

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

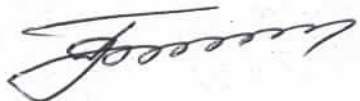
Розрахунок допоміжного суднового двигуна 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



О. А. Силивко

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

Силивко Олександр Андрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розрахунок допоміжного суднового двигуна 6ЧН 22/26
(Wartsila 6R22)

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б.Г.
(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 - 6ЧН 22/26, ефективна потужність –
975 кВт; частота обертання валу – 900 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції суднового двигуна 6ЧН 22/26.

2. Розрахунок робочого циклу та динаміки двигуна 6ЧН 22/26.

3. Розрахунок та проектування поршня суднового двигуна типу 6ЧН 22/26.

4. Розробка заходів з охорони праці при експлуатації ДВЗ.

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

1. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 22/26.

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки дизеля 6ЧН 22/26.

3. Поршень дизеля 6ЧН 22/26.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Тимошевський Б. Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
2	Тимошевський Б. Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
3	Тимошевський Б. Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		
4	Тимошевський Б. Г., проф. каф. ДВЗ, У та ТЕ		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач освіти

_____ /О. А. Силивко /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ /Б. Г. Тимошевський /
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота «*Розрахунок допоміжного суднового двигуна 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)*» присвячена розрахункам суднового дизеля та конструюванню елементів його кривошипно-шатунного механізму.

Представлена загальна конструкція двигуна 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22) та його складових елементів. Проведено розрахунок робочого циклу, кінематики руху кривошипно-шатунного механізму та динаміки. Розраховано та побудовано відповідні залежності зміни параметрів робочого тіла і діючих сил.

Розглянуто умови роботи та діючі сили на елементи поршневої групи двигуна. Представлено основні та перспективні матеріали для виготовлення деталей поршневої групи. Виконано розрахунок на міцність елементів поршневої групи двигуна 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22).

Розглянуто основні положення з техніки безпеки при виконанні різного роду робіт з обслуговування, ремонту та експлуатації енергетичної установки судна та іншого допоміжного обладнання.

Кваліфікаційна робота написана українською мовою та складає 66 аркушів розрахунково-пояснювальної записки. Графічна частина складає три креслення формату А1 (додатки).

Ключові слова: середньообертовий дизель; робочий цикл; кінематичний розрахунок; динамічний розрахунок; поршнева група; поршковий палець; поршень.

					КРБ.142.4227см.25.19.00.ПЗ	Лист
						4
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The qualification work «*Calculation of the auxiliary marine engine 6CHN 22/26 (Wartsila 6R22)*» is devoted to the calculation of a marine diesel engine and the design of its crank mechanism elements.

The general design of the 6CHN 22/26 (Wartsila 6R22) engine and its components is presented. The working cycle, kinematics of the crank mechanism movement and dynamics are calculated. The corresponding dependencies of changes in the parameters of the working body and the acting forces are calculated and plotted.

The working conditions and acting forces on the elements of the piston group of the engine are considered. The basic and promising materials for the manufacture of piston group parts are presented. The strength calculation of the elements of the piston group of the 6CHN 22/26 (Wartsila 6R22) engine is performed.

The basic provisions on safety when performing various types of maintenance, repair and operation of the ship's power plant and other auxiliary equipment are considered.

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 66 pages of calculation and explanatory notes. The graphic part consists of three A1 drawings (appendices).

Key words: medium-speed diesel engine; duty cycle; kinematic calculation; dynamic calculation; piston group; piston pin; piston.

					КРБ.142.4227см.25.19.00.ПЗ	Лист
						5
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
Розділ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА	
6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)	
1.1. Основні параметри та конструктивні особливості дизеля 6ЧН 22/26...	9
1.2. Висновок до розділу.....	22
Розділ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ	
ДВИГУНА 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)	
2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми СОД 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22).....	23
2.2. Розрахунок кінематики та динаміки суднового СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22).....	34
2.3. Висновок до розділу.....	45
Розділ 3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ПОРШНЯ	
СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)	
3.1. Аналіз умов роботи поршнів та матеріалів, що використовують для їх виготовлення.....	46
3.2. Аналіз умов роботи поршневих пальців та матеріалів, що використовують для їх виготовлення.....	54
3.3. Розрахунок конструкції поршня та пальця суднового двигуна типу 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22).....	55
3.4. Висновок до розділу.....	59
Розділ 4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ	
ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ	
4.1. Основні положення з техніки безпеки.....	60
4.2. Розрахунок штучного освітлення машинного відділення.....	66
4.3. Висновок до розділу.....	67

ВИСНОВКИ.....	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	69

Додаток А. Поперечний розріз дизеля 6ЧН 22/26

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

Додаток В. Поршень дизеля 6ЧН 22/26

					<i>КРБ.142.4227см.25.19.00.ПЗ</i>	Лист
						7
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Одним із ключових завдань розвитку флоту України є збільшення потужності, підвищення надійності та довговічності, а також покращення економічності суднових двигунів внутрішнього згоряння. Це завдання в значній мірі залежить від вдосконалення конструкції ДВЗ та якості їх експлуатації, що, в свою чергу, пов'язано з рівнем технічної підготовки обслуговуючого персоналу двигунів.

На сучасних промислових суднах широко використовуються потужні малообертові двотактні й середньообертові форсовані дизеля, як закордонного, так і вітчизняного виробництва.

Розвиток сучасних суднових дизельних установок відбувається шляхом підвищення паливної економічності двигунів та впровадження інноваційних рішень, які сприяють загальному підвищенню ефективності установок. Це досягається через комплексну утилізацію тепла, оптимізацію потужності для валогенераторних систем, використання низькосортних важких палив, зменшення масогабаритних характеристик та металоємності двигуна, а також підвищення надійності та ремонтпридатності.

					<i>КРБ.142.4227см.25.19.00.ПЗ</i>	Лист
						8
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОПИС КОНСТРУКЦІЇ СУДНОВОГО ДВИГУНА

6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

1.1. Основні параметри та конструктивні особливості дизеля 6ЧН 22/26

У 1996 році фінська компанія «Вяртсіля-Дизель» придбала акції «Зульцер-Дизель» і організувала спільне виробництво з фірмою «Каммінс». Після злиття з кількома іншими міжнародними компаніями у 1998 році вона була перетворена на «Wartsila NSD Corporation». Ця компанія займається виробництвом високошвидкісних, середньошвидкісних і низькошвидкісних двигунів, як власної розробки, так і від партнерських фірм. Крім того, вона налагодила виробництво гребних гвинтів з регульованим кроком, редукторних передач та систем автоматичного контролю і діагностики дизельних двигунів. Двигуни 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22) компанія виробляла як основні суднові, так і допоміжні, що працювали на дистильованих паливних матеріалах типу MDO (Marine Diesel Oil). У відповідь на світові тенденції використання більш економічних важких палив на судах та з урахуванням накопиченого досвіду їх експлуатації в середньооборотних двигунах, компанія з 1968 року розпочала комплекс заходів для адаптації своїх дизелів до роботи на важких паливних матеріалах. Першим двигуном з підвищеною оборотністю, в якому було успішно вирішено цю задачу, став двигун 22 моделі (рис. 1.1).

Технічні дані двигунів *R* та *V-22HF* $D = 220$ мм; $S = 260$ мм (рядні), $S = 240$ мм (*V*-подібні); $n = 720 \dots 1200$ об/хв.; $P_e = 19,1 \dots 22,8$ бар; $g_e = 189$ г/(кВт·год).

Двигун	Потужність у кВт при n об/хв.				
	825	900	1000	1100	1200
4R22	600	650	710	750	—
6R22	900	975	1065	125	—
8R22	1200	1300	1420	1500	—
12V22	—	1740	1950	2030	2100
16V22	—	2320	2600	2710	2800

Відомо, що важкі палива зазвичай:

					<i>КРБ.142.4227ст.25.19.01.ПЗ</i>	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- містять небажані домішки, такі як сірка, ванадій і натрій, які спричиняють корозію циліндропоршневої групи при низьких і високих температурах;
- мають низьку самозаймистість через високий вміст асфальтенів і ароматичних вуглеводнів;
- характеризуються значно вищою в'язкістю порівняно з дистилятними паливами.

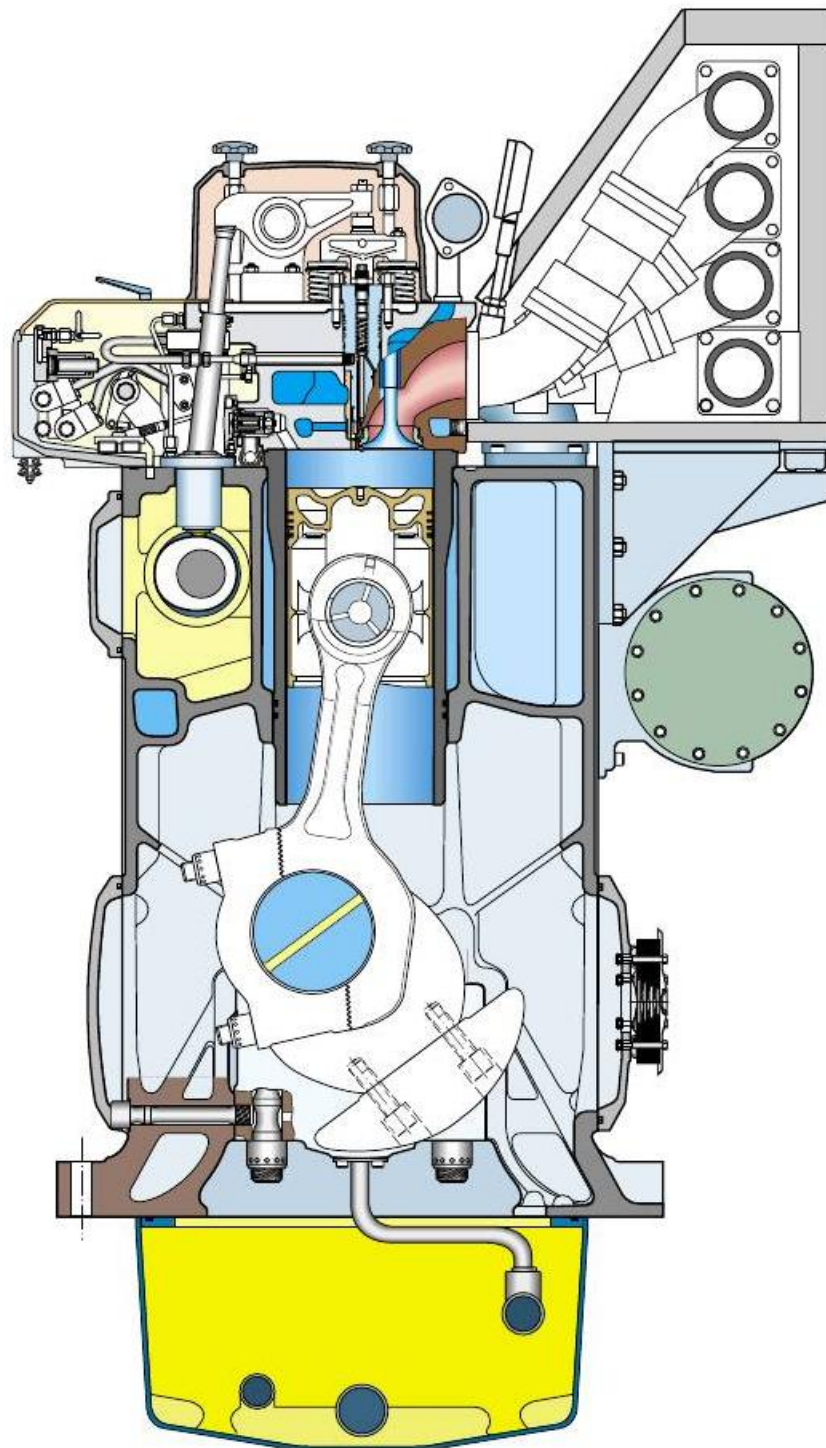


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

					КРБ.142.4227см.25.19.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

При переході на важке паливо найпростіше вирішується проблема високої в'язкості. Щоб знизити в'язкість, паливо перед двигуном потрібно підігрівати до температури 100–150 °С, ізолювати паливопроводи та паливозапірну апаратуру, а також підвищити тиск у системі подачі пального до 4–5 атм. Це допоможе уникнути утворення газів і випаровування легких фракцій.

Очищення пального від води та великих механічних домішок зазвичай здійснюється за допомогою фільтрації та відцентрового сепарування. Однак, на жаль, сірка та натрій-ванадієві сполуки, які розчинені в паливі, не можуть бути видалені цими методами. Низькотемпературна корозія виникає, коли на стінках циліндра конденсуються пари води та SO₃ при температурах нижче 120 °С. Щоб уникнути цього, особливо під час роботи двигуна на навантаженнях нижче 40%, компанія вирішила підвищити температуру внутрішніх поверхонь циліндрів. Цього було досягнуто шляхом підвищення температури води, що виходить із двигуна, з 75...80° до 90...100° С.

Рішення проблеми підвищення ефективності згоряння важких палив, які характеризуються низькою займистістю та малими швидкостями згоряння, вимагало підвищення тисків упорскування до 1400–1500 бар. Це забезпечило дрібне розпилювання пального не лише при повних, а й при малих навантаженнях, що є особливо важливим. Дрібність розпилювання тісно пов'язана зі співвідношенням площі поверхні краплі до її обсягу. Наприклад, при розмірі краплі 10 мкм це співвідношення становить 600, тоді як при збільшенні діаметра краплі до 60 мкм воно знижується до 100.

Слід зазначити, що чим більше співвідношення поверхні краплі до її об'єму, тим швидше крапля прогрівається в камері згоряння від стисненого гарячого повітря, що прискорює процеси підготовки до згоряння. Це також сприяє підвищенню температури повітря наприкінці стиснення, що стало можливим завдяки збільшенню ступеня стиснення. У двигуні 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22) температура підвищена до 850°С. Під час досліджень також було оптимізовано режим подачі пального, що дозволило покращити контроль над процесом згоряння.

