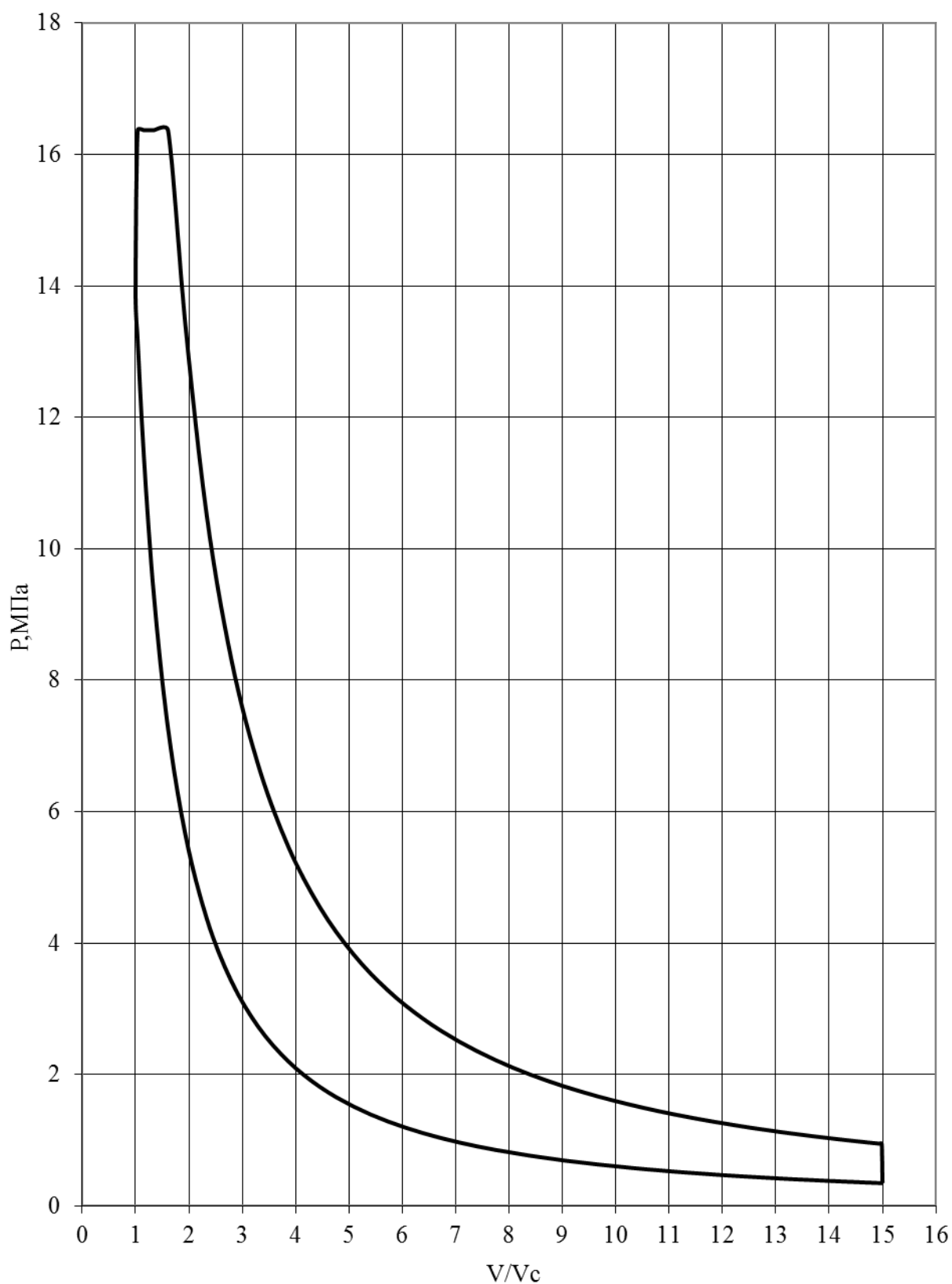


Рисунок 2.1 – Теоретична діаграма суднового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $p - V/V_c$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.02.ПЗ

Аркуш

29

Результати аналітичного визначення координат індикаторної діаграми у координатах $T - V/V_c$ МОД 7ДКРН 82/264,6 представлено у табл. 2.6. Координати точок індикаторної діаграми МОД Wärtsilä 7RT-FLEX82C розраховано за наступними виразами: $T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}}$ та $T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$.

Таблиця 2.5 – Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $T - V/V_c$

T_r , К	T_a , К	T_s , К	T_k , К	T_b , К	T_c , К	T_z , К	λ
707,647	338,352	316,003	445,478	901,608	904,328	1729,04	1,180

Таблиця 2.6 – Координати індикаторної діаграми МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $T - V/V_c$

№ з.п.	Параметри діаграми / розмірність		
	(V/V_c)	$T_{ст}$, К	$T_{розш}$, К
1	1	904,328	1067,107
2	1,657	752,856	1729,04
3	2,359263	662,2289	1557,337
4	3,061526	602,4631	1441,74
5	3,763789	558,9513	1356,249
6	4,466053	525,2954	1289,279
7	5,168316	498,1731	1234,733
8	5,870579	475,658	1189,036
9	6,572842	456,5429	1149,925
10	7,275105	440,026	1115,887
11	7,977368	425,5503	1085,861
12	8,679632	412,7148	1059,078
13	9,381895	401,2218	1034,967
14	10,08416	390,8452	1013,088
15	10,78642	381,4095	993,0996
16	11,48868	372,7759	974,7304
17	12,19095	364,8332	957,7616
18	12,89321	357,4908	942,0146
19	13,59547	350,6742	927,3417
20	14,29774	344,3213	913,6195
21	15	338,3801	900,7442

На рис. 2.2 за табличними даними подано теоретичну індикаторну діаграму суднового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $T-V/V_c$.

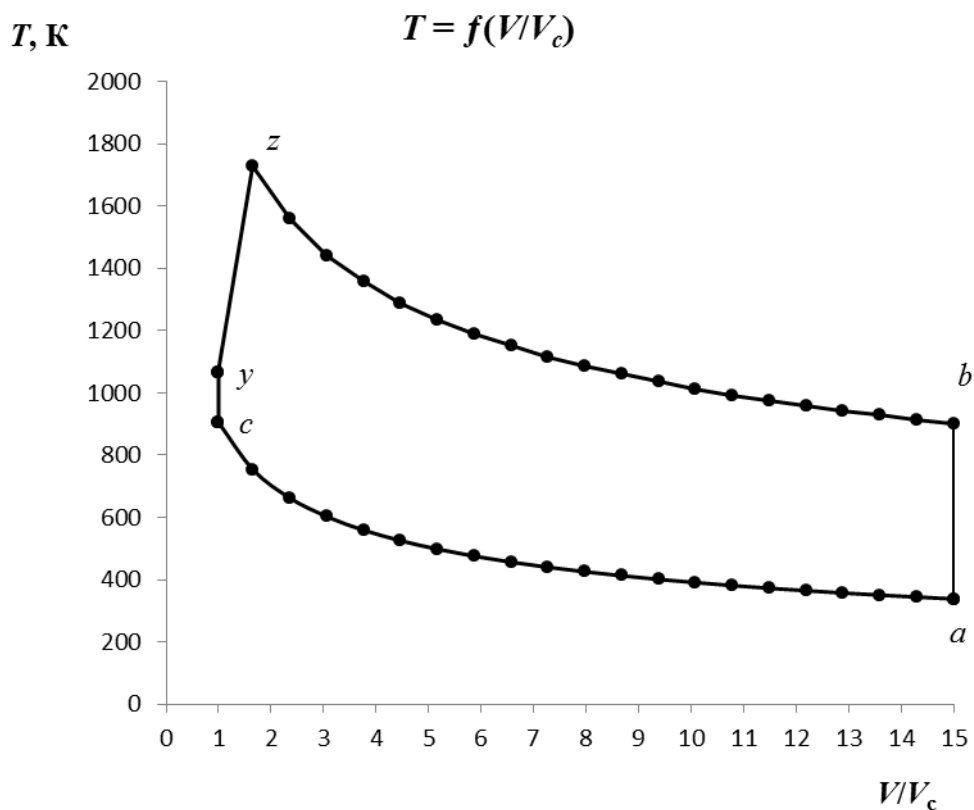


Рисунок 2.2 – Теоретична $T - V/V_c$ діаграма суднового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

За результатами виконаних розрахунків, за методикою теплового розрахунку Гриневецького, було отримано усі потрібні вихідні дані для побудови індикаторної діаграми МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $T - S$.

Координати точок індикаторної діаграми МОД Wärtsilä 7RT-FLEX82C розраховано за наступними виразом:

$$S = \left[c_p \cdot \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right]$$

перетворюючи, який для кожного процесу робочого циклу двигуна матимемо

– для процесу стиснення – $S = \left[c_{p_i} \cdot \ln \left(\frac{T_{сж}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{P_{сж}}{P_0} \right) \right];$

– розширення – $S = \left[c_{p_i} \cdot \ln \left(\frac{T_{раси}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{P_{раси}}{P_0} \right) \right],$

де T_0, P_0 – температура та тиск навколишнього середовища відповідно; R – газова стала ($R = 8,3144$ Дж/(моль·К)); c_p – ізобарна теплоємність суміші газів.

На рис. 2.3 подано теоретичну індикаторну діаграму суднового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $T - S$.