					КРБ.142.4227см.25.19.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

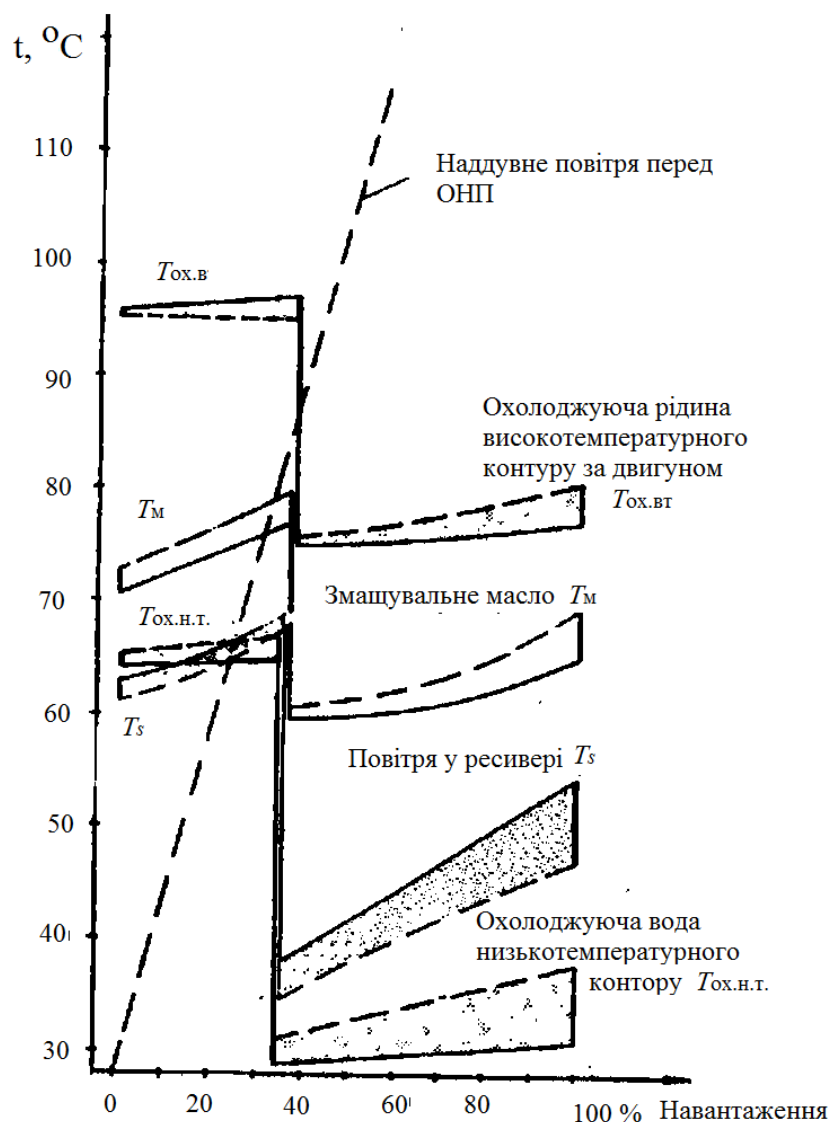


Рисунок 1.2 – Організація охолодження двигуна

В результаті проведеної модернізації стало можливим використовувати паливо з в'язкістю до 700 сСт при 100°C, за умови витрат у 189 г/(кВт·год). Проте це не означає, що двигуни можна безпечно експлуатувати на таких важких паливах. Досвід свідчить, що двигуни цього класу працюють надійніше та ефективніше на паливі з в'язкістю до 180-240 сСт. Це економічно обґрунтовано меншими витратами на запасні частини та зменшенням часу на очищення двигунів, а також тим, що різниця у вартості між паливом з в'язкістю 700 і 240 сСт зазвичай становить лише 2-3 \$/т. Максимальний тиск згоряння коливається в межах 150-160 бар, а середній ефективний тиск (P_e) становить 1,91-2,28 МПа при тисках наддуву (P_e) 2,3-2,5 бар.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.19.01.ПЗ

Аркуш

12

Під час модернізації суттєві зміни було внесено в конструкцію основних компонентів двигуна 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22).

Циліндрова втулка. Загалом, збережено традиційну конструкцію втулки «мокрого типу», яка передбачає охолодження її зовнішньої поверхні. Для зменшення швидкості зносу особлива увага приділяється жорсткості та збереженню геометричної форми втулки під час експлуатації в різних навантаженнях. Втулка виготовляється зі спеціального чавуну, що має високу зносостійкість. Також акцентовано на організації подачі та розподілу масла по поверхні дзеркала циліндра, а також на контролі температури, особливо для підтримки високих температур під час роботи при малих навантаженнях.

Поршень. Поршень (рис. 1.3) є цілісним і виготовлений з чавуну зі сфероїдальним графітом.

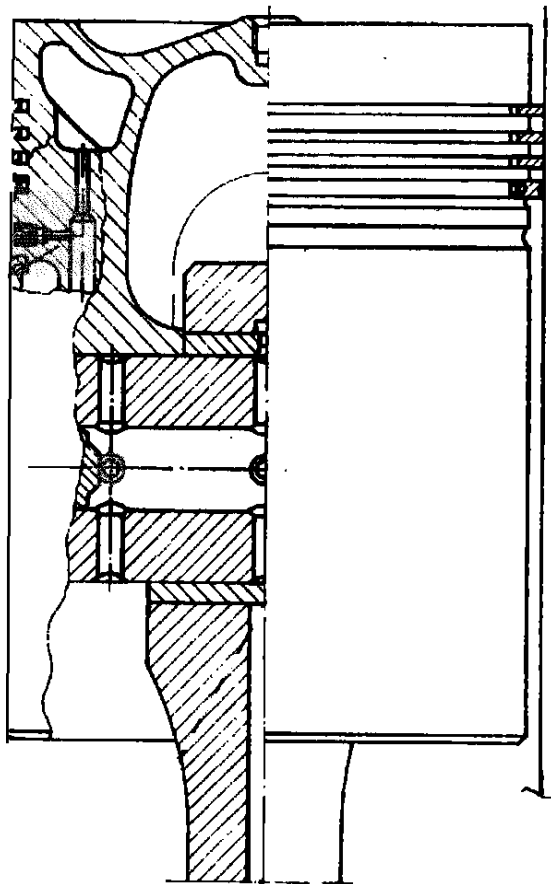


Рисунок 1.3 – Устрій поршня дизеля 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

Дешевшою альтернативою може бути поршень з алюмінієвого сплаву, але, як показує практика, алюмінієві поршні менш стійкі при роботі з важкими пали-

вами, де виникають високі тиски і температури. Чавунний поршень має кілька переваг:

- менше теплове розширення, що дозволяє зменшити зазор між поршнем і втулкою, запобігаючи значному витoku газів, руйнуванню масляної плівки та зносу циліндра;
- вища термічна стійкість, що забезпечує триваліший термін служби поршня;
- можливість загартування канавок поршневих кілець, що підвищує їхню довговічність.

Поршень охолоджується маслом, яке надходить через свердлення шатуна, поршневий палець і бобишки в замкнуту порожнину в голівці. Це охолодження дозволяє підтримувати температуру поршня в області канавок на рівні не вище 200°C, що допомагає запобігти утворенню нагару в канавках і заклинюванню поршневих кілець.

У поршнях двигунів 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22) реалізовано оригінальну, запатентовану компанією систему подачі масла для змащування циліндрів. Частина масла, що надходить у поршень з загальної системи змащення двигуна, на рівні нижче маслоснімного кільця відводиться тангенціально розташованими каналами до дозувальних сопел, а звідти – на поверхню тронка. Цей метод подачі масла, у порівнянні з традиційними, забезпечує:

- зменшення замаслювання канавок компресійних кілець та запобігання утворенню в них нагару;
- зниження зносу завдяки ефективному змащенню зони кілець;
- гарантоване збереження масляної плівки в зазорі між поршнем і втулкою, що підвищує ефективність боротьби лужних присадок масла з сірчистою електрохімічною корозією.

Для підвищення зносостійкості поршневих кілець, включаючи маслоснімні, на їхню робочу поверхню було нанесено пористо-хромове покриття.

Кришка циліндра. Забезпечення високої надійності та тривалого терміну служби вихлопних клапанів під час роботи двигуна на важких паливних матеріа-

					КРБ.142.4227ст.25.19.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

лах є одним із найважливіших завдань. Для його вирішення компанії Wartsila до- велося переглянути конструкцію кришки, зосередившись на підвищенні її жорсткості та зменшенні деформацій, особливо в зоні клапанів. Це було необхідно, оскільки для ефективного згоряння важких палив потрібно було підвищити температуру та тиск у робочому циліндрі до 160 бар.

Як видно з рисунка 1.4, нижнє і верхнє днища стали масивнішими, а особливу увагу було приділено розподілу температур у вогневому днищі та покращенню охолодження зони сідел вихлопних клапанів.

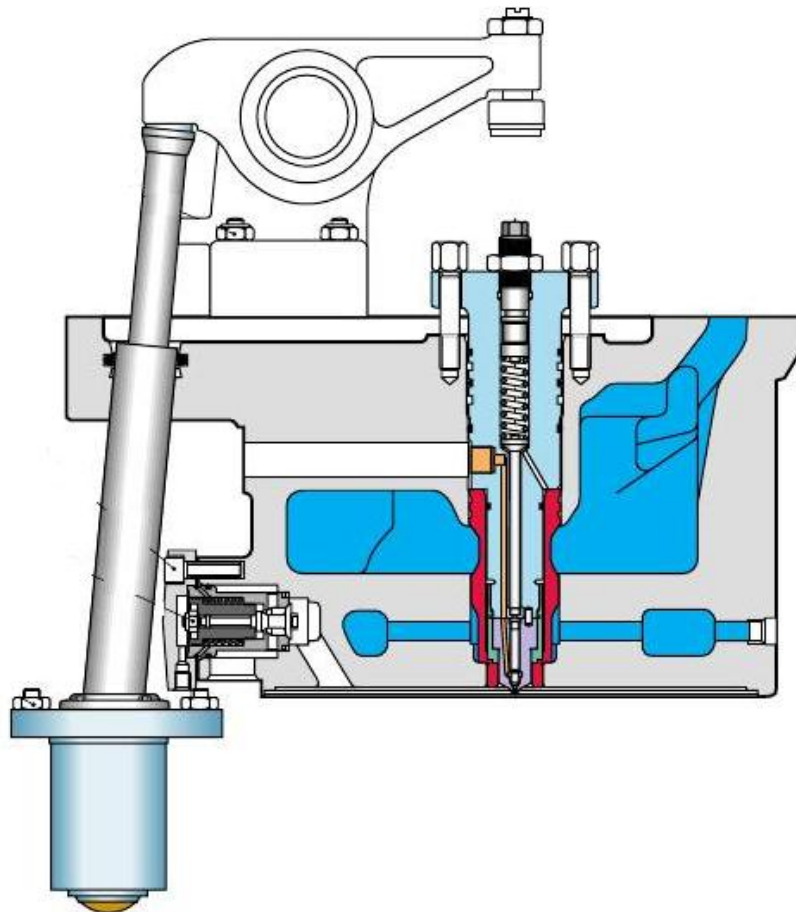


Рисунок 1.4 – Кришка робочого циліндра дизеля 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

Це було необхідно для зменшення натрій-ванадієвої (високотемпературної) корозії. В результаті температура вогневого днища в цій зоні не перевищує 230°. Вставні сідла зі стелітовим наплавленням, а також можливість виготовлення вихлопних клапанів із німоніка, проте це призвело б до підвищення їх вартості на 20%. Для збільшення ресурсу клапанів у їхньому приводі було введено механізм

провертання. Зниження температури як випускних, так і впускних клапанів також стало можливим завдяки оптимальному підбору фази продувки (перекриття клапанів). Варто зазначити, що зміна конструкції кришки призвела до підвищення її вартості на 18%.

Шатун. Стрижень шатуна має круглий перетин, що забезпечує ефективніше використання матеріалу. У конструкції шатунного підшипника використовується косий роз'єм, що дозволяє збільшити діаметр підшипника. Це знижує питомі навантаження на підшипниковий сплав і полегшує демонтаж поршня разом із шатуном через циліндр. Кришка підшипника фіксується за допомогою двох шатунних болтів, затягування яких виконується гідравлічними домкратами (рис. 1.5).