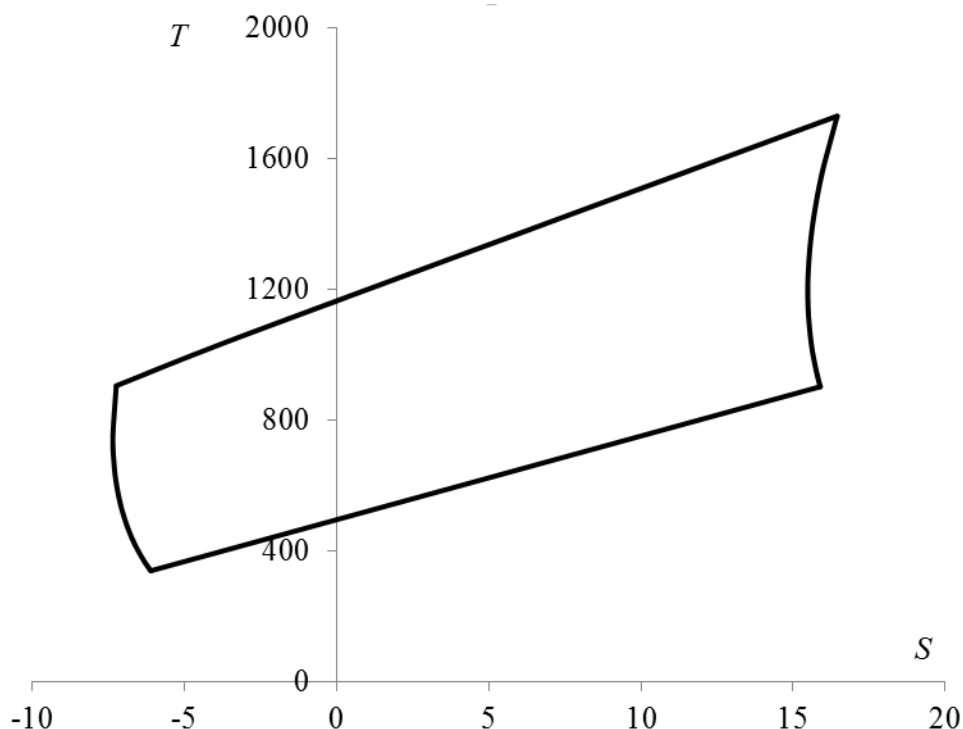


Рисунок 2.3 – Діаграма суднового МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) у координатах $T - S$

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

При розрахунку кінематики руху двигунів зазвичай визначають переміщення, швидкість та прискорення поршня двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу. Так переміщення розраховують, як:

$$S_{\varphi} = r \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \left(\frac{1}{\lambda} \right) \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right].$$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.02.ПЗ

Аркуш

32

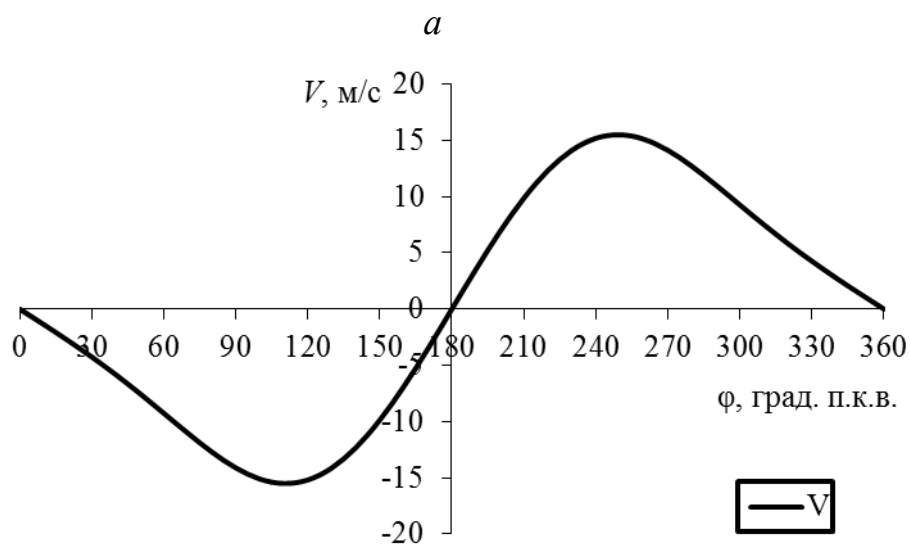
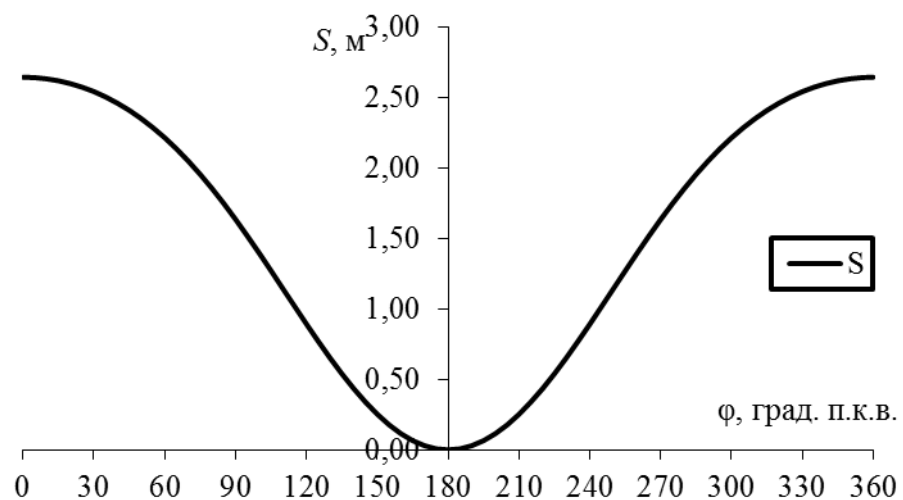
Швидкість є похідною (перша похідна) від переміщення взятою за часом:

$$V_{\varphi} = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Прискорення є похідною (перша похідна) від швидкості взятою за часом:

$$j_{\varphi} = r \cdot \omega \cdot \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right].$$

Залежності переміщення $S(\varphi)$, швидкості $V(\varphi)$ та прискорення $J(\varphi)$ поршня від кута повороту колінчастого валу МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) представлено на рис. 2.4, а їх значення координат – у табл. 2.7



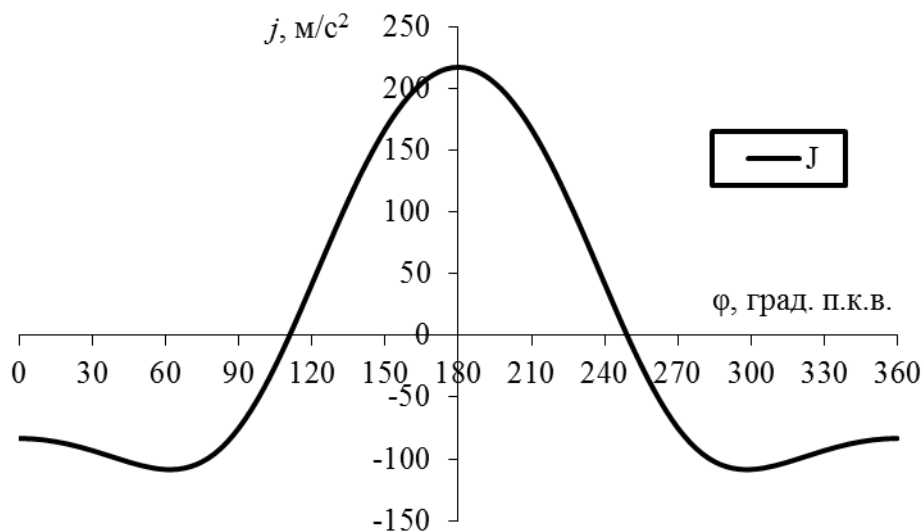
б

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.02.ПЗ

Аркуш

33



в

Рисунок 2.4 – Діаграми кінематики МОД 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C):

a – переміщення $S(\varphi)$; *б* – швидкість $V(\varphi)$; *в* – прискорення $J(\varphi)$

Таблиця 2.7 – Значення координат залежностей переміщення $S(\varphi)$, швидкості $V(\varphi)$ та прискорення $J(\varphi)$ поршня дизеля 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

φ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
0	2,646	0,000	-83,371
5	2,643	-0,681	-83,669
10	2,635	-1,367	-84,557
15	2,621	-2,063	-86,013
20	2,601	-2,773	-87,995
25	2,576	-3,501	-90,443
30	2,544	-4,250	-93,268
35	2,506	-5,025	-96,351
40	2,462	-5,825	-99,534
45	2,411	-6,651	-102,616
50	2,353	-7,502	-105,346
55	2,288	-8,372	-107,429
60	2,216	-9,257	-108,529
65	2,137	-10,146	-108,276
70	2,051	-11,026	-106,297
75	1,957	-11,883	-102,234
80	1,856	-12,697	-95,782
85	1,749	-13,448	-86,719
90	1,637	-14,114	-74,940
95	1,519	-14,672	-60,474
100	1,397	-15,102	-43,492
105	1,272	-15,383	-24,298
110	1,146	-15,499	-3,307
115	1,019	-15,437	18,984

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.02.ПЗ

Аркуш

34

120	0,893	-15,189	42,033
125	0,771	-14,750	65,288
130	0,652	-14,122	88,213
135	0,540	-13,309	110,311
140	0,435	-12,319	131,140
145	0,339	-11,166	150,315
150	0,252	-9,863	167,512
155	0,177	-8,429	182,468
160	0,115	-6,882	194,968
165	0,065	-5,243	204,850
170	0,029	-3,534	211,991
175	0,007	-1,779	216,308
180	0,000	0,000	217,753
185	0,007	1,779	216,308
190	0,029	3,534	211,991
195	0,065	5,243	204,850
200	0,115	6,882	194,968
205	0,177	8,429	182,468
210	0,252	9,863	167,512
215	0,339	11,166	150,315
220	0,435	12,319	131,140
225	0,540	13,309	110,311
230	0,652	14,122	88,213
235	0,771	14,750	65,288
240	0,893	15,189	42,033
245	1,019	15,437	18,984
250	1,146	15,499	-3,307
255	1,272	15,383	-24,298
260	1,397	15,102	-43,492
265	1,519	14,672	-60,474
270	1,637	14,114	-74,940
275	1,749	13,448	-86,719
280	1,856	12,697	-95,782
285	1,957	11,883	-102,234
290	2,051	11,026	-106,297
295	2,137	10,146	-108,276
300	2,216	9,257	-108,529
305	2,288	8,372	-107,429
310	2,353	7,502	-105,346
315	2,411	6,651	-102,616
320	2,462	5,825	-99,534
325	2,506	5,025	-96,351
330	2,544	4,250	-93,268
335	2,576	3,501	-90,443
340	2,601	2,773	-87,995
345	2,621	2,063	-86,013
350	2,635	1,367	-84,557
355	2,643	0,681	-83,669
360	2,646	0,000	-83,371