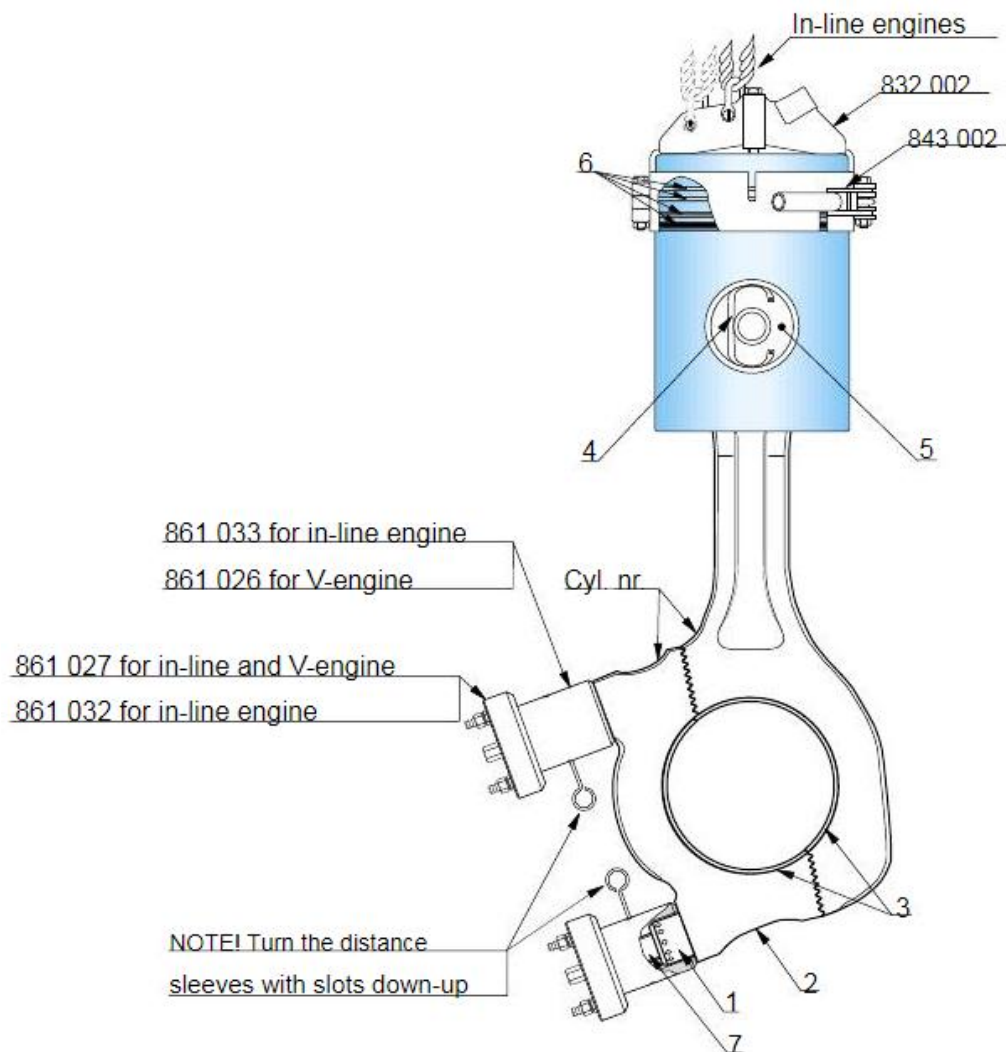


Рисунок 1.5 – Устрій шатуна дизеля 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

Перевага гідравлічного затягування над динамометричним ключем полягає в тому, що воно усуває вплив тертя на силу затягування, який може змінюватися в залежності від наявності або відсутності масла на різьбі та стану з'єднаних поверхонь. Це забезпечує стабільність заданого зусилля затягування в будь-яких умовах. Саме тому більшість компаній, що займаються виробництвом дизелів, використовують гідравлічні домкрати не лише для великих двигунів, де це критично через високі значення зусиль затягування, але й для двигунів менших розмірів.

Правила експлуатації малих двигунів часто ігноруються. Наприклад, запуск і зупинка допоміжних двигунів без належної автоматики часто відбуваються протягом кількох секунд, без попереднього прогрівання та прокачування масла. Крім того, терміни заміни мастила часто не дотримуються, а масляні фільтри змінюють лише після того, як вони забиваються відкладеннями.

Вказані обставини безумовно впливають на працездатність підшипників. Тому під час розробки конструкцій підшипників для малих двигунів конструктори намагаються закладати значні запаси надійності. У випадку з розглянутим двигуном антифрикційний сплав шатунного підшипника, що складається з масла, свинцю та міді, був замінений на сплав, що містить масло і сурму, який має такі переваги:

- покращену стійкість до корозії;
- підвищену стійкість до абразивного зношування;
- високу межу витривалості;
- добру опірність до кавітаційних впливів.

Для запобігання появі рисок на шийках вала було збільшено товщину заливки, що дозволяє їй вбирати тверді частинки, які можуть потрапити в масло.

Розподільний вал (див. рис. 1.6) складається з окремих сегментів, які включають три кулачки, виготовлені з одного шматка. Між сегментами розміщені підшипникові вузли, до яких вони кріпляться за допомогою болтів. Усі сегменти та підшипникові вузли є ідентичними, що дозволяє їх окрему заміну у разі зношування. Оскільки зусилля, які сприймає вал, значно зросли через підвищення

					КРБ.142.4227ст.25.19.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

тиску впорскування до 1500 бар, вал був виготовлений більш масивним і жорстким. Для зменшення питомих тисків на зуби шестерень механізму газорозподілу шестерні були посилені, а профіль зубів збільшено.

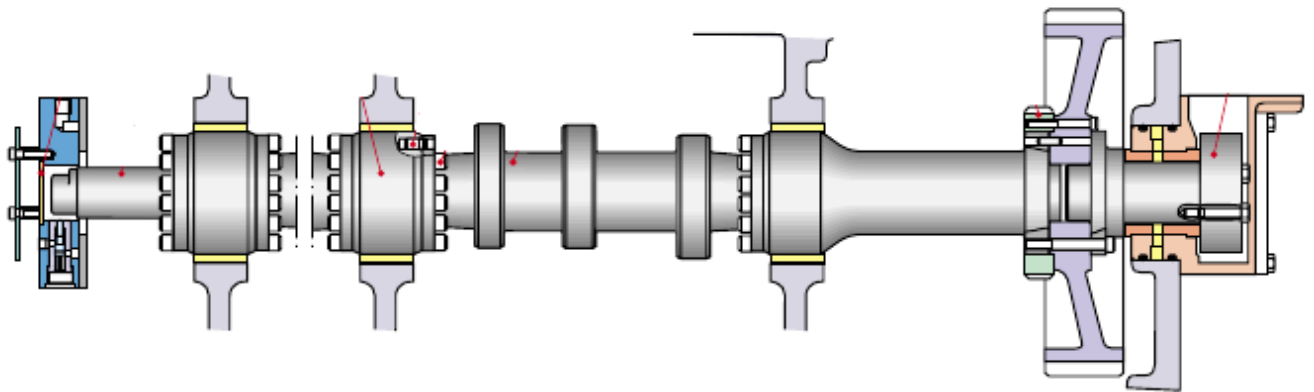


Рисунок 1.6 – Розподільний вал дизеля 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

Паливна апаратура. Конструкцію паливного насоса для використання в двигунах, що працюють на важкому паливі, було повністю переглянуто, проте це не виключає можливості його застосування при роботі на MDO. Високий тиск упорскування вимагав внесення змін до конструкції насоса (див. рис. 1.7):

1. Втулка плунжера та кришка насоса були посилені і тепер виконані як єдиний моноліт. Це рішення значно зменшує деформації втулки під впливом високих тисків, що, в свою чергу, підвищує ефективність роботи плунжерної пари та зменшує витік пального і ризик виникнення фретинг-корозії.

2. Для розвантаження паливопроводу високого тиску між впорскуваннями використовувався нагнітальний клапан із розвантажувальним пояском. Після завершення впорскування цей клапан звільняв частину об'єму паливопроводу, що призводило до зниження тиску, яке залежало від значення тиску в паливопроводі в момент розвантаження. При повних навантаженнях залишковий тиск досягав 170 бар, тоді як при навантаженнях менше 50% він знижувався до 70 бар і нижче. У новій конструкції було впроваджено спеціальний безповоротний клапан, який розвантажує паливопровід до тиску 100 бар, незалежно від режиму роботи двигуна.

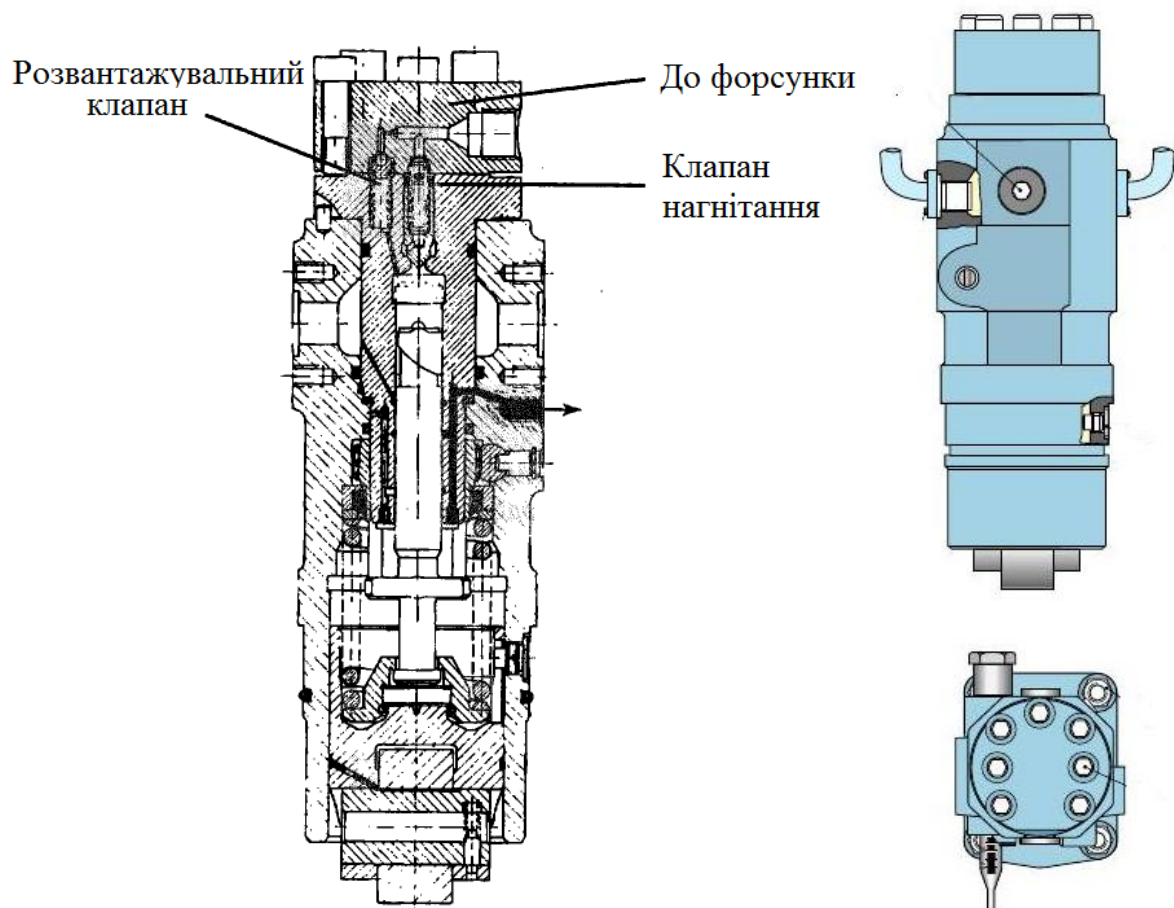


Рисунок 1.7 – Устрій ПНВТ дизеля 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

Це забезпечило більш стабільну роботу паливозаправної апаратури в широкому діапазоні подач, усунуло виникнення тискових хвиль у паливопроводі та форсунці, а також запобігло повторним підврискуванням під час повних подач і кавітації в зоні ущільнювального конуса голки на малих подачах. При розвантаженні через нагнітальний клапан, після завершення основного впорскування на повній подачі спостерігається додаткове впорскування, яке відбувається при відносно низьких тисках і, відповідно, не забезпечує якісного розпилювання пального. Це негативно впливає на економічність і призводить до димлення на вихлопі. На середніх і малих навантаженнях величина тискових хвиль є меншою, і повторний підйом голки не відбувається, проте ці хвилі можуть викликати кавітаційні явища в зоні посадки голки.

3. Плунжерна пара в нижній частині ущільнюється маслом, яке надходить з масляної магістралі. Це запобігає витоку пального в зону штовхача плунжера, а

звідти — в картер двигуна, де воно може змішуватися з циркуляційним маслом. Це рішення, безумовно, є корисним, але в деяких випадках, під час роботи на важких паливах, спостерігалось заклинювання плунжерних пар через утворення на плунжері та втулці твердого лакового шару товщиною 20 мкм.

4. Використання важких палив з високим вмістом асфальто-смолистих сполук призводить до несумісності з дистилатними паливами, що змішуються під час переходів між дизельним і важким паливом.

5. Несумісність між паливною сумішшю та циркуляційним мастилом, яке подається для ущільнення і змащування плунжера, особливо помітна під плунжером в зоні зубчастої рейки, де спостерігається утворення шламу.

Управління подачею пального здійснюється за допомогою гідромеханічного регулятора. Цей регулятор має налаштування для максимального обсягу подачі пального та механізм, який обмежує подачу у випадку зниження тиску наддувочного повітря. Це дозволяє уникнути димлення під час перехідних режимів, коли газотурбінний двигун не встигає досягти необхідних обертів і продуктивності. Окрім механічного пристрою, що запобігає пошкодженню двигуна, на кожному паливному насосі встановлено електро-пневматичний пристрій для вимкнення подачі пального.

На дизель-генераторах використовуються електронні регулятори. Для запобігання різкому старту та димленню в автоматичній системі управління передбачено обмеження подачі пального під час запуску до 50%.

Форсунка (див. рис. 1.8) оснащена багатодирчастим розпилювачем, охолоджуваним мастилом. Подача пального від паливного насоса здійснюється з боку через адаптер, який проходить через кришку циліндра і виготовлений з однієї заготовки разом із трубкою високого тиску.

Охолодження розпилювача забезпечується маслом з окремої системи, що дозволяє підтримувати його температуру на оптимальному рівні та запобігати утворенню нагару на соплах і їх корозії. Зокрема, під час запуску холодного двигуна для уникнення корозії кінчика сопла розпилювач підігрівається. Для цього передбачено електричний підігрів масла, яке подається у форсунку.

					КРБ.142.4227ст.25.19.01.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

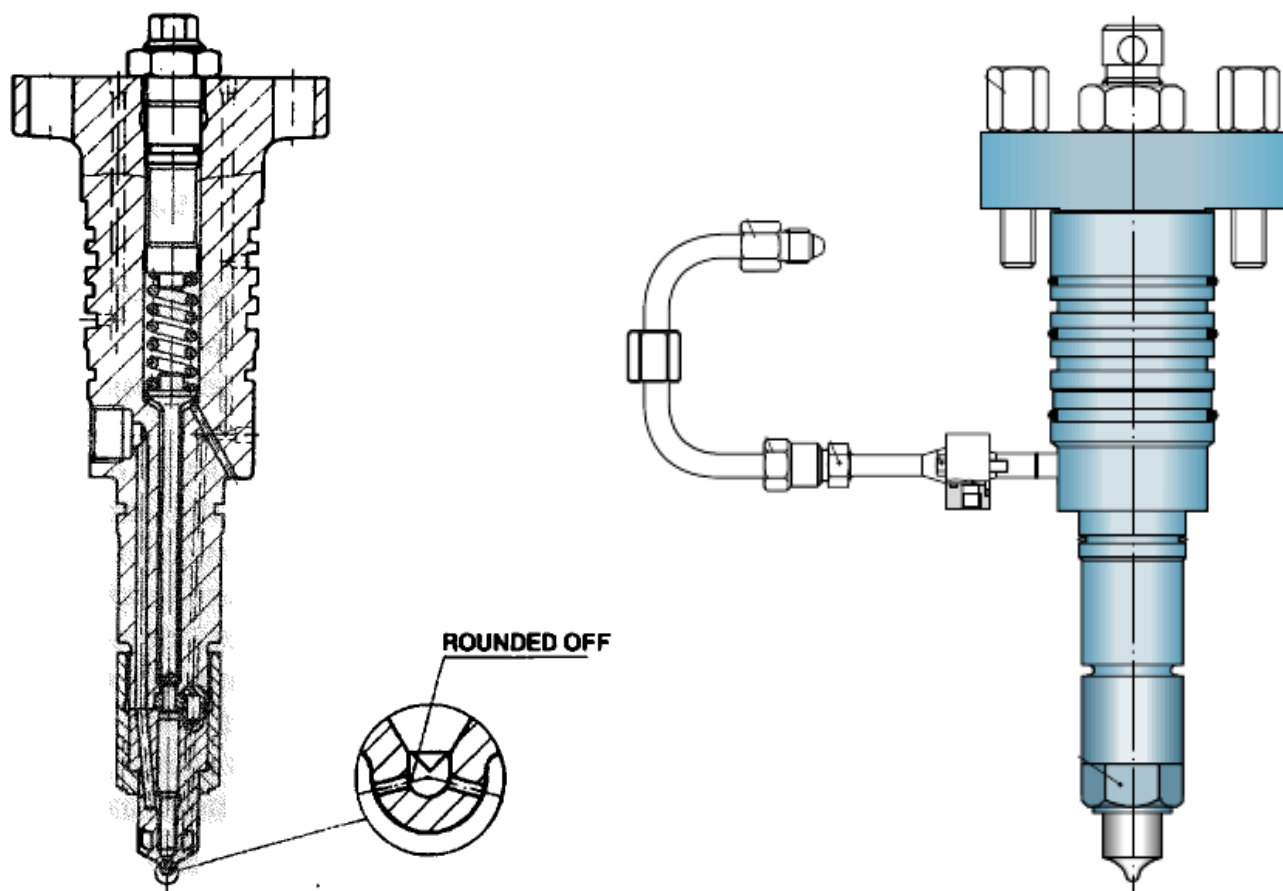


Рисунок 1.8 – Устрій паливної форсунки дизеля 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

Округлення вхідних країв соплових отворів значно зменшило їх ерозійне зношування, що, у свою чергу, подовжило термін служби розпилювача.

Турбонаддув. Для оптимальної роботи двигуна система турбонаддуву повинна забезпечувати необхідні:

- тиск і температуру наддувного повітря;
- обсяг подачі (витрату) повітря для ефективної продувки та зарядки циліндрів.

Вибір схеми наддуву значною мірою залежить від очікуваних режимів експлуатації. Відомо, що імпульсний наддув найкраще постачає двигун повітрям у діапазоні малих і середніх навантажень, а також під час перехідних режимів, оскільки в ньому використовуються як кінетична (динамічна), так і потенційна (статична) енергія газів. У системі наддуву з постійним тиском перед турбокомпресором (ТК) використовується лише статична енергія, що дозволяє досягти високої ефективності на сталих режимах повного навантаження. Проте під час

запуску та на часткових навантаженнях цієї енергії недостатньо, і ТК не може забезпечити двигун необхідною кількістю повітря, що змушує використовувати резервні електроприводні нагнітачі. Краща подача повітря на часткових навантаженнях призводить до зменшення витрат пального.

У двигунах, що працюють на паливах з важкими вуглеводнями, спостерігається швидке забруднення проточних частин турбокомпресорів. Тому важливо забезпечити їх ефективне промивання під час експлуатації. Досвід показує, що аксіальні турбіни забруднюються менше і легше піддаються промиванню. У радіальних турбінах відкладення на лопатках практично не видаляються. Це пояснює, чому більшість виробників двигунів, зокрема Wartsila, віддають перевагу аксіальним турбінам. Крім того, аксіальні турбіни зберігають високу ефективність (ККД) у широкому діапазоні потужностей. Вибір кулькових підшипників, які мають менші втрати на тертя в порівнянні з підшипниками ковзання, також сприяв підвищенню ККД газотурбінних комплексів.

Особливу увагу в двигуні було приділено вихлопній системі. Вихлопні трубопроводи під час роботи піддаються навантаженням, викликаним високими температурами, імпульсами, корозійною дією газів та вібраціями. Це часто призводить до утворення тріщин і витоків вихлопних газів у машинне відділення. Щоб уникнути таких поломок, вихлопні труби над двигуном закріпили з одного кінця, що дозволяє їм вільно розширюватися в аксіальному напрямку.

1.2. Висновок до розділу

Судновий середньобертовий двигун 6ЧН 22/26 (6R22) виробництва провідної двигунобудівної компанії Wartsila є досить сучасним та цілком відповідає необхідним потребам щодо його розміщення й використання на судні. Поперечний розріз судового середньобертового дизеля 6R22 (6ЧН 22/26) у роботі представлено на кресленні форм. А1.

					КРБ.142.4227ст.25.19.01.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

2.1. Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми СОД 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

На початку зародження двигунобудування та теорії ДВЗ в 1907 році видатним вченим В.І. Гриневецьким було сформульовано основні засади теплового розрахунку двигунів внутрішнього згоряння. Модель розрахунку робочого циклу, створена Гриневецьким, є актуальною і досі. Модель Гриневецького дає змогу отримати уявлення щодо протікання основних процесів у поршневому двигуні. У подальшому модель теплового розрахунку була вдосконалена іншими науковцями. Найбільший вклад з усіх вчених вніс професор Є.К. Мазінг. Саме тому цю модель почали називати на честь двох вчених – модель Гриневецького-Мазінга.

Розрахунковий цикл дизельного двигуна або двигуна з іскровим запаленням за методом Гриневецького-Мазінга є сукупністю п'яти послідовних процесів, що протікають: наповнення, стиснення, згоряння палива, догоряння, розширення та випуск. Базові розрахункові формули, які застосовуються у моделі для кожного з перерахованих вище процесів одержують спільним розв'язанням відомого рівняння стану ідеального газу, рівнянь балансу енергії, а також речовини. Процес випуску відпрацьованих газів та його вплив на процес наповнення свіжим повітрям в рамках моделі не розглядаються. Процеси стиснення та розширення у моделі Гриневецького-Мазінга вважають політропними. Процес згоряння у моделі Гриневецького-Мазінга умовно розділяють на дві частини – із підведенням тепла по ізохорі та підведення по ізобарі. Ці процеси можна характеризувати такими параметрами, як ступінь підвищення тиску та ступінь попереднього розширення. Відповідно до цього, за таких припущень, початком процесу згоряння вважається верхня мертва точка (ВМТ) такту стиснення повітря. Для наближення моделі до реальних робочих циклів вводять коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми, який використовується при визначенні середнього індикаторного тиску двигуна.

					<i>КРБ.142.4227см.25.19.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

Треба відзначити, що розрахунок робочого циклу двигуна закінчується визначенням індикаторних показників (за винятком потужності). Ефективні та геометричні параметри двигуна від розрахункового циклу моделі Гриневецького-Мазінга не залежать. У цьому і полягає один із головних якісних недоліків методики теплового розрахунку Гриневецького-Мазінга, а саме – це відсутність зв'язку між параметрами робочого циклу та швидкістю поршня (або повороту колінчастого валу). Однак, завдяки своїй простоті та задовільній інформативності методика теплового розрахунку Гриневецького-Мазінга продовжує використовуватися для здійснення підготовки майбутніх фахівців у галузі двигунів внутрішнього згоряння.

Розрахунок робочого циклу суднового дизельного двигуна 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) за математичною моделлю теплового розрахунку Гриневецького-Мазінга реалізується у зручному для програмування середовищі – Matcad.

Вихідні дані (табл. 2.1) для розрахунку робочого циклу суднового дизельного двигуна 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) було отримано із завдання, частково обрано на основі відповідних літературних джерел, а також технічного паспорта самого двигуна.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N_e , кВт	975,0
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	900,0
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	298
5	Тиск наддуву	p_k , МПа	0,380
6	Коефіцієнт продувки	φ_a	1,050
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,020
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,910
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,960
10	Ступінь стиску	ε	15,0
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,25
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	20,0
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	φ_n	0,0
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,980
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,910
16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,840
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox} , МПа	0,004

18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,92
19	Температура залишкових газів	T_r , К	780,0
20	Масовий склад палива (кг/кг)	$C/ H/ S/ O$	0,87 /0,126 /0 /0,004
21	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{нз}$ кДж/кг	42700,0
22	Кількість циліндрів	i	6
23	Діаметр циліндра	D_c , м	0,22
24	Хід поршня	S , м	0,26
25	Коефіцієнт тактності	z	0,5
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	2,4655
27	Показник адіабати повітря	k_B	1,4
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,830
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,940
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	T_w , К	300,0
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,980
32	Відношення тисків перед турбіною до тиску за компресором	Ψ_t	0,8307

Робочий цикл ДВЗ складається з фаз наповнення, стиснення, згоряння, розширення і вихлопу, які періодично повторюються з фіксованою частотою (залежно від частоти обертання і тактності ДВЗ). Під час фази наповнення свіже повітря поступає у двигун для здійснення подальшого процесу займання та згоряння. При реалізації наповнення потрібно забезпечити мінімальні газодинамічні втрати та максимальну наповнюваність циліндру. Розрахунок фази наповнення суднового СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) представлено нижче у таблиці – 2.2.

Таблиця 2.2 – Процес наповнення СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k , К	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	461,0250
2	Температура повітря перед двигуном	T_s , К	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	312,88201
3	Температура заряду наприкінці процесу наповнення	T_a , К	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	341,649101
4	Тиск повітря перед двигуном	P_s , МПа	$P_s = P_k - \Delta P_{ох.}$	0,37601
5	Тиск заряду наприкінці процесу наповнення	P_a , МПа	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,368001
6	Коефіцієнт наповнення циліндру	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$	0,943012

При стисненні заряду поршень швидко рухається від НМТ до ВМТ. Такий швидкий рух призводить до збільшення тиску заряду та підвищення його температури. У результаті чого утворюються умови для самозаймання палива. Розрахунок цього процесу для дизеля 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) представлено нижче у таблиці – 2.3.

Таблиця 2.3 – Процес стиснення СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність повітря	c'_v , кДж/(кмоль·К)	$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	–
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння	c''_v , кДж/(кмоль·К)	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	–
3	Теплоємність суміші повітря й залишкових газів на ході стиску	c''_{vc} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,00250911; a_{vc} = 19,270001$	–
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$	1,3630001
5	Тиск наприкінці стиску (точка c)	P_c , МПа	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	14,7590001
6	Температура наприкінці стиску (точка c)	T_c , К	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	912,3121

Процес згоряння є ключовим та найбільш складною частиною теплового розрахунку математичної моделі. Під час якого вивільняється акумульована енергія, що міститься у цикловій дозі палива. Ця енергія у подальшому перетворюється на механічну роботу у виді крутного моменту на виході з двигуна. Варто відмітити, що модель Гриневецького-Мазінга не враховує проміжних фізико-хімічних перетворень палива, а розглядає лише кінцевий результат – утворення продуктів згоряння та виділення теплоти. Розрахунок фази згоряння для суднового СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) представлено нижче у таблиці – 2.4.

Таблиця 2.4 – Процес згоряння СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Кількість повітря	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,22002
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,02590
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,025401
4	Частка палива, яка згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,948021
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,024001
6	Теоретична кількість повітря	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,49500
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,03160
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z	c''_{vz} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,7432200113; b_z = 0,0029400151$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у точці b	c_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,768590117; b_b = 0,002962001942$	—
10	Максимальна температура	T_z , К	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1772,510
11	Максимальний тиск	P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	18,4490

Робочий хід або процес розширення – це процес коли під дією газів, що розширюються поршень рухається до НМТ виконуючи при цьому корисну роботу. При цьому відбувається зниження температури та тиску робочого тіла.

Розрахунок робочого ходу для СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) представлено нижче у таблиці – 2.5.

Таблиця 2.5 – Робочій хід СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,592001
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	9,42404
3	Показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_f) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{0z} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{0b} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,280201
4	Температура наприкінці процесу розширення	T_b, K	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	946,3610
5	Тиск наприкінці процесу розширення	P_b, MPa	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	1,04501

На базі результатів теплового розрахунку (таблиці 2.2–2.5) розраховується індикаторні та ефективні показники СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22), які представлено нижче у таблиці – 2.6.