При виконанні динамічних розрахунків визначають сумарну рушійну силу яка є алгебраїчною сумою сили P_z та P_j , що мають загальну точку свого прикладення (наприклад для трункових двигунів це центр поршневого пальця) прикладання та єдину лінію своєї дії:

$$P_{\Sigma} = P_z + P_j.$$

Сили газів відомі з розрахунку робочого циклу, а сили інерції від поступово рухомих мас визначаються, як:

$$P_j = -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) = C \cdot \cos \varphi + \lambda \cdot C \cdot \cos 2\varphi = P_{jI} + P_{jII}, \text{ Н};$$

де $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Сили інерції від поступово рухомих мас мають дві гармонічні складові, які називаються силами інерції першого P_{jI} та другого P_{jII} порядків. Рушійна сила у свою чергу розкладається на складові (див. рис. 2.5), що навантажують елементи КШМ ДВЗ та визначаються наступним чином:

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}; \quad Q = P_{\Sigma} \cdot \frac{1}{\cos \beta}, \text{ Н};$$

$$Z = P_{\Sigma} \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad T = P_{\Sigma} \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}, \text{ Н}.$$

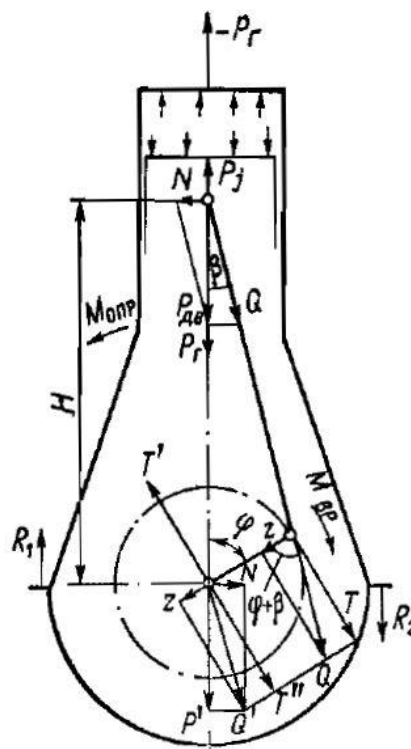


Рисунок 2.5 – Схема дії сил на деталі КШМ

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.02.ПЗ

Аркуш

36

Результати динамічних розрахунків суднового малообертового дизеля 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C) представлено у табличній формі (див. таблиці 2.8) та графічній (див. рис. 2.6 і 2.7).

Таблиця 2.8 – Результати динамічних розрахунків малообертового дизеля 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_p , Н	P_{dv} , Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,346	182717,8	375168,5	505077,7	0,0	-505077,7	0,0
5	0,346	182962,1	376511,7	506665,2	-19842,5	-506466,6	-24391,8
10	0,348	183700,1	380508,7	511400,2	-39994,6	-510575,8	-49416,7
15	0,350	184947,5	387057,7	519196,6	-60747,3	-517228,0	-75700,6
20	0,354	186731,4	395977,9	529900,6	-82352,1	-526109,8	-103851,0
25	0,358	189090,7	406992,5	543274,6	-104997,1	-536747,7	-134438,1
30	0,364	192078,4	419706,7	558976,5	-128777,4	-548476,5	-167963,8
35	0,371	195763,1	433581,2	576535,7	-153661,8	-560407,2	-204814,9
40	0,379	200232,1	447904,9	595328,4	-179455,2	-571399,6	-245199,1
45	0,389	205595,1	461770,0	614556,5	-205762,0	-580052,7	-289061,4
50	0,401	211988,8	474056,4	633236,6	-231956,7	-584725,8	-335988,5
55	0,416	219583,1	483432,3	650206,8	-257172,0	-583606,3	-385110,4
60	0,433	228589,5	488378,3	664159,2	-280315,2	-574839,7	-435021,1
65	0,453	239271,2	487244,0	673706,5	-300126,3	-556727,5	-483746,6
70	0,477	251957,3	478338,5	677487,2	-315284,1	-527984,4	-528796,2
75	0,506	267061,3	460055,2	674307,9	-324560,9	-488025,4	-567328,9
80	0,540	285106,2	431018,6	663316,1	-327010,2	-437225,8	-596454,1
85	0,581	306757,9	390235,9	644185,2	-322162,7	-377081,2	-613655,5
90	0,630	332872,5	337231,1	617295,1	-310191,0	-310191,0	-617295,1
95	0,690	364561,1	272135,0	583887,5	-292007,3	-240006,9	-607115,7
100	0,764	403280,8	195715,6	546187,7	-269266,7	-170331,4	-584647,6
105	0,854	450964,9	109341,0	507497,2	-244270,8	-104597,5	-553426,6
110	0,966	510209,0	14882,1	472282,5	-219787,5	-45002,5	-518972,1
115	1,107	584540,6	-85427,4	446304,6	-198822,1	8422,5	-488515,2
120	1,285	678810,7	-189149,6	436852,5	-184378,1	58750,1	-470514,4
125	1,514	799765,1	-293795,8	453160,7	-179235,7	113101,0	-474012,9
130	1,812	956869,2	-396956,7	507103,9	-185753,9	183664,4	-507864,4
135	2,203	1163469,7	-496399,2	614261,9	-205663,3	288922,8	-579774,7
140	2,724	1438333,6	-590128,1	795396,8	-239763,6	455192,2	-694940,8
145	3,423	1807383,4	-676415,6	1078159,2	-287357,5	718354,8	-853796,2
150	4,364	2304737,6	-753806,1	1498122,9	-345138,6	1124843,2	-1047960,2
155	5,625	2970261,6	-821105,2	2096347,8	-405154,9	1728710,5	-1253149,9
160	7,265	3836759,0	-877358,1	2906592,3	-451714,9	2576807,7	-1418586,3
165	9,269	4894632,2	-921825,8	3919997,8	-458649,5	3667719,9	-1457591,4
170	11,413	6027081,2	-953960,8	5020311,7	-392619,0	4875864,3	-1258422,2
175	13,173	6956426,1	-973387,7	5930229,7	-232245,2	5887421,9	-748215,0
180	13,870	7324757,7	-979887,4	6292061,7	0,0	6292061,7	0,0
185	16,370	8644770,3	-973387,7	7618573,9	298365,7	7563578,7	961232,7
190	16,370	8644770,3	-953960,8	7638000,8	597338,3	7418235,7	1914588,3
195	16,370	8644770,3	-921825,8	7670135,9	897424,9	7176511,7	2852023,2
200	16,370	8644770,3	-877358,1	7714603,6	1198930,3	6839297,7	3765175,8
205	13,352	7051249,1	-821105,2	6177335,3	1193875,1	5094013,7	3692673,0
210	10,491	5539984,4	-753806,1	4733369,7	1090476,9	3553980,0	3311065,6
215	8,326	4396700,0	-676415,6	3667475,8	977477,9	2443562,0	2904280,7
220	6,701	3538441,4	-590128,1	2895504,7	872818,0	1657048,6	2529811,9

225	5,477	2892244,4	-496399,2	2343036,5	784480,9	1102065,3	2211488,8
230	4,548	2401629,3	-396956,7	1951864,0	714974,4	706931,8	1954791,3
235	3,835	2025091,5	-293795,8	1678487,1	663880,9	418921,2	1755722,6
240	3,281	1732732,2	-189149,6	1490774,0	629196,5	200486,9	1605646,4
245	2,846	1503105,2	-85427,4	1364869,2	608029,0	25757,2	1493955,7
250	2,501	1320767,4	14882,1	1282840,9	596999,3	-122238,4	1409661,9
255	2,224	1174508,0	109341,0	1231040,3	592529,7	-253723,1	1342451,6
260	2,000	1056103,7	195715,6	1199010,7	591103,8	-373917,6	1283439,1
265	1,817	959454,1	272135,0	1178780,6	589518,5	-484537,7	1225674,9
270	1,666	879980,7	337231,1	1164403,3	585113,0	-585113,0	1164403,3
275	1,542	814207,5	390235,9	1151634,8	575942,7	-674122,6	1097055,8
280	1,438	759466,5	431018,6	1137676,4	560866,5	-749901,1	1022999,1
285	1,351	713688,8	460055,2	1120935,4	539533,5	-811268,8	943098,9
290	1,279	675254,7	478338,5	1100784,6	512275,3	-857871,8	859190,7
295	1,217	642886,0	487244,0	1077321,4	479930,7	-890260,6	773557,2
300	1,166	615566,3	488378,3	1051136,0	443642,8	-909773,9	688489,1
305	1,122	592482,7	483432,3	1023106,4	404662,5	-918309,8	605974,8
310	1,085	572982,0	474056,4	994229,8	364189,8	-918064,2	527527,6
315	1,054	556537,8	461770,0	965499,2	323262,4	-911292,1	454130,0
320	1,028	542725,1	447904,9	937821,4	282695,9	-900126,3	386262,3
325	1,006	531200,9	433581,2	911973,6	243064,7	-886461,2	323979,6
330	0,988	521689,6	419706,7	888587,7	204713,4	-871896,3	267006,8
335	0,973	513970,9	406992,5	868154,8	167785,7	-857724,8	214832,6
340	0,962	507871,3	395977,9	851040,6	132260,6	-844952,4	166788,7
345	0,953	503257,0	387057,7	837506,1	97990,3	-834330,6	122111,2
350	0,947	500028,9	380508,7	827729,0	64733,5	-826394,8	79983,6
355	0,943	498118,7	376511,7	821821,8	32184,9	-821499,6	39564,0
360	0,346	182717,8	375168,5	505077,7	0,0	-505077,7	0,0