Таблиця 2.6 – Індикаторні та ефективні показники СОД 6ЧН 22/26 (6R22)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i, MPa	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,45721
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i, MPa	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,40702
3	Індикаторна питома витрата палива	$g_i, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,16700
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,50501
5	Середній ефективний тиск	P_e, MPa	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	2,191001
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,46001
7	Питома ефективна витрата палива	$g_e, \text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,183
8	Ефективна потужність двигуна	$N_e \text{ кВт}$	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	975,096
9	Похибка визначення потужності	$\Delta N, \%$	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,001

Розрахунок балансу параметрів турбокомпресора (ТК) СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) в роботі виконується у табличному форматі нижче у таблиці – 2.7.

Таблиця 2.7 – Розрахунок балансу ТК СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1	Витрата повітря	G , кг/с	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	1,8430
2	Витрата ВГ	G_t , кг/с	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	1,8930
3	Тиск ВГ перед турбіною	P_r , МПа	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,3160
4	Температура газу перед турбіною	T_t , К	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	728,4282
5	Загальна кількість ВГ	M_s , кмоль	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,2520
6	Універсальна газова стала для ВГ	R_t , Дж/кг·К	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,4870
7	Показник адіабати розширення ВГ в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,37900
8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	3,7520
9	Дійсний тиск наддуву	P_{kd} , МПа	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,38010
10	Похибка визначення тиску наддуву	ΔP_k , %	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,02001

За одержаними результатами моделювання циклу СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22), що наводиться вище у таблицях 2.2–2.7, аналітично розраховується координати індикаторної діаграми. Для цього використовуються данні таблиці – 2.8. Ординати політропи визначено за рівняннями – $p = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c} \right)^{n_1}}$ та

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}. \text{ За даними таблиці – 2.9 будується згорнута діаграма СОД 6ЧН 22/26}$$

(WARTSILA 6R22) у $p-V/V_c$ координатах, вигляд якої подано на рис. 2.1.

Таблиця 2.8 – Параметри для розрахунку діаграми СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

Параметри для розрахунку											
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	ε
0,316	0,368	0,376	0,38	1,045	14,759	18,449	1,363	1,28	1,592	9,424	15

Таблиця 2.9 – Точки діаграми СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$P_{стис.}$, МПа	$P_{розш.}$, МПа
1	1	14,759	18,449
2	1,592	7,830843	18,449
3	2,297684	4,749175	11,53475
4	3,003368	3,296677	8,186927
5	3,709053	2,472586	6,248896
6	4,414737	1,950077	5,000136
7	5,120421	1,593211	4,135697
8	5,826105	1,336122	3,505708
9	6,531789	1,143321	3,028439
10	7,237474	0,994122	2,655759
11	7,943158	0,875722	2,357592
12	8,648842	0,7798	2,114237
13	9,354526	0,700736	1,912282
14	10,06021	0,634605	1,7423
15	10,76589	0,578592	1,597481
16	11,47158	0,530628	1,472795
17	12,17726	0,489162	1,364446
18	12,88295	0,453008	1,269523
19	13,58863	0,421249	1,185755
20	14,29432	0,39316	1,11135
21	15	0,368167	1,044872

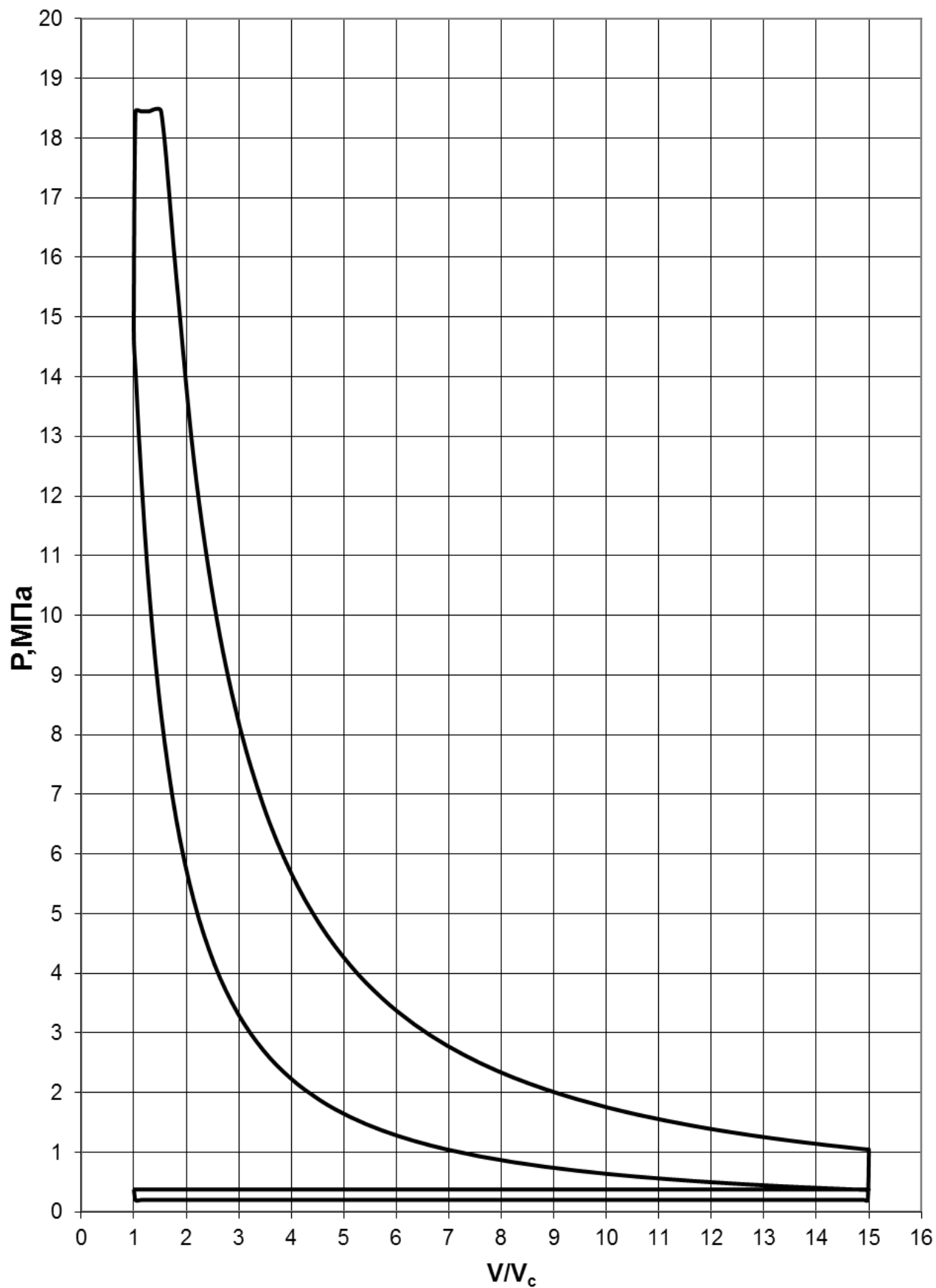


Рисунок 2.1 – Теоретична $p-V/V_c$ діаграма СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.19.02.ПЗ

Аркуш

31

За одержаними результатами моделювання циклу СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22), що наводиться вище у таблицях 2.2–2.7, аналітично розраховується координати індикаторної діаграми у $T-V/V_c$ координатах. Для цього використовуються данні таблиці – 2.10. Ординати політропи визначено за рівняннями

$$- T = \frac{T_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1-1}} \text{ та } T = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ а також температура в точці діаграми у розраховується,}$$

як – $T_y = T_c \lambda$. За даними таблиці – 2.11 будується згорнута діаграма у $T-V/V_c$ координатах СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22), вигляд якої подано на рис. 2.2.

Таблиця 2.10 – Параметри для розрахунку діаграми СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

Параметри для розрахунку							
T_r, K	T_a, K	T_s, K	T_k, K	T_b, K	T_c, K	T_z, K	λ
728,428	341,649	312,882	461,025	946,361	912,312	1772,51	1,250

Таблиця 2.11 – Точки діаграми СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

№ з.п.	Значення точок діаграми		
	(V/V_c)	$T_{ст}, K$	$T_{розш}, K$
1	1	912,312	1140,39
2	1,592	770,6161	1772,51
3	2,297684	674,5203	1599,453
4	3,003368	612,0282	1483,892
5	3,709053	566,8928	1398,747
6	4,414737	532,1609	1332,169
7	5,120421	504,2727	1277,989
8	5,826105	481,1839	1232,613
9	6,531789	461,6222	1193,778
10	7,237474	444,7473	1159,974
11	7,943158	429,9776	1130,146
12	8,648842	416,8959	1103,531
13	9,354526	405,1935	1079,56
14	10,06021	394,6363	1057,798
15	10,76589	385,043	1037,908
16	11,47158	376,2705	1019,62
17	12,17726	368,2043	1002,718
18	12,88295	360,7513	987,0258
19	13,58863	353,8348	972,3969
20	14,29432	347,3914	958,7094
21	15	341,3676	945,8607

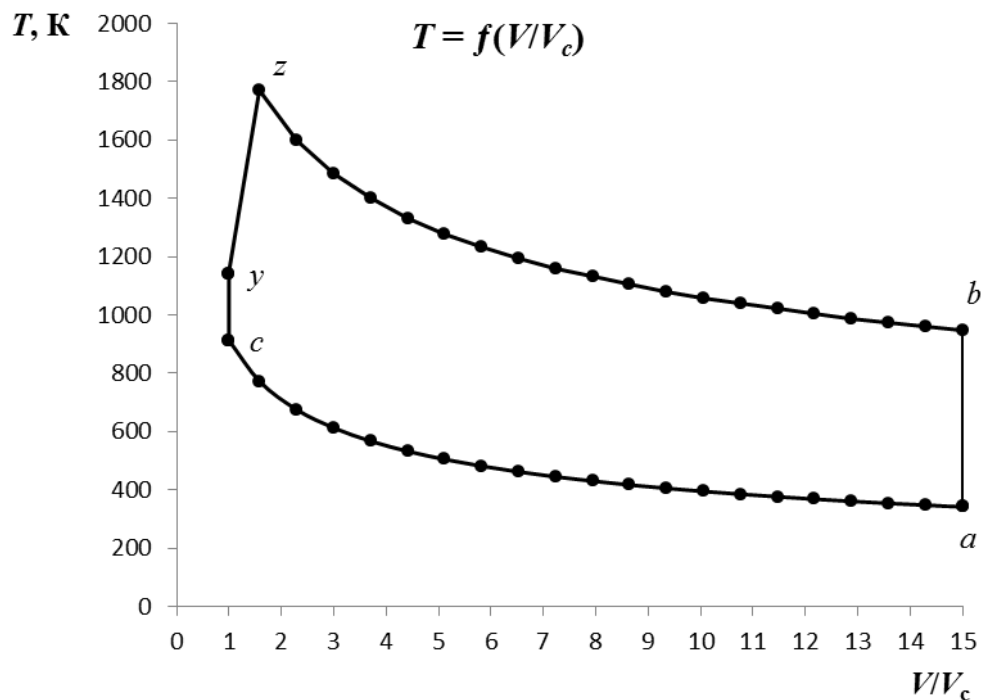


Рисунок 2.2 – T – V/V_c діаграма СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

За одержаними результатами моделювання циклу СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22), що наводиться вище у таблицях 2.2–2.7, аналітично розраховується координати індикаторної діаграми у T – S координатах. Для цього використовується рівняння ентропії:

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

Для кожного процесу матимемо:

$$S = \left[c_{p_i} \cdot \ln\left(\frac{T_{сж}}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_{сж}}{p_0}\right) \right],$$

$$S = \left[c_{p_i} \cdot \ln\left(\frac{T_{раси}}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_{раси}}{p_0}\right) \right].$$

За отриманими даними будуюмо діаграму СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) у T – S координатах – рис. 2.3.

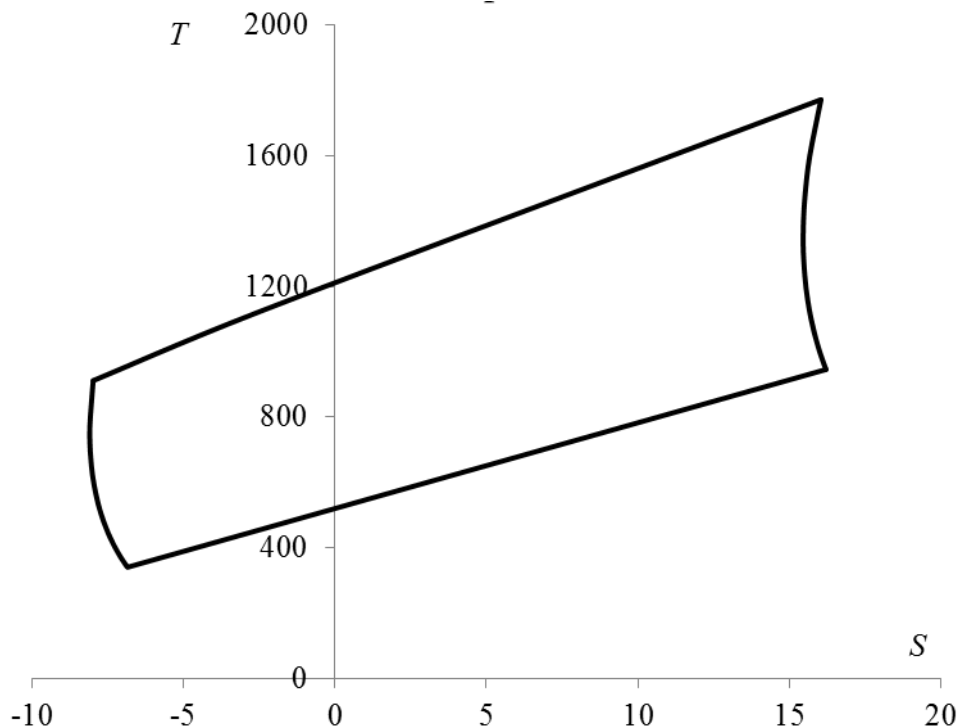


Рисунок 2.3 – T - S діаграма СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

2.2. Розрахунок кінематики та динаміки суднового СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

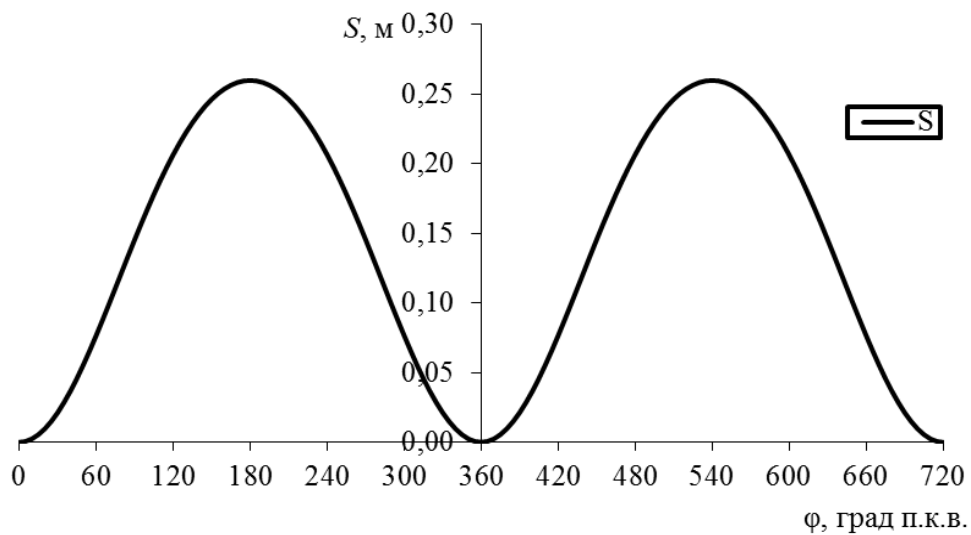
Розрахунок кінематики суднового СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) полягає у визначенні та побудові залежностей переміщення S_φ , швидкості V_φ та прискорення J_φ поршня дизеля 6ЧН 22/26 від кута φ :

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

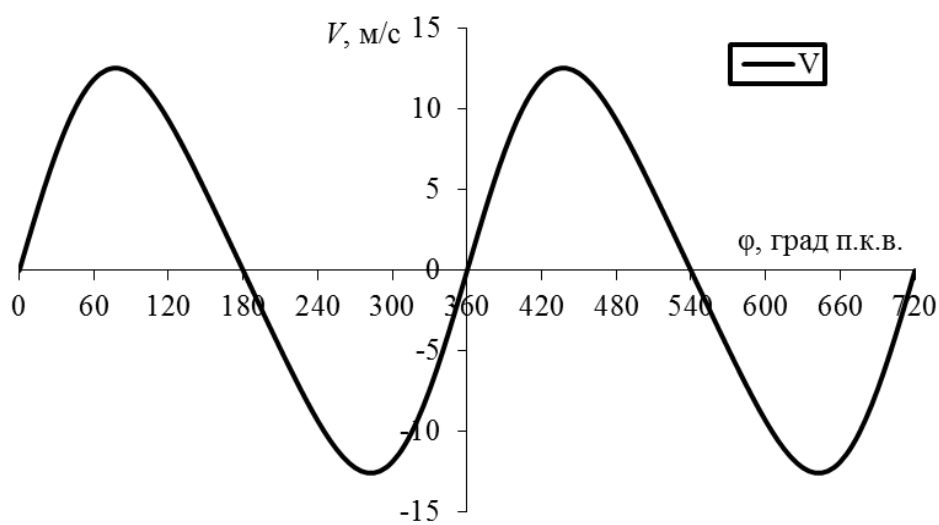
– швидкість V_φ
$$V_\varphi = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

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

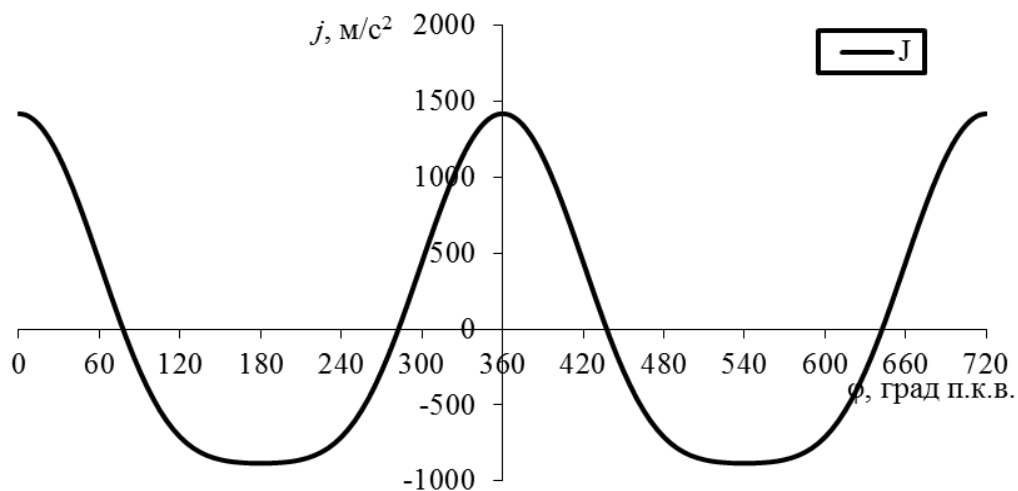
Залежності S_φ , V_φ , J_φ суднового СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) представлено на рис. 2.4, а їх координати точок – у таблиці 2.12.



a



б



в

Рисунок 2.4 – Кінематичні діаграми дизеля СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22):

a – S_φ переміщення; *б* – V_φ швидкість; *в* – J_φ прискорення

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.19.02.ПЗ

Аркуш

35

Таблиця 2.12 – Точки діаграм S_ϕ , V_ϕ , J_ϕ СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

ϕ°	$S, \text{ м}$	$V, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}^2$
0	0,000	0,000	1420,548
5	0,001	1,315	1412,245
10	0,002	2,615	1387,470
15	0,005	3,885	1346,623
20	0,010	5,109	1290,365
25	0,015	6,274	1219,616
30	0,021	7,368	1135,535
35	0,029	8,377	1039,513
40	0,037	9,293	933,145
45	0,046	10,105	818,208
50	0,055	10,808	696,620
55	0,066	11,395	570,402
60	0,077	11,864	441,627
65	0,088	12,213	312,366
70	0,099	12,443	184,630
75	0,111	12,555	60,306
80	0,122	12,554	-58,891
85	0,134	12,446	-171,478
90	0,145	12,237	-276,238
95	0,157	11,934	-372,253
100	0,168	11,547	-458,912
105	0,178	11,084	-535,917
110	0,188	10,555	-603,259
115	0,198	9,967	-661,190
120	0,207	9,330	-710,189
125	0,215	8,652	-750,907
130	0,223	7,940	-784,126
135	0,230	7,200	-810,705
140	0,236	6,439	-831,538
145	0,242	5,660	-847,511
150	0,246	4,869	-859,468
155	0,251	4,069	-868,183
160	0,254	3,261	-874,339
165	0,257	2,449	-878,514
170	0,258	1,634	-881,164
175	0,260	0,818	-882,620
180	0,260	0,000	-883,083
185	0,260	-0,818	-882,620
190	0,258	-1,634	-881,164
195	0,257	-2,449	-878,514
200	0,254	-3,261	-874,339
205	0,251	-4,069	-868,183
210	0,246	-4,869	-859,468
215	0,242	-5,660	-847,511
220	0,236	-6,439	-831,538
225	0,230	-7,200	-810,705
230	0,223	-7,940	-784,126
235	0,215	-8,652	-750,907
240	0,207	-9,330	-710,189
245	0,198	-9,967	-661,190
250	0,188	-10,555	-603,259
255	0,178	-11,084	-535,917
260	0,168	-11,547	-458,912
265	0,157	-11,934	-372,253
270	0,145	-12,237	-276,238
275	0,134	-12,446	-171,478
280	0,122	-12,554	-58,891

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.19.02.ПЗ

Аркуш

36

285	0,111	-12,555	60,306
290	0,099	-12,443	184,630
295	0,088	-12,213	312,366
300	0,077	-11,864	441,627
305	0,066	-11,395	570,402
310	0,055	-10,808	696,620
315	0,046	-10,105	818,208
320	0,037	-9,293	933,145
325	0,029	-8,377	1039,513
330	0,021	-7,368	1135,535
335	0,015	-6,274	1219,616
340	0,010	-5,109	1290,365
345	0,005	-3,885	1346,623
350	0,002	-2,615	1387,470
355	0,001	-1,315	1412,245
360	0,000	0,000	1420,548
365	0,001	1,315	1412,245
370	0,002	2,615	1387,470
375	0,005	3,885	1346,623
380	0,010	5,109	1290,365
385	0,015	6,274	1219,616
390	0,021	7,368	1135,535
395	0,029	8,377	1039,513
400	0,037	9,293	933,145
405	0,046	10,105	818,208
410	0,055	10,808	696,620
415	0,066	11,395	570,402
420	0,077	11,864	441,627
425	0,088	12,213	312,366
430	0,099	12,443	184,630
435	0,111	12,555	60,306
440	0,122	12,554	-58,891
445	0,134	12,446	-171,478
450	0,145	12,237	-276,238
455	0,157	11,934	-372,253
460	0,168	11,547	-458,912
465	0,178	11,084	-535,917
470	0,188	10,555	-603,259
475	0,198	9,967	-661,190
480	0,207	9,330	-710,189
485	0,215	8,652	-750,907
490	0,223	7,940	-784,126
495	0,230	7,200	-810,705
500	0,236	6,439	-831,538
505	0,242	5,660	-847,511
510	0,246	4,869	-859,468
515	0,251	4,069	-868,183
520	0,254	3,261	-874,339
525	0,257	2,449	-878,514
530	0,258	1,634	-881,164
535	0,260	0,818	-882,620
540	0,260	0,000	-883,083
545	0,260	-0,818	-882,620
550	0,258	-1,634	-881,164
555	0,257	-2,449	-878,514
560	0,254	-3,261	-874,339
565	0,251	-4,069	-868,183
570	0,246	-4,869	-859,468
575	0,242	-5,660	-847,511
580	0,236	-6,439	-831,538

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.19.02.ПЗ

Аркуш

37

585	0,230	-7,200	-810,705
590	0,223	-7,940	-784,126
595	0,215	-8,652	-750,907
600	0,207	-9,330	-710,189
605	0,198	-9,967	-661,190
610	0,188	-10,555	-603,259
615	0,178	-11,084	-535,917
620	0,168	-11,547	-458,912
625	0,157	-11,934	-372,253
630	0,145	-12,237	-276,238
635	0,134	-12,446	-171,478
640	0,122	-12,554	-58,891
645	0,111	-12,555	60,306
650	0,099	-12,443	184,630
655	0,088	-12,213	312,366
660	0,077	-11,864	441,627
665	0,066	-11,395	570,402
670	0,055	-10,808	696,620
675	0,046	-10,105	818,208
680	0,037	-9,293	933,145
685	0,029	-8,377	1039,513
690	0,021	-7,368	1135,535
695	0,015	-6,274	1219,616
700	0,010	-5,109	1290,365
705	0,005	-3,885	1346,623
710	0,002	-2,615	1387,470
715	0,001	-1,315	1412,245
720	0,000	0,000	1420,548

При реалізації динамічного аналізу СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) та розрахунку усіх утворених сил, що діють на його елементи остову та деталі КШМ прийнято на початку визначити (аналітичним або графічним шляхом) рушійну силу $P_{dv}(\varphi)$. Рушійна сила $P_{dv}(\varphi)$ у свою чергу складається з двох сил – сили $P_z(\varphi)$ (сили від дії тиску газів у циліндрі дизеля – індикаторна діаграма) та $P_j(\varphi)$ (сили інерції від рухомих мас – зворотно-поступально переміщуваних)

$$P_{dv} = P_z + P_j.$$

Сили інерції $P_j(\varphi)$ розраховуються, 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 $C = -m_j \cdot r \cdot \omega^2$.

Далі коли отримана рушійна сила $P_{dv}(\varphi)$ її розкладають за представленою на рис. 2.5 схемою. Складові розкладання визначаються, як:

$$N = P_z \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}; \quad Q = P_z \cdot \frac{1}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad Z = P_z \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad T = P_z \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta}, \text{ Н}.$$

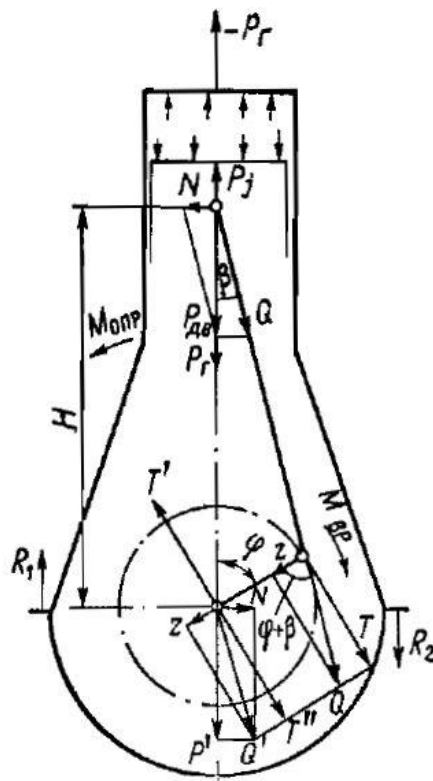


Рисунок 2.5 – Схема дії сил СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

Результати динамічного розрахунку СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) наводяться нижче у табличній формі (таблиця – 2.13), а також графічній (рисунки 2.6 й 2.7).