Сили P_r , P_j , P_{dv} , Н

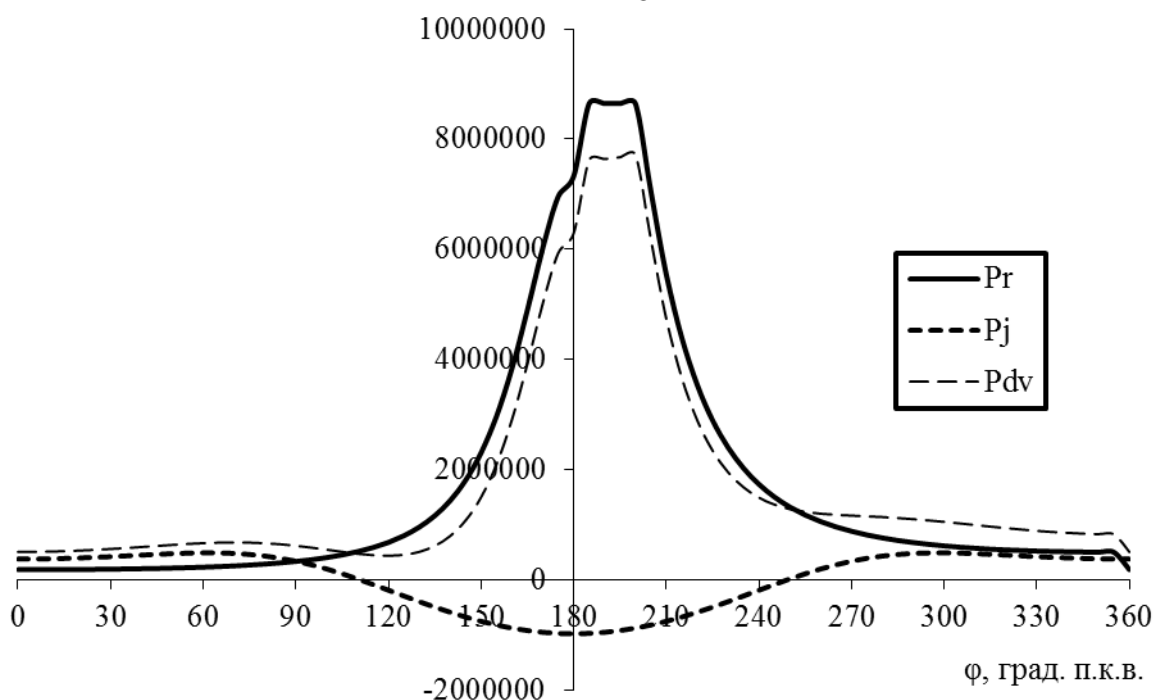


Рисунок 2.6 – Графіки сил від тиску газів P_r , сили інерції P_j та рушійної сили P_{dv} розрахунків малообертового дизеля 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.02.ПЗ

Аркуш

38

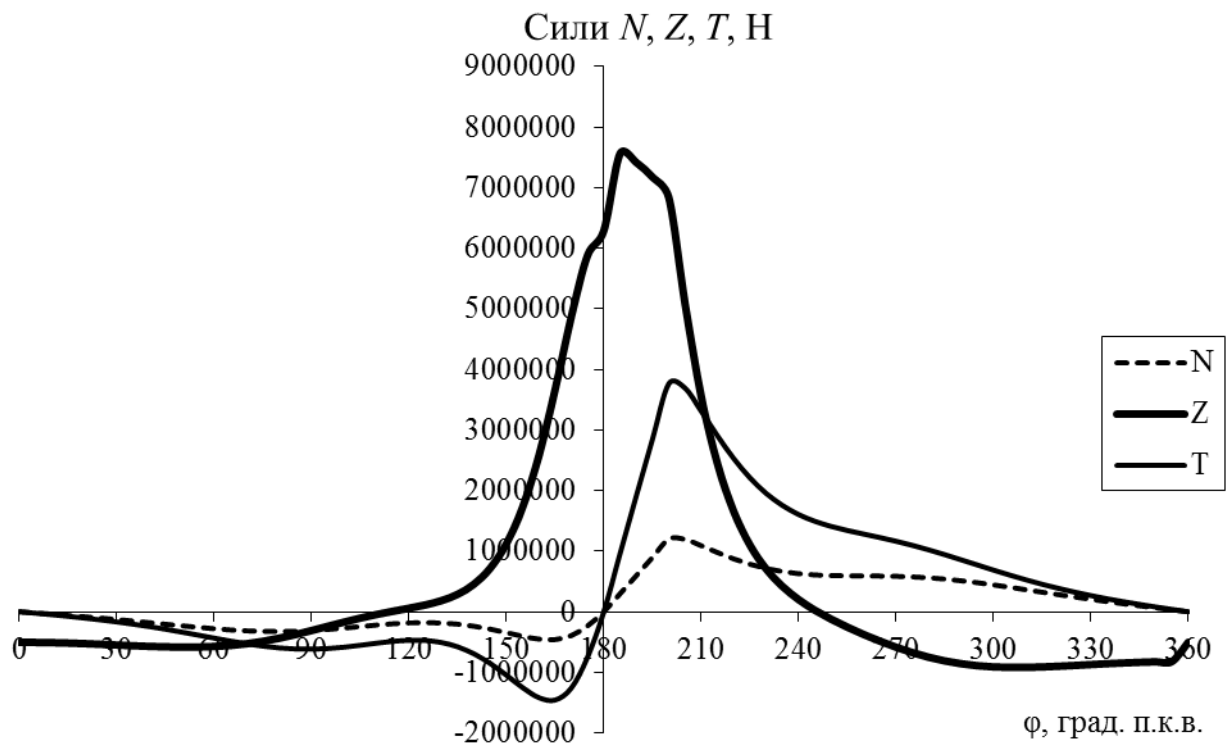


Рисунок 2.7 – Графіки сил бічної N , радіальної Z та тангенціальної T сил малообертового дизеля 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)

2.3. Висновки до розділу

У розділі бакалаврської роботи здійснено розрахунок робочого циклу суднового МОД типу 7ДКРН 82/264,6 (заводське маркування Wärtsilä 7RT-FLEX82C), побудовано індикаторні діаграми у різних системах координат. Також у розділі виконано розрахунок кінематики та динаміки, а також побудово графіки зміни сил, діючих на КШМ.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.02.ПЗ

Аркуш

39

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ СУД- НОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 7ДКРН 82/264,6 (WÄRTSILÄ 7RT-FLEX82C)

3.1. Загальні положення

Розрахунок усіх деталей ДВЗ на міцність на сьогодні має деякий умовний характер. Це можна пояснити важкістю визначення допустимих напружень та неточністю розрахунку діючих сил й робочих перерізів.

Майже усі основні деталі ДВЗ працюють при змінних навантаженнях. Граничними напруженнями для деталей ДВЗ є напруження, що обумовлені умовами втомної міцності матеріалу з яких вони зроблені, яка у свою чергу залежить не тільки від обраного матеріалу та його термічної обробки, а й від багатьох інших чинників: діапазону можливих коливань напружень, конфігурації самої деталі, її фактичних розмірів, стану чистоти обробки поверхні, форми переходів та сполучень між сумісними поверхнями, орієнтації волокон матеріалу, структури самого металу та ще багатьох інших. Врахувати при розрахунку сукупність дії усіх цих факторів фактично не є можливим. Розрахунком також не може бути враховано швидкість змінення прикладених сил, тривалість їх дії й ступінь пружності усієї системи.

Зазначені фактори вимагають використання єдиної методики проведення розрахунку, що дасть змогу шляхом виконання порівняння напружень у деталях спроектованого ДВЗ оцінити їх характеристики міцності та надійності.

Таким чином, обрана форма деталі з врахуванням певних умов роботи й характеру присутнього навантаження, має бути у подальшому перевірена розрахунком. Інакше кажучи, потрібно за допомогою розрахунку контролювати усі геометричні розміри спроектованих та скомпонованих деталей ДВЗ.

Після виконання перевірки за допомогою розрахунку усіх елементів компоновки та внесення можливих корективів розпочинають виконання робочих креслень. За розробленими робочими кресленнями виконують збирання складальних вузлів та, нарешті, загальний вигляд двигуна. Така методика і становить розробку проекту двигуна.

					КРБ.142.4227см.25.07.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

Обрання матеріалів та їх механічних властивостей для подальшого виготовлення деталей ДВЗ обґрунтовується даними виконаного розрахунку та умовами їх роботи.

3.2. Аналіз матеріалів, що використовуються для виготовлення колінчастих валів ДВЗ

Головним матеріалом для виготовлення колінчастих валів ДВЗ є сталь. Колінчасті вали для ДВЗ з діаметром робочого циліндру менше ніж $D_{ц}=200$ мм здебільшого штамнують; заготовки для виготовлення більших колінчастих валів одержують методом вільного кування. В деяких окремих випадках колінчасті вали досить потужних ДВЗ виготовляють литими сталевими.

Ковані колінчасті вали досить великих багатоциліндрових ДВЗ виконуються з двох чи навіть більшої кількості складових, що значно полегшує їх кування. Певною межею подальшого розвитку такої конструкції валів є складений, який складають з окремих кованих частин: мотильових і корінних шийок, а також щік. З'єднання елементів здійснюється за допомогою гарячої посадки корінних та мотилевих шийок у щічки самого валу.

Для виготовлення колінчастих валів ДВЗ здебільшого використовують сталі таких марок, як 30, 35 та 40. Вони визначають їх головні механічні властивості й хімічний склад. Відмітимо, що маркування сталей виконується за умовним середнім вмістом вуглецю С, у сотих частках відсотка. Так, наприклад, сталь марки 35 містить у своєму складі 0,3...0,4 % С (див. табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Основні фізико-механічні властивості сталі марки 35

Маркування сталі	Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 не менш ніж, %	Твердість у H_B
Сталь-35	300	520	18	180

Крім перелічених сталей, колінчасті вали ДВЗ виробляють зі сталі марки – Ст5. За своїми базовими властивостями ця марка сталі дуже наближена до сталі марки 35, однак має дещо більше своє подовження – $\delta_5 > 20\%$. На вимогу замовника сталі та-

ких марок, як 30, 35 й 40 виготовляються з гарантованою ударною в'язкістю. У такому випадку до марки додається літера «У», наприклад – сталь 35У.

Зразки для валів мають бути попередньо термічно оброблені і вибрані уздовж волокон самого матеріалу. Термічна обробка зразку обумовлюється загартуванням та високим відпуском за температурою до 600°C.