Таблиця 2.13 – Динамічний розрахунок СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

φ°	p_r , МПа	P_r , Н	P_j , Н	$P_{дв}$, Н	N , Н	Z , Н	T , Н
0	0,376	14292,6	-102279,4	-91788,1	0,0	-91788,1	0,0
5	0,376	14292,6	-101681,6	-91190,3	-1868,1	-90680,5	-9808,8
10	0,376	14292,6	-99897,8	-89406,5	-3651,5	-87414,1	-19121,3
15	0,376	14292,6	-96956,8	-86465,5	-5268,8	-82155,6	-27468,2
20	0,376	14292,6	-92906,3	-82415,0	-6645,6	-75171,8	-34432,4
25	0,376	14292,6	-87812,3	-77321,0	-7717,3	-66815,1	-39671,5
30	0,376	14292,6	-81758,5	-71267,2	-8432,3	-57503,0	-42936,2
35	0,376	14292,6	-74844,9	-64353,6	-8754,1	-47694,2	-44082,7
40	0,376	14292,6	-67186,5	-56695,1	-8663,5	-37862,2	-43079,5
45	0,376	14292,6	-58911,0	-48419,6	-8159,3	-28468,3	-40007,3
50	0,376	14292,6	-50156,6	-39665,3	-7259,2	-19935,5	-35051,4
55	0,376	14292,6	-41068,9	-30577,6	-5998,4	-12625,0	-28488,2
60	0,376	14292,6	-31797,1	-21305,8	-4428,8	-6817,5	-20665,7
65	0,376	14292,6	-22490,4	-11999,0	-2615,6	-2700,5	-11980,2
70	0,376	14292,6	-13293,3	-2802,0	-634,4	-362,2	-2850,0
75	0,376	14292,6	-4342,1	6149,3	1433,3	207,1	6310,7
80	0,376	14292,6	4240,2	14731,5	3504,5	-893,1	15116,3
85	0,376	14292,6	12346,4	22837,8	5499,3	-3487,9	23230,2

90	0,376	14292,6	19889,2	30380,5	7345,1	-7345,1	30380,5
95	0,376	14292,6	26802,2	37293,5	8980,2	-12196,4	36369,0
100	0,376	14292,6	33041,7	43533,0	10356,0	-17758,1	41073,4
105	0,376	14292,6	38586,0	49077,4	11438,8	-23751,2	44444,5
110	0,376	14292,6	43434,6	53926,0	12209,8	-29917,2	46497,8
115	0,376	14292,6	47605,7	58097,0	12664,2	-36030,5	47301,7
120	0,376	14292,6	51133,6	61624,9	12809,7	-41906,0	46963,9
125	0,376	14292,6	54065,3	64556,6	12664,1	-47402,0	45617,9
130	0,376	14292,6	56457,1	66948,4	12252,2	-52419,4	43409,9
135	0,376	14292,6	58370,8	68862,1	11604,2	-56898,3	40487,5
140	0,376	14292,6	59870,8	70362,1	10751,9	-60811,7	36991,4
145	0,376	14292,6	61020,8	71512,2	9727,9	-64159,0	33049,0
150	0,376	14292,6	61881,7	72373,0	8563,1	-66958,5	28770,6
155	0,376	14292,6	62509,2	73000,5	7286,1	-69240,2	24247,9
160	0,376	14292,6	62952,4	73443,8	5922,2	-71040,1	19554,2
165	0,376	14292,6	63253,0	73744,4	4493,6	-72394,6	14745,9
170	0,376	14292,6	63443,8	73935,1	3019,6	-73336,2	9865,0
175	0,376	14292,6	63548,6	74040,0	1516,8	-73890,4	4942,0
180	0,376	14292,6	63582,0	74073,3	0,0	-74073,3	0,0
185	0,369	14014,4	63548,6	73761,8	-1511,1	-73612,9	-4923,4
190	0,371	14092,8	63443,8	73735,3	-3011,5	-73138,1	-9838,3
195	0,374	14225,0	63253,0	73676,8	-4489,5	-72328,3	-14732,4
200	0,379	14413,5	62952,4	73564,7	-5931,9	-71157,0	-19586,4
205	0,386	14661,8	62509,2	73369,8	-7322,9	-69590,4	-24370,6
210	0,394	14974,9	61881,7	73055,4	-8643,9	-67589,7	-29041,9
215	0,404	15358,9	61020,8	72578,5	-9873,0	-65115,8	-33541,8
220	0,416	15821,8	59870,8	71891,3	-10985,6	-62133,4	-37795,4
225	0,431	16373,3	58370,8	70942,9	-11954,8	-58617,5	-41710,9
230	0,448	17025,8	56457,1	69681,7	-12752,5	-54559,5	-45182,1
235	0,468	17794,6	54065,3	68058,6	-13351,0	-49973,4	-48092,5
240	0,492	18698,3	51133,6	66030,7	-13725,6	-44902,0	-50321,5
245	0,520	19760,5	47605,7	63565,0	-13856,1	-39421,7	-51753,6
250	0,553	21010,5	43434,6	60643,9	-13730,8	-33644,2	-52290,4
255	0,592	22484,8	38586,0	57269,6	-13348,2	-27715,9	-51863,5
260	0,637	24229,9	33041,7	53470,4	-12720,0	-21811,7	-50449,2
265	0,692	26304,6	26802,2	49305,5	-11872,6	-16124,7	-48083,1
270	0,757	28784,5	19889,2	44872,4	-10848,8	-10848,8	-44872,4
275	0,836	31767,3	12346,4	40312,5	-9707,1	-6156,7	-41005,2
280	0,931	35380,9	4240,2	35819,8	-8521,1	-2171,6	-36755,3
285	1,047	39793,5	-4342,1	31650,2	-7376,9	1066,1	-32481,0
290	1,190	45229,4	-13293,3	28134,9	-6370,2	3636,6	-28616,9
295	1,368	51990,4	-22490,4	25698,8	-5601,9	5783,7	-25658,5
300	1,591	60486,0	-31797,1	24887,7	-5173,3	7963,6	-24140,0
305	1,875	71276,2	-41068,9	26406,0	-5180,1	10902,6	-24601,7
310	2,240	85130,1	-50156,6	31172,3	-5704,9	15667,0	-27546,4
315	2,712	103103,4	-58911,0	40391,2	-6806,4	23748,0	-33373,8
320	3,331	126627,4	-67186,5	55639,8	-8502,2	37157,4	-42277,6
325	4,146	157584,7	-74844,9	78938,6	-10738,2	58503,6	-54073,5
330	5,216	198279,8	-81758,5	112720,1	-13337,0	90950,0	-67910,2
335	6,605	251086,5	-87812,3	159472,9	-15916,8	137804,8	-81821,7
340	8,348	317326,1	-92906,3	220618,6	-17789,7	201229,2	-92172,9
345	10,386	394792,1	-96956,8	294034,0	-17917,0	279377,8	-93408,1
350	12,471	474057,1	-99897,8	370358,1	-15125,9	362104,9	-79208,1

355	14,116	536573,8	-101681,6	431091,0	-8831,3	428680,8	-46369,7
360	14,752	560767,2	-102279,4	454686,6	0,0	454686,6	0,0
365	18,449	701286,2	-101681,6	595803,3	12205,6	592472,3	64086,8
370	18,449	701286,2	-99897,8	597587,1	24406,3	584270,3	127805,4
375	18,449	701286,2	-96956,8	600528,1	36593,4	570594,6	190774,6
380	18,449	701286,2	-92906,3	604578,6	48750,6	551444,4	252588,6
385	15,731	597961,2	-87812,3	506347,6	50537,9	437548,5	259794,7
390	12,602	479041,0	-81758,5	393481,3	46556,6	317486,5	237059,8
395	10,157	386085,5	-74844,9	307439,3	41821,5	227851,7	210598,2
400	8,271	314399,1	-67186,5	243411,4	37195,3	162555,3	184955,1
405	6,819	259215,8	-58911,0	196503,7	33113,4	115534,4	162363,8
410	5,697	216539,8	-50156,6	162582,0	29754,2	81712,7	143670,7
415	4,821	183272,0	-41068,9	138401,9	27150,3	57143,9	128945,0
420	4,133	157089,8	-31797,1	121491,4	25254,0	38875,1	117841,7
425	3,585	136275,9	-22490,4	109984,4	23974,8	24752,8	109811,9
430	3,145	119564,2	-13293,3	102469,6	23200,9	13245,0	104225,1
435	2,789	106017,6	-4342,1	97874,4	22812,2	3296,8	100443,6
440	2,498	94938,7	4240,2	95377,6	22689,2	-5782,4	97868,5
445	2,257	85803,4	12346,4	94348,6	22718,9	-14409,4	95969,7
450	2,058	78214,9	19889,2	94302,8	22799,7	-22799,7	94302,8
455	1,891	71869,6	26802,2	94870,6	22844,6	-31026,2	92518,5
460	1,750	66533,1	33041,7	95773,6	22783,4	-39068,2	90362,3
465	1,632	62023,0	38586,0	96807,9	22563,7	-46850,5	87669,3
470	1,531	58196,0	43434,6	97829,4	22150,3	-54274,1	84353,8
475	1,445	54938,7	47605,7	98743,2	21524,4	-61238,4	80395,1
480	1,372	52160,7	51133,6	99493,0	20681,2	-67657,0	75822,9
485	1,310	49789,5	54065,3	100053,6	19627,5	-73466,3	70701,3
490	1,257	47766,9	56457,1	100422,8	18378,4	-78629,2	65114,9
495	1,211	46045,7	58370,8	100615,2	16955,0	-83134,7	59156,7
500	1,173	44587,5	59870,8	100657,1	15381,3	-86994,7	52918,4
505	1,141	43361,5	61020,8	100581,1	13682,2	-90239,0	46483,1
510	1,114	42342,6	61881,7	100423,1	11882,0	-92909,9	39921,4
515	1,092	41510,7	62509,2	100218,7	10002,7	-95056,3	33288,7
520	1,075	40850,0	62952,4	100001,2	8063,7	-96728,3	26625,1
525	1,061	40348,1	63253,0	99799,9	6081,3	-97973,3	19956,0
530	1,052	39995,9	63443,8	99638,5	4069,4	-98831,4	13294,5
535	1,047	39787,0	63548,6	99534,5	2039,1	-99333,4	6643,7
540	1,045	39717,8	63582,0	99498,6	0,0	-99498,6	0,0
545	0,200	7602,4	63548,6	67349,8	-1379,7	-67213,8	-4495,5
550	0,200	7602,4	63443,8	67245,0	-2746,4	-66700,3	-8972,3
555	0,200	7602,4	63253,0	67054,2	-4086,0	-65826,9	-13408,2
560	0,200	7602,4	62952,4	66753,7	-5382,7	-64568,9	-17773,0
565	0,200	7602,4	62509,2	66310,4	-6618,4	-62894,6	-22025,7
570	0,200	7602,4	61881,7	65682,9	-7771,6	-60768,8	-26111,1
575	0,200	7602,4	61020,8	64822,0	-8817,9	-58156,8	-29957,2
580	0,200	7602,4	59870,8	63672,0	-9729,6	-55029,6	-33474,2
585	0,200	7602,4	58370,8	62172,0	-10476,8	-51370,4	-36554,0
590	0,200	7602,4	56457,1	60258,3	-11027,9	-47181,1	-39071,9
595	0,200	7602,4	54065,3	57866,5	-11351,7	-42489,6	-40890,4
600	0,200	7602,4	51133,6	54934,8	-11419,1	-37356,6	-41865,4
605	0,200	7602,4	47605,7	51406,9	-11205,9	-31881,5	-41854,7
610	0,200	7602,4	43434,6	47235,8	-10695,0	-26205,6	-40729,3
615	0,200	7602,4	38586,0	42387,3	-9879,5	-20513,5	-38385,9

620	0,200	7602,4	33041,7	36842,9	-8764,5	-15029,0	-34761,2
625	0,200	7602,4	26802,2	30603,4	-7369,2	-10008,4	-29844,7
630	0,200	7602,4	19889,2	23690,4	-5727,6	-5727,6	-23690,4
635	0,200	7602,4	12346,4	16147,6	-3888,3	-2466,1	-16425,1
640	0,200	7602,4	4240,2	8041,4	-1912,9	-487,5	-8251,4
645	0,200	7602,4	-4342,1	-540,8	126,1	-18,2	555,0
650	0,200	7602,4	-13293,3	-9492,1	2149,2	-1226,9	9654,7
655	0,200	7602,4	-22490,4	-18689,2	4073,9	-4206,1	18659,8
660	0,200	7602,4	-31797,1	-27995,9	5819,4	-8958,2	27154,9
665	0,200	7602,4	-41068,9	-37267,7	7310,8	-15387,2	34721,2
670	0,200	7602,4	-50156,6	-46355,4	8483,5	-23297,9	40963,4
675	0,200	7602,4	-58911,0	-55109,7	9286,7	-32401,8	45535,2
680	0,200	7602,4	-67186,5	-63385,2	9685,8	-42330,0	48163,0
685	0,200	7602,4	-74844,9	-71043,7	9664,2	-52652,4	48665,4
690	0,200	7602,4	-81758,5	-77957,3	9223,9	-62901,1	46966,8
695	0,200	7602,4	-87812,3	-84011,1	8385,0	-72596,3	43104,1
700	0,200	7602,4	-92906,3	-89105,1	7185,0	-81274,0	37227,5
705	0,200	7602,4	-96956,8	-93155,6	5676,5	-88512,2	29593,5
710	0,200	7602,4	-99897,8	-96096,6	3924,7	-93955,2	20552,1
715	0,200	7602,4	-101681,6	-97880,4	2005,2	-97333,2	10528,4
720	0,376	14292,6	-102279,4	-91788,1	0,0	-91788,1	0,0