За таких умов ударна в'язкість для відмічених вище трьох марок сталі має бути відповідно не менше, ніж 80 Дж/см², 70 Дж/см² та 60 Дж/см²; для «сирих» зразків сталі ударна в'язкість повинна лежати у межах 65...50 Дж/см².

Межа втоми σ_y у зазначених сталей для оброблених термічно зразків знаходиться у межах – 200-230 МПа. Саме тому, дійсні напруження, які виникають у колінчастому валу ДВЗ, за будь-яких умов не мають перевищувати – 200 МПа. Запас міцності тоді дорівнює одиниці; однак виготовляти такі вали із таким запасом міцності, зрозуміло, не можна.

Використання легованих сталей для підвищення жорсткості не надає будь-яких переваг. Жорсткість за наявності однакових геометричних розмірів, а також однакової форми самої деталі повністю залежить від модуля пружності. Зі збільшенням значення модуля пружності зростає й сама жорсткість. Однак фактично модуль пружності для сталей є постійним та не залежить від її легування.

Однак леговані сталі використовуються для колінчастих валів досить напружених ДВЗ, що можна пояснити тим, що:

- використання сталей із значно вищими характеристиками міцності є здебільшого єдиним виходом, що надає можливість конструкторові при відсутності усіх можливостей форми забезпечити підвищені вимоги до міцності колінчастого вала ДВЗ у разі зростання p_z ;

- при зростанні питомих тисків на вкладиші підшипників зносостійкість шийок колінчастого вала може бути збільшена.

Однак, не потрібно, переоцінювати можливості застосування легованих сталей у двигунобудуванні. Леговані сталі є доцільними лише після термічної їх обробки, що і забезпечує поліпшення їх структури по всій глибині матеріалу.

Термічна обробка досить великих колінчастих валів, яка забезпечує покращення структури по всьому перетину колінчастого вала, є досить важкою, так, як в цьому разі необхідно печі досить великої місткості й тривала витримка колінчастого вала в печі. Також, необхідно мати на увазі, що леговані сталі, особливо це стосується хромонікелевих, схильні до формування флокенів. Причому формування флокенів тим імовірніша, що більший розмір деталі. Саме тому з легованих сталей виготовляють здебільшого колінчасті вали з діаметром шийок не більше ніж 180 мм. Більші колінчасті вали ДВЗ доцільніше виготовляти з різних вуглецевих сталей. Найхарактернішими для колінчастих валів є такі марки сталей: 20ХН3А, 40ХН, 30ХМА та 40Х (див. табл. 3.2).

При додаванні *хрому* (Х) підвищується твердість сталі, збільшується її зносостійкість та межа міцності, однак це сприяє утворенню ліквації, волосовин та тріщин.

При додаванні *нікелю* (Н) це призводить до подрібнення структури сталі, підвищує її в'язкість та подовження.

При додаванні *молібдену* (М) у якості присадки, навіть у незначній кількості (0,15 ... 0,25%), подрібнюється структура самої сталі, збільшується в'язкість та подовження, а також підвищується межа міцності.

Індексом «А» в кінці маркування вказується, що ця сталь має зменшений вміст досить шкідливих домішок сірки, фосфору, а також міді. Це сприяє поліпшенню фізико-механічних характеристик сталі.

Таблиця 3.2 – Основні Фізико-механічні властивості легованих сталей, що здебільшого використовують для валів

Маркування сталі	Межа течучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 , %	Ударна в'язкість, Дж/см ²	Твердість в відпаленому стані, Н _В
40ХН	800	1000	10	70	207
30ХМА	750	950	12	90	229
20ХН3А	750	950	11	100	241

Сталь 40Х досить схильна до ліквації й саме тому вона не може бути рекомендована у якості повноцінної для колінчастих валів. Ця сталь використовується як заміник хромонікелевих марок сталей. Застосування сталі 40Х у колінчастих валах невеликого розміру виправдане. Хромонікелеві сталі набули широкого поширення у якості матеріалу для колінчастих валів ДВЗ, однак вони вимагають (зважаючи на їх схильність до утворення флокенів) досить ретельного контролю при виробництві.

Сталь марки 20ХН3А використовується для досить важко навантажених колінчастих валів ДВЗ авіаційного типу.

Хромомолібденова сталь яка маркується – 30ХМА рекомендується для колінчастих валів швидкохідних ДВЗ. Сталі такого класу при підвищеній межі міцності мають досить велику в'язкість, а також гарну прожарюваність при відсутності крихкості при відпуску, властивої для хромонікелевих сталей.

У залежності від режиму термічної обробки деталі змінюються її фізико-механічні властивості. Так збільшуючи температуру відпуску, можна одержати більшу в'язкість сталі, при цьому одночасно знизиться і межа міцності. Відповідно до цього, залежно від вимог, що обумовлюються технічними умовами до матеріалу колінчастого валу, показники міцності матеріалу можуть відхилятися від значень поданих у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Основні характеристика матеріалу колінчастих валів за даними практики їх термічної оброблення

Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 , %	Ударна в'язкість, Дж/см ²
550-700	750-900	14-10	140-100

Твердість матеріалу колінчастого валу може бути збільшена загартуванням, що значно відбивається на інших показниках, а саме знизиться ударна в'язкість сталі та подовження. Так, підвищена твердість колінчастого валу потрібна лише на поверхнях його шийок, що дає змогу значно збільшити моторесурс ДВЗ та використовувати для підшипників антифрикційні сплави, які ефективно працюють за великих питомих тисків (наприклад, свинцевоподібну бронзу). На тепер збільшення твердості

шийок валу досягається шляхом застосуванню поверхневого загартування, що по суті змінює структуру сталі на досить невелику глибину – 1,5...3 мм. Для цього при виготовленні валів використовують високочастотне загартування чи швидке нагрівання шийки прямим киснево-ацетиленовим полум'ям з подальшим досить швидким охолодженням.

Для відповідальних колінчастих валів ДВЗ використовують сталі марки – 38ХМЮА (див. табл. 3.4).

Таблиця 3.4 – Основні фізико-механічні властивості сталі марки 38ХМЮА

Межа текучості, МПа	Межа міцності, МПа	Подовження δ_5 , %	Ударна в'язкість, Дж/см ²
800	1000	15	90

Легування сталі для колінчастих валів алюмінієм (Ю) дає змогу виконати азотування, яку значно підвищує поверхневу твердість. Твердість шийок колінчастих валів у такому випадку коливається у межах – 70...75 одиниць за шкалою R_c . Так, як процес азотування поверхонь ведеться при температурі нижче за 600 °С, утворення концентрацій напружень у переходах колінчастого валу мінімальна. Відповідно втрата довжини робочої поверхні шийок на радіуси необхідних заокруглень теж мала. Переходи й радіуси заокруглень для валів, виготовлених зі сталі 38ХМЮА, можуть бути десь 2...3 мм. Ударна в'язкість для цієї сталі після термообробки наближена до її верхньої межі. Застосування такої сталі обмежено її високою вартістю, малими розмірами заготівки, а також досить високою вартістю самого процесу азотування. Для розглянутих вище сталей межа втоми складає $\sigma_y = 280...320$ МПа.

Під час здійснення термічної обробки ставиться задача максимально збільшити ударну в'язкість та межу втоми валу. Подальше поверхневе загартування шийок колінчастого валу ДВЗ є обов'язковим.

При порівнянні межі втоми вуглецевих та легованих класів сталей, можна зробити наступні висновки:

– допустимі напруги у деталей, що виготовлені з легованих сталей, у порівнянні з вуглецевими, можуть бути збільшені десь на 20...25% та навіть (лише в крайньому разі) на 50 %;

– відносна деформація валів у такому випадку зростатиме прямо пропорційно наявним напруженням.

У сучасній практиці проектування та виготовлення колінчастих валів як матеріал застосовують чавун. Вивчення базових властивостей чавуну та порівняння результатів досліджень із показниками, які отримано під час випробувань сталі, дали можливість встановити наступне:

- у чавунних та сталевих валах однакової форми межі втоми досить близькі;
- наявні пошкодження поверхонь у чавунних деталях (подряпини або надрізи) не впливають на величину межі втоми;
- завдяки досить високій циклічній в'язкості й меншому модулю пружності чавун під дією знакозмінних навантажень працює більш надійніше за сталь;
- зі збільшенням межі міцності чавуну його циклічна в'язкість та нечутливість до наявних пошкоджень поверхні знижується.

Порівняльна оцінка основних властивостей чавуну та сталі характеризується наступними даними, поданими в табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Порівняння властивостей чавуну і сталі

Властивості	Чавун	Сталь
Міцність на розрив	Середня	Хороша
Циклічна в'язкість в %	40	20
Подовження	Мале	Хороша
Чутливість до надрізів	Низька	Висока

3.3. Розрахунок колінчастого валу судового двигуна Wärtsilä типу 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C)

Колінчастий вал сприймає сили від тиску газів та навантаження від сил інерції рухомих частин двигуна – поршня та шатуна.

Сили інерції при роботі двигуна періодично розвантажують та навантажують колінчастий вал. У випадках, коли сила інерції мають знак, який є протилежним ти-

ску газів, колінчастий вал розвантажується. У випадку збігу знаків колінчастий вал додатково навантажується ними. Сила інерції, що виникає, пропорційна квадрату обертів колінчастого валу. Тому при зміні швидкісного режиму роботи двигуна характер навантаження його колінчастого валу змінюється. Так зі зменшенням числа обертів ДВЗ амплітуда коливань сил зростає.

Суднові ДВЗ працюють при змінних обертах за порівняно незначних величини сил інерції, саме тому розрахунок колінчастого вала таких ДВЗ виконують, виходячи з найважчих умов їх роботи, тобто без врахування цих сил інерції. Тоді, як високооборотні автомобільні ДВЗ за досить низьких значень p_z мають значні сили інерції, що значно перевищують $0,5 \cdot p_z$. У зв'язку з чим сили інерції набувають домінуючого значення під час виконання розрахунку.

Швидкохідні дизельні двигуни мають досить високе p_z та великі значення сил інерції. Саме тому розрахунком враховується уся сукупність діючих сил. Така тенденція притаманна і в авіаційним двигунам. Під час запуску ДВЗ сили інерції мізерно малі, а тиск згоряння досить великий (перші спалахи ще холодного ДВЗ дають зазвичай значно високий p_z). Тому, що під час розрахунку та проектуванні колінчастого валу не можна відкидати і цей режим роботи.

Розрахункову схему колінчастого валу багатоциліндрових двигунів можна розглядати як балку, яка має багато опор, що навантажена силами, величина та напрямки яких постійно змінюються у функції від кута повороту колінчастого валу.

При практичних розрахунках у однорядних ДВЗ розміри колінчастого валу обов'язково перевіряють у трьох небезпечних положеннях:

- у верхній мертвій точці (ВМТ) при найбільшому значенні радіального зусилля, що дорівнює значенню p_z , тобто вважаючи, що $P_j = 0$ (пускові умови);
- у положенні валу, що відповідає максимальному значенню тангенціального зусилля розрахункового коліна валу (сили інерції при цьому враховують, за умов номінального числа обертів);
- у положенні колінчастого валу, що відповідає максимальному значенню тангенціального зусилля усього ДВЗ (сили інерції враховуються за умов номінального числа обертів двигуна).

В цих випадках, коли проміжні положення колінчастого валу можуть створити більш важчі умови роботи (наприклад, у V-подібній конструкції чи досить швидкохідних двигунах з великими силами інерції), перевірку на міцність колінчастого валу проводять через кожні $10...20^\circ$ кута повороту колінчастого вала.

Вище було зазначено, що розрахункова схема колінчастого валу може бути представлена, як багатоопорна балка. Однак точність цього розрахунку є умовною, так, як рама ДВЗ не є абсолютно жорсткою конструкцією та її деформація сильно впливає на величину моментів, що згинають колінчастий вал. У розрахунку приймають, що коліно валу також є абсолютно жорстким, що, насправді є дуже далеким від дійсності.

Саме тому під час виконання розрахунку колінчастого валу розглядають зазвичай лише одне найбільш навантажене коліно валу, що спирається на двох опорах. Іншу частину колінчастого вала відкидають. Такий підхід призводить до значно менших похибок порівняно з методом розрахунку нерозрізного колінчастого вала ДВЗ. При цьому розрахункові напруги вигину отримують дещо вищими, що робить такий розрахунок надійнішим.

Відповідно до цього, основні положення розрахункової схеми колінчастого валу можуть бути сформульовані так:

- розраховується саме найбільш навантажене коліно колінчастого валу;
- частина колінчастого валу між двома сусідніми підшипниками вільно спирається на опори (тобто колінчастий вал являє балку, що лежить на двох опорах);
- опори та точки прикладання зовнішніх сил проходять крізь середні площини підшипників валу;
- розрахункове коліно колінчастого валу є абсолютно жорстким.

Розрахунок колінчастого валу двигуна фірми Wärtsilä типу 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C) здійснюється у середовищі математичного програмування – MathCAD, а результати розрахунку валу подані у табл. 3.6 та 3.7. Розрахункова схема колінчастого валу двигуна фірми Wärtsilä типу 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C) подана на рис. 3.1.

					КРБ.142.4227см.25.07.03.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.6 – Вихідні дані для розрахунку валу двигуна Wärtsilä типу 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,82
2	Радіус кривошипа	r , м	1,323
3	Частота обертання	n , хв ⁻¹	102
4	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	16,370
5	Максимальна абсолютна сила інерції	P_j , МПа	1,8555
6	Дотична сила при P_z	T_z , МПа	1,8202196
7	Максимальна дотична сила	T_{max} , МПа	7,1298001
8	Максимальна радіальна сила	Z_{max} , МПа	14,322600

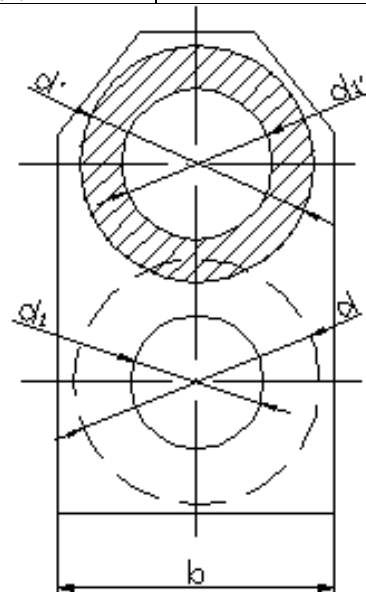
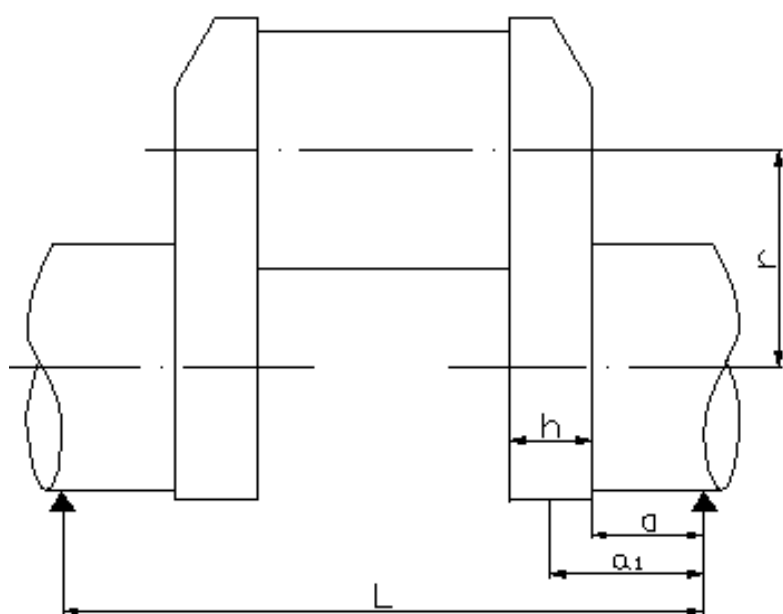


Рисунок 3.1 – Схема колінчастого валу двигуна фірми Wärtsilä типу 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C)

Таблиця 3.7 – Результати розрахунку колінчастого валу двигуна фірми Wärtsilä типу 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Основні конструктивні параметри				
1	Діаметр корінної шийки зі сторони відбору потужності	d_k , мм	—	845
2	Довжина корінної шийки зі сторони відбору потужності	l_k , мм	—	335
3	Діаметр корінної шийки зі сторони протилежної відбору потужності	d'_k , мм	—	845
4	Довжина корінної шийки зі сторони протилежної відбору потужності	l'_k , мм	—	300

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.03.ПЗ

Аркуш

49

5	Діаметр шатунної шийки	$d_{ш}$, мм	—	845
6	Довжина шатунної шийки	$l_{ш}$, мм	—	300
7	Товщина щоки	h , мм	—	290
8	Ширина щоки	b , мм	—	1750
9	Відстань між серединами корінних шийок	L , мм	—	1180
10	Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони відбору потужності	a_1 , мм	—	312,5
11	Відстань від середини корінної шийки до середини щоки з сторони протилежної відбору потужності	a'_1 , мм	—	295
12	Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони відбору потужності	a , мм	—	167,5
13	Відстань від середини корінної шийки до щоки з сторони протилежної відбору потужності	a' , мм	—	150
14	Діаметр отвору в корінній шийці	d_{k1} , мм	—	335
15	Діаметр отвору в мотилевій шийці	$d_{ш1}$, мм	—	335

Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності

1	Згинаючий момент на корінній шийці	Н·мм	$M_{u1} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a$	$7,240 \cdot 10^8$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k}$	$5,884 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_u := \frac{M_{u1}}{W}$	12,304
4	Момент, який скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,272 \cdot 10^9$
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$1,177 \cdot 10^8$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	10,806
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_c := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	24,869

Розрахунок рамової шийки з боку протилежного відбору потужності

1	Згинаючий момент на корінній шийці	Н·мм	$M_{u2} = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a'$	$6,676 \cdot 10^8$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W' := 0.1 \cdot d_k^3$	$6,034 \cdot 10^7$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.03.ПЗ

Аркуш

50

3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_u := \frac{M_u}{W}$	11,345
4	Момент, який скручує шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,529 \cdot 10^9$
5	Полярний момент опору перетину шийки		$W'_n := 2 \cdot W'$	$1,207 \cdot 10^8$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau'_k := \frac{M_k}{W'_n}$	12,2668
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma'_c := \sqrt{\sigma'_u{}^2 + 4 \cdot \tau'_k{}^2}$	27,76

Розрахунок щоки коліна

1	Згинаючий момент від реакції P_z на плече a_1	Н·мм	$M_u = P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_w}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$1,351 \cdot 10^9$
2	Момент опору щоки	мм ³	$W := \frac{b \cdot h^2}{6}$	$2,453 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{uw} := \frac{M_u}{W}$	55,069
4	Згинаючий момент від тангенціальної сили	Н·мм	$M'_u := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,529 \cdot 10^9$
5	Момент опору щоки	мм ³	$W' := \frac{h \cdot b^2}{6}$	$1,480 \cdot 10^8$
6	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_{uw} := \frac{M'_u}{W'}$	10,327
7	Напруга від стиску силою $P_z/2$	МПа	$\sigma_{cm} := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h}$	8,517
8	Сумарне навантаження в щьоці	МПа	$\sigma_\Sigma := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm}$	73,2913

Розрахунок мотилевої шийки

1	Згинаючий момент від сили P_z	Н·мм	$M := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot l_w}{4}$	$6,484 \cdot 10^8$
2	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_w^4 - d_{w1}^4}{d_w}$	$5,884 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{uw} := \frac{M}{W}$	11,018
4	Момент скручування шийку	Н·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,529 \cdot 10^9$
5	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_{pn} := 2 \cdot W$	$1,177 \cdot 10^8$
6	Напруга від кручення	МПа	$\tau_{wk} := \frac{M_k}{W_n}$	12,989
7	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_{cw} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	28,218