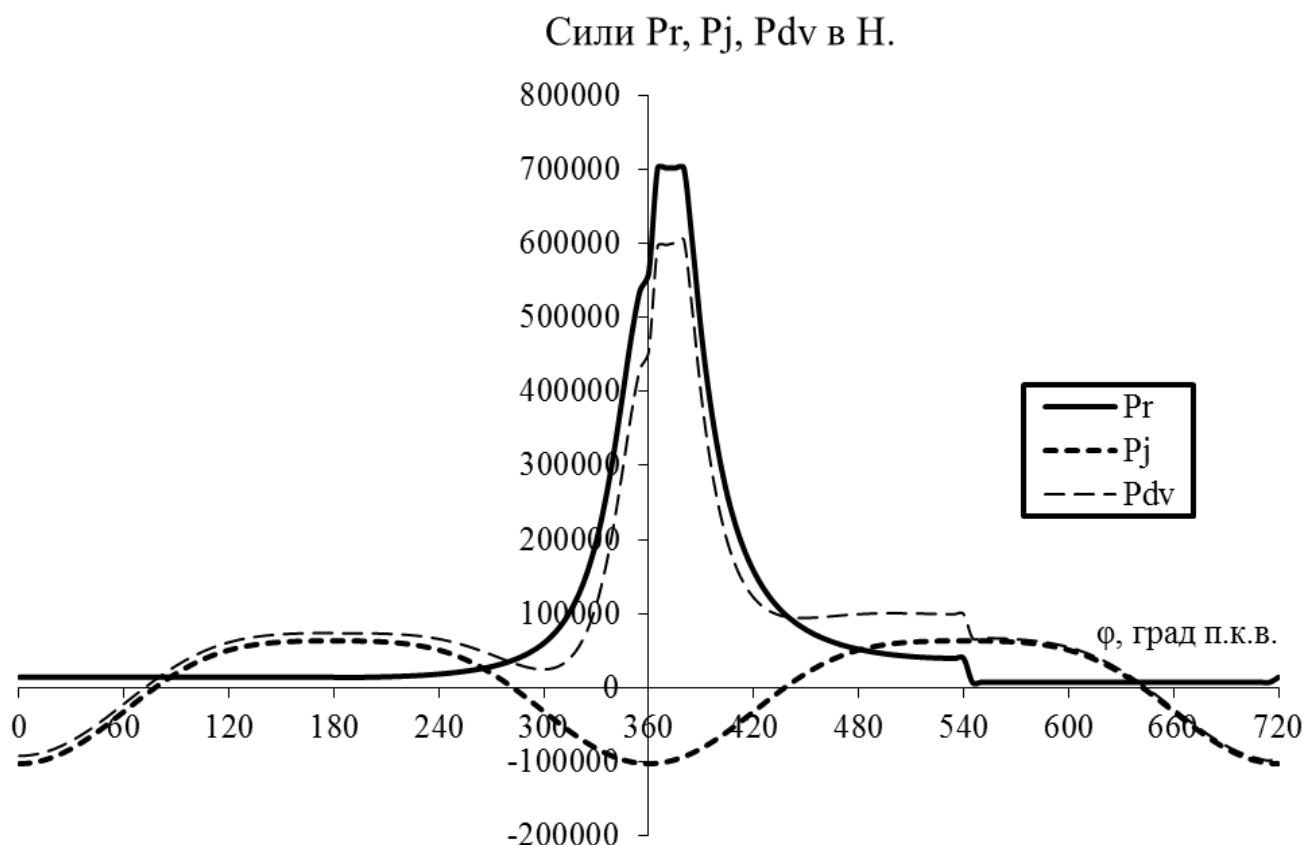


Рисунок 2.6 – Сил $P_r(\varphi)$, $P_j(\varphi)$ та $P_{dv}(\varphi)$ СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.19.02.ПЗ

Аркуш

42

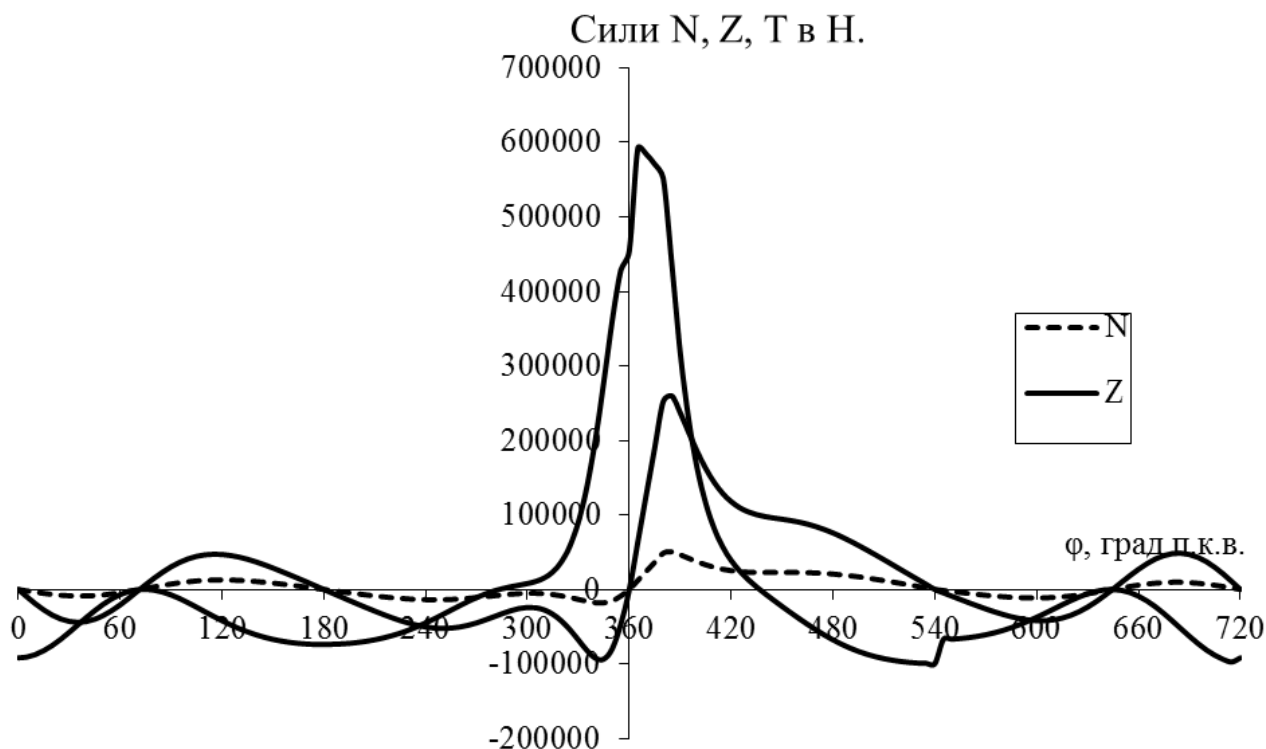


Рисунок 2.7 – Сили $N(\varphi)$, $Z(\varphi)$ та $T(\varphi)$ СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

При трансформуванні рушійної сили $P_{dv}(\varphi)$ за схемою рис. 2.5 отримується пара тангенціальних сил $T(\varphi)$ та $T'(\varphi)$, які відповідно на плечі r генерують крутний момент $M_{кр}(\varphi)$ СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22):

$$M_{кр} = P_{dv} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot (l_{ш} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \varphi) = P_{dv} \cdot r \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = M_{opr}, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Далі розраховуємо середні значення сумарної сили – $T_{\text{сум}}(\varphi)$ та сумарного крутного моменту – $M_{кр}(\varphi)$ за виразами:

$$T_{\text{сум.сеп}} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3 - \Delta\varphi} \frac{T_{\text{сум.}\varphi} \cdot \Delta\varphi}{\varphi_3}, \text{ Н};$$

$$M_{кр.сеп} = T_{\text{сум.сеп}} \cdot r, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

де φ_3 – кут заклинювання кривошипів, який для СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) становить $\varphi_3 = 720/6 = 120^\circ$.

На рис. 2.8 подано результати розрахунку сумарної дотичної сили $T_{\text{сум}}(\varphi)$ СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22), а у таблиці 2.14 відповідні значення.

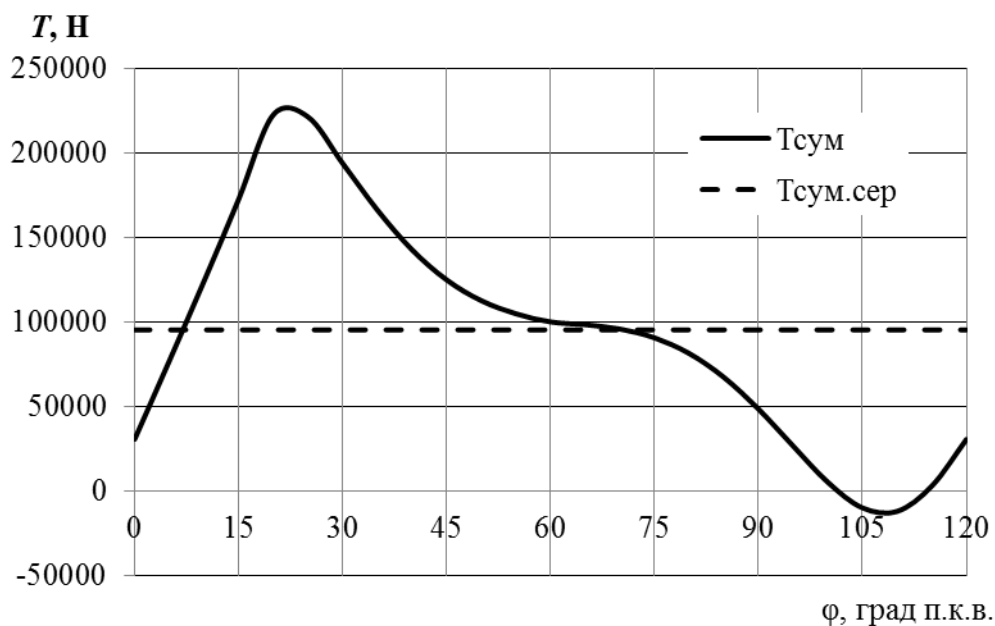


Рисунок 2.8 – Сила $T_{\text{сум}}(\varphi)$ та $T_{\text{сум.сер}}(\varphi)$ СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

Таблиця 2.14 – Результати розрахунку $T_{\text{сум}}(\varphi)$ та $T_{\text{сум.сер}}(\varphi)$ СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

Кут ПКВ, φ°	Значення $T(\varphi)$ по куту ПКВ, Н					
	1-й цил.	2-й цил.	3-й цил.	4-й цил.	5-й цил.	6-й цил.
0	0,0	46963,9	-50321,47	0,00	75822,9	-41865,4
5	-9808,8	45617,9	-51753,62	64086,80	70701,3	-41854,7
10	-19121,3	43409,9	-52290,40	127805,39	65114,9	-40729,3
15	-27468,2	40487,5	-51863,46	190774,58	59156,7	-38385,9
20	-34432,4	36991,4	-50449,22	252588,62	52918,4	-34761,2
25	-39671,5	33049,0	-48083,14	259794,65	46483,1	-29844,7
30	-42936,2	28770,6	-44872,39	237059,80	39921,4	-23690,4
35	-44082,7	24247,9	-41005,16	210598,15	33288,7	-16425,1
40	-43079,5	19554,2	-36755,30	184955,12	26625,1	-8251,39
45	-40007,3	14745,9	-32481,02	162363,78	19956,0	555,0334
50	-35051,4	9865,0	-28616,87	143670,68	13294,5	9654,731
55	-28488,2	4942,0	-25658,54	128944,95	6643,7	18659,85
60	-20665,7	0,0	-24140,00	117841,67	0,0	27154,88
65	-11980,2	-4923,4	-24601,72	109811,86	-4495,5	34721,21
70	-2850,0	-9838,3	-27546,38	104225,12	-8972,3	40963,39
75	6310,7	-14732,4	-33373,76	100443,61	-13408,2	45535,16
80	15116,3	-19586,4	-42277,63	97868,54	-17773,0	48163
85	23230,2	-24370,6	-54073,51	95969,66	-22025,7	48665,45
90	30380,5	-29041,9	-67910,23	94302,85	-26111,1	46966,77
95	36369,0	-33541,8	-81821,68	92518,53	-29957,2	43104,07
100	41073,4	-37795,4	-92172,86	90362,31	-33474,2	37227,47
105	44444,5	-41710,9	-93408,15	87669,32	-36554,0	29593,49
110	46497,8	-45182,1	-79208,14	84353,75	-39071,9	20552,09
115	47301,7	-48092,5	-46369,73	80395,10	-40890,4	10528,38
120	46963,9	-50321,5	0,00	75822,87	-41865,4	4,5E-11

2.3. Висновки до розділу

У розділі проведено тепловий розрахунок робочого циклу СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22), виконано розрахунок та побудову теоретичної індикаторної діаграми у різноманітних системах координат ($p-V/V_c$, $T-V/V_c$, а також у координатах $T-S$). Було здійснено розрахунок кінематики, а також динаміки СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22) за результатами яких побудовано відповідні графіки сил, які діють на елементи КШМ дизеля 6R22.

					КРБ.142.4227ст.25.19.02.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ПОРШНЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22)

3.1. Аналіз умов роботи поршнів та матеріалів, що використовують для їх виготовлення

Поршнева група (ПГ) двигунів із тронковим КШМ включає поршень, поршневі кільця і поршневий палець. У двигунах із крейцкопфом у ПГ входить шток, не рухомо приєднаний до поршня. Поршень сприймає тиск гарячих газів у робочому цилиндрі двигуна і передає зусилля від цього тиску через поршневий палець і шатун на шатунну шийку колінчастого вала, де в результаті створюється крутний момент. Крутний момент, що знімається з колінчастого вала, залежно від призначення двигуна передається трансмісії автомобіля, трактора, на гвинт судна, літака, ротору електрогенератора тощо. Поршень є найбільш характерною деталлю ДВЗ, що безпосередньо реалізує його термодинамічний цикл.

Крім тиску гарячих газів, що перевищує часто 10–15 МПа, на поршень діють теплові навантаження, пов'язані з відведенням у поршень під час роботи двигуна значної