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.07.03.ПЗ

Аркуш

51

**Розрахунок колінчатого валу в другому положенні.
Розрахунок рамової шийки з боку відбору потужності.**

1	Згинаючий момент на корінній шийці від реакцій T та Z	H·мм	$M_{1u} = T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a$	$3,153 \cdot 10^8$
2	Максимальне абсолютне значення дотичної сили	H·мм	$M_{2u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a$	$6,335 \cdot 10^8$
3	Сумарний згинаючий момент	H·мм	$M_{\Sigma u} := \sqrt{M_{1u}^2 + M_{2u}^2}$	$7,076 \cdot 10^8$
4	Момент опору шийки	мм ³	$W := 0.1 \cdot \frac{d_k^4 - d_{k1}^4}{d_k}$	$5,751 \cdot 10^7$
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\Sigma u} := \frac{M_u}{W}$	12,304
6	Момент скручування шийку	H·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,529 \cdot 10^9$
7	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_n := 2 \cdot W$	$1,150 \cdot 10^8$
8	Напруга від кручення	МПа	$\tau_k := \frac{M_k}{W_n}$	13,290
9	Складне навантаження на шийці	МПа	$\sigma_{\Sigma \Sigma} := \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_k^2}$	29,289

Розрахунок щоки коліна

1	Згинаючий момент від реакції Z на плече a_1	H·мм	$M_{\Sigma u} = Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$1,182 \cdot 10^9$
2	Момент опору щоки	мм ³	$W := \frac{b \cdot h^2}{6}$	$2,453 \cdot 10^7$
3	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\Sigma u} := \frac{M_u}{W}$	48,4181
4	Згинаючий момент від тангенціальної сили	H·мм	$M'_{\Sigma u} := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	$1,529 \cdot 10^9$
5	Момент опору щоки	мм ³	$W' := \frac{h \cdot b^2}{6}$	$1,480 \cdot 10^8$
6	Напруга від згинання	МПа	$\sigma'_{\Sigma u} := \frac{M'_u}{W'}$	10,5327
7	Напруга від стиску силою Z/2	МПа	$\sigma_{cm} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{2 \cdot b \cdot h}$	7,452
8	Сумарне навантаження в щоці	МПа	$\sigma_{\Sigma \Sigma} := \sigma_u + \sigma'_u + \sigma_{cm}$	65,960
9	Момент від скручування щоки силою T на плечі a_1	H·мм	$M_k := T_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot \frac{\left(a' + h + \frac{l_{ш}}{2} \right)}{L} \cdot a_1$	$1,805 \cdot 10^8$

10	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_{\text{п}} := \frac{2}{9} \cdot b \cdot h^2$	3,271·10 ⁷
11	Максимальна напруга на середині широкої сторони щоки	МПа	$\tau'_{\text{к}} := \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{п}}}$	5,520
12	Складне навантаження на середині щоки	МПа	$\sigma'_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_{\text{у}} + \sigma_{\text{см}})^2 + 4 \cdot \tau'_{\text{к}}}$	18,390
13	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_{\text{п}} := \frac{2}{9} \cdot h \cdot b^2$	1,974·10 ⁸
14	Максимальна напруга для вузької сторони щоки	МПа	$\tau''_{\text{к}} := \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{п}}}$	0,915
15	Складне навантаження на середині щоки	МПа	$\sigma''_{\text{с}} := \sqrt{(\sigma'_{\text{у}} + \sigma_{\text{см}})^2 + 4 \cdot \tau''_{\text{к}}}$	17,882
Розрахунок мотилевої шийки				
1	Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах від T	Н·мм	$M'_{\text{ш}} := \frac{T \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4}$	1,111·10 ⁹
2	Шийка згинається моментами у взаємно-перпендикулярних площинах Z	Н·мм	$M'_{\text{ш}} := \frac{Z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot L}{4}$	2,231·10 ⁹
3	Сумарний згинаючий момент	Н·мм	$M_{\text{ш}} := \sqrt{M'^2_{\text{у}} + M'^2_{\text{ш}}}$	3,156·10 ⁹
4	Момент опору шийки	мм ³	$W_{\text{ш}} := 0.1 \cdot \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_{\text{ш1}}^4}{d_{\text{ш}}}$	5,884·10 ⁷
5	Напруга від згинання	МПа	$\sigma_{\text{ш}} := \frac{M_{\text{ш}}}{W_{\text{ш}}}$	53,625
6	Момент, що скручує шийку	Н·мм	$M_{\text{к}} := T_{\text{з}} \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right) \cdot r$	1,529·10 ⁹
7	Полярний момент опору перетину шийки	мм ³	$W_{\text{п}} := 2 \cdot W$	1,177·10 ⁸
8	Напруга від кручення	МПа	$\tau_{\text{к}} := \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{п}}}$	12,4989
9	Складне навантаження на шийці		$\sigma_{\text{ш}} := \sqrt{\sigma_{\text{у}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{к}}^2}$	59,586

Досвід проектування показує, що досить великі колінчасті вали ДВЗ, виготовлені з вуглецевих марок сталей, працюють досить надійно за сумарних напружень у них, що не перевищують – 90 МПа.

Для ДВЗ середніх та малих габаритів ($D < 200$ мм) допустимі напруження можна бути підвищити до – 100 МПа, а у колінчастих валах з перекритими шийками щоки валу можуть виготовлятися з напруженнями десь 110...115 МПа. Для колінчастих валів виготовлених із легованих сталей напруження на мотильових та корінних

шийках валу допускаються до – 120 МПа, а в щоках колінчастого вала за умов пере- критих шийок – до 135 МПа. Таке досить незначне підвищення напружень для ле- гованих марок сталей обумовлюється певним бажанням забезпечити колінчастому ва- лу потрібної жорсткості. Найбільші напруження для валу – десь 140...150 МПа допу- скають у колінчастих валах, зроблених зі сталі 38ХМЮА. Однак здебільшого такі колінчасті вали є недостатньо жорсткими та вимагають під час збирання виключно точного їх укладання.

3.4. Висновки до розділу

У третьому розділі виконано розгорнутий аналіз усіх матеріалів, що засто- совуються для виготовлення колінчастих валів різних ДВЗ.

На базі другого розділу бакалаврської роботи виконано розрахунок колінчас- того валу суднового двигуна фірми Wärtsilä типу 7ДКРН 82/264,6 (7RT- FLEX82C), а також визначено, що усі його напруги знаходяться у допустимих межах.

					КРБ.142.4227ст.25.07.03.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 7ДКРН 82/264,6 (WÄRTSILÄ 7RT-FLEX82C)

4.1. Умови праці в приміщенні машинного відділення судна

Різного роду системи забезпечення комфортного проживання пасажирів судна використовуються вже давно, але виробничим приміщенням (до яких можна також віднести машинне відділення) приділяється недостатньо уваги.

Так, одним із найскладніших й небезпечних місць з точки зору охорони праці є саме машинне відділення, де спостерігається високий рівень шуму, низька та подекуди не якісна освітленість, сильна вібрація, а також підвищена температура повітря та деяких нагрітих елементів суднового обладнання. Значне покращення якості процесу кондиціонування в машинному відділенні судна може суттєво підвищити продуктивність та якість роботи обслуговуючого головний двигун та усю енергетичну установку в цілому персоналу. Наразі якість повітря у приміщеннях судна регулюється Санітарними правилами та нормами СанПіН 2.5.2-703-98 – «Судна внутрішнього і змішаного (річка-море) плавання» та за допомогою ДСТУ 24389-80 – «Розрахункові параметри повітря й розрахункова температура заборотної води». Контролюються такі показники: розрахунковий (теоретичний) повітрообмін, температура, швидкість руху потоків та відносна вологість повітря в приміщенні. Вимог до якості повітря у приміщенні машинного відділення судна за хімічним складом і бактеріологічними показниками у стандартах не висувається.

Оскільки тепловиділення від суднових енергетичних установок з двигунами внутрішнього згоряння не дозволяє використовувати центральну та місцеву системи кондиціонування для всього суднового машинного відділення, на судах також застосовується вентиляція окремих робочих ділянок. Проте якість припливного повітря, що залежить від певних зовнішніх умов, залишає бажати лише кращого. Крім того, під час проходження через вентиляційний канал відносно чисте повітря зазнає повторного забруднення.

					КРБ.142.4227см.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

4.2. Призначення і принцип дії систем вентиляції судна

Під час експлуатації судна устаткування, механізми та системи виділяють тепло, вологу, а також токсичні, пожежо- і вибухонебезпечні гази. Щоб уникнути перегріву та забруднення повітря шкідливими речовинами, приміщення на судні оснащуються ефективною вентиляцією. Ця система призначена для підтримання необхідних параметрів повітряного середовища (температура, газовий склад і рухливість) у приміщеннях, які не мають кондиціонерів, відповідно до санітарних норм. Крім того, вентиляційна система регулює повітрообмін у всіх приміщеннях судна, включаючи ті, де розташоване обладнання, механізми або системи, що можуть становити пожежну, біологічну та іншу небезпеку. У всіх випадках система вентиляції повинна забезпечувати безпечну та безаварійну роботу в приміщеннях.

Умови вентиляції кожного приміщення залежать від його призначення та належності до однієї з основних груп: житлові, громадські, медичні, санітарно-гігієнічні, службові, комори для суднового постачання, господарські комори, акумуляторні, майстерні, допоміжні механізми та системи, електрообладнання, а також виробничі приміщення риболовецьких і рибопереробних суден, насосні відділення нафтоналивних суден і газовозів тощо. Комплекс механізмів, пристроїв, арматури та трубопроводів, що забезпечує вентиляцію цих приміщень, об'єднується під загальною назвою системи загальносуднової вентиляції. Окремою групою в рамках цієї системи є система протихімічної вентиляції. Вона призначена для створення необхідних характеристик повітряного середовища (за складом газів, рухливістю та обміном) і забезпечення надлишкового тиску в герметичних приміщеннях. Це особливо важливо для захисту судна від біологічної зброї, радіоактивних опадів і отруйних речовин. Цю систему встановлюють у спеціально відведених приміщеннях, які використовуються для захисту та санітарної обробки екіпажу.

Принцип роботи системи загальносуднової вентиляції полягає у видаленні забрудненого повітря з приміщень та забезпеченні припливу свіжого повітря. Цей повітрообмін здійснюється природним або штучним способом (за допомогою вентиляторів) через мережу трубопроводів, яка включає, повністю або частково, та-

кі елементи: пристрої для приймання та викиду повітря, системи очищення та фільтрації повітря, теплообмінники, запірно-перемикаючу арматуру, звукопоглинальні пристрої та теплоізоляцію, а також повітророзподільні пристрої й арматуру, з'єднання та арматуру для проходів через палуби та перегородки.

Природна вентиляція на сучасних суднах має обмежене застосування. Вона використовується в невеликих приміщеннях допоміжного призначення, таких як комори для суднового постачання, господарські комори, агрегатні приміщення з незначними тепловими викидами та акумуляторні відсіки з обмеженою кількістю батарей. Зазвичай ці приміщення мають прямий вихід на відкриту палубу, наприклад, під баком, в однопалубних рубках над трюмами або під перехідними містками. Природна вентиляція забезпечується за рахунок сили вітру або повітряних потоків (вітрового підпору), які виникають під час руху судна, а також завдяки різниці щільності між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщеннях (теплого підпору).

Природне постачання або видалення повітря з приміщень здійснюється через прямооточні трубопроводи за допомогою ежекційних або дефлекторних головок, грибоподібних елементів та газонепроникних кришок, встановлених на відкритих палубах. Наразі основним методом загальносуднової вентиляції є штучна вентиляція, яка реалізується за допомогою відцентрових або осьових електровентиляторів. Приміщення судна, де виділяються шкідливі гази або неприємні запахи, обладнуються штучною витяжною вентиляцією. У таких випадках забруднене або нагріте повітря надходить до витяжних вентиляційних сіток, розташованих у трубопроводах, звідки його забирає електровентилятор і виводить назовні через спеціальні пристрої, які відокремлюють його від приймальних отворів інших вентиляційних систем і систем кондиціонування повітря.

Постачання свіжого повітря в приміщення відбувається природним шляхом з коридорів через спеціальні приймальні пристрої. Якщо в приміщенні встановлені прилади та обладнання, які виділяють значну кількість шкідливих речовин, вентиляція здійснюється через приєднувальні патрубки. В залежності від характеру та режиму роботи приладів, вентиляція може бути автономною або інтегрованою

					КРБ.142.4227см.25.07.04.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

в загальну витяжну систему. Повітря до приладів та обладнання надходить або з приміщення, або ззовні.

Штучну припливну вентиляцію використовують у приміщеннях, де постійно або періодично перебуває особовий склад, а також у зонах з високими тепловими викидами, таких як радіопости, пости зв'язку та румпельні. Ці приміщення потребують подачі зовнішнього повітря. У зимовий та перехідний періоди припливне повітря може бути підігріте, а влітку — охолоджене. У рамках загальносуднової вентиляції свіже зовнішнє повітря (іноді з допустимою сумішшю рециркуляційного повітря) надходить через приймальні пристрої в трубопроводи і подається електровентилятором через теплообмінники та гігієнічні фільтри до приміщень, де воно розподіляється за допомогою різних типів повітровипускних пристроїв. Водночас повітря з приміщень видаляється штучним або природним способом.

4.3. Розрахунок примусової вентиляції машинного відділення

Розрахунок примусової вентиляції приміщення машинного відділення судна виконується у розділі здебільшого з урахуванням наявних надлишкових теплових випромінювань від головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C). Так, кількість тепла, що виділяється від усіх нагрітих поверхонь суднового дизеля Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C), залежно від умовної площі нагрітих поверхонь складатиме:

$$Q_{\text{над}} = \alpha \cdot (t_{\text{п.дв.}} - t_{\text{пов.}}) \cdot F_{\text{п.т.}} = 10 \cdot (60 - 29) \cdot 198 = 61380, \text{ кДж/год};$$

де α , Дж/(м²·с·К) — коефіцієнт тепловіддачі від зовнішніх нагрітих поверхонь головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C) до навколишнього повітря машинного відділення (обираємо рівним 10 Дж/м²·с·К); $t_{\text{п.дв.}}$, °С — середня по поверхні температура зовнішніх нагрітих поверхонь головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C) (обираємо $\approx 60^\circ\text{C}$); $t_{\text{пов.}}$, °С — температура оточуючого повітря у приміщенні машинного відділення головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C) (обираємо 29°C); $F_{\text{п.т.}}$, м² — приблизне значення поверхні тепловіддачі головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН

82/264,6 (7RT-FLEX82C) (за попередніми оцінками складає 198 м²).

Величина температури повітряного потоку, який покидає приміщення машинного відділення головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C):

$$t_{y\partial} = t_{p.z} + \Delta t \cdot (h - 2) = 29 + 1 \cdot (12,4 - 2) = 38,2, ^\circ\text{C}$$

де $t_{p.z}$ – величина температури повітря у певній робочій зоні машинного відділення головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C) за санітарними нормами (обираємо 29°C); Δt , °C/м – значення температурного градієнту в залежності від висоти машинного відділення головного двигуна Wärtsilä 7RT-FLEX82C (обираємо 1°C/м); h , м – значення висоти від підлоги машинного відділення головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C) до центрального отвору витяжки (складає 11,2 м).

Величина температуру повітряного потоку t_{np} , який поступає у машинне відділення головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C) має бути трохи нижчою (десь на 2–3 °C) для забезпечення більш комфортної роботи працівників (обираємо 26°C).

Встановлюємо величину повітрообміну машинного відділення головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C) за формулою:

$$L_m = \frac{Q_{\text{над}}}{c_p \cdot \rho \cdot (t_{y\partial} - t_{np})} \text{ м}^3/\text{ч},$$

де ρ , кг/м³ – значення щільності повітря (зкладаємо 1,2 кг/м³); c_p , кДж/(кг·K) – величина ізобарної теплоємності повітря (складає 1,005 кДж/кг·K).

Відповідно до виразу величина повітрообміну машинного відділення головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C) становитиме:

$$L_m = \frac{61380}{1,005 \cdot 1,2 \cdot (38,2 - 26)} = 4171,764 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Встановлюємо величину тиску, що має забезпечити повітряний вентилятор у приміщенні:

$$P_s = 1,2 \cdot (P_{m.p} + P_{m.c}) = 1,2 \cdot (355 + 675) = 1236 \text{ Па};$$

де $P_{m.c}$, Па – значення сумарних місцевих опорів у системі вентиляції (зкладаємо

					КРБ.142.4227см.25.07.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

675 Па).

Виходячи з встановлених параметрів потоку повітря обираємо стандартний відцентровий повітряний вентилятор типу ВЦ4-90-N8. За номограмами вентилятора виходячи з параметрів повітря у системі визначаємо ККД вентилятора η_v . Значення ККД за номограмами складає 0,75.

Відповідно встановлюємо потужність повітряного вентилятора:

$$N_g = \left(\frac{L_m \cdot P_v}{3,6 \cdot \eta_v \cdot \eta_n} \right) \cdot 10^{-6} = \left(\frac{61380 \cdot 1236}{3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,95} \right) \cdot 10^{-6} = 29,58 \text{ кВт},$$

де η_n – ККД механічної передачі приводу (0,95).

Встановлюємо необхідну потужність електричного двигуна приводу повітряного відцентрового вентилятора з урахуванням запасу потужності:

$$N_{yct} = N_g \cdot k = 29,58 \cdot 1,2 = 35,5, \text{ кВт};$$

де k – значення коефіцієнту запасу (беремо 1,2).

4.4. Висновки до розділу

У розділі було розглянуто умови праці суднового екіпажу у приміщенні машинного відділення головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C).

Встановлено значний вплив якості вентиляції машинного відділення на самопочуття та продуктивність праці обслуговуючого персоналу, а також виконано розрахунок примусової вентиляції машинного відділення та підібрано стандартний відцентровий повітряний вентилятор для системи.

					КРБ.142.4227ст.25.07.04.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі «Розрахунок суднового двигуна типу 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C)» містяться усі потрібні та рекомендовані у завданні розділи, а також графічна частина (креслення формату А1).

У роботі представлено детальний опис конструктивних особливостей будови малообертового суднового двигуна типу 7ДКРН 82/264,6, виконано його тепловий розрахунок, а також розрахунок кінематики та динаміки. За результатами цих розрахунків побудовано усі необхідні графічні залежності такі, як: індикаторна діаграма (у координатах $p - V/V_c$, $T - V/V_c$, $T - S$); залежності переміщення $S(\varphi)$, швидкості $V(\varphi)$ та прискорення $J(\varphi)$ поршня від кута п.к.в.; графіки сил від тиску газів $P_r(\varphi)$, інерції $P_j(\varphi)$, рушійної сили $P_{dv}(\varphi)$; графіки бічної сил $N(\varphi)$, радіальної $Z(\varphi)$ та тангенціальної $T(\varphi)$.

Проаналізовано матеріали, що застосовують для виробництва колінчастих валів сучасних високофорсованих ДВЗ, а також виконано розрахунок і проектування колінчастого валу суднового двигуна типу 7ДКРН 82/264,6 (Wärtsilä 7RT-FLEX82C), який підтвердив що усі напруги знаходяться у допустимих межах.

Розглянуто умови праці суднового екіпажу у приміщенні машинного відділення головного двигуна Wärtsilä 7ДКРН 82/264,6 (7RT-FLEX82C). Встановлено значний вплив якості вентиляції машинного відділення на самопочуття та продуктивність праці обслуговуючого персоналу, а також виконано розрахунок примусової вентиляції машинного відділення.

					КРБ.142.4227см.25.07.00.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 384 с.

2. Тимошевський Б.Г. Основи технічної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. / Б.Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. – Миколаїв : видавець Торубара В.В., 2024. – 302 с.

3. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.

4. Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.

5. Наливайко В. С. Характеристики двигунів внутрішнього згоряння та споживачів [текст] / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. Г. Хоменко – Миколаїв: НУК, 2011. – 95 с.

6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.

7. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.

8. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.

9. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.

10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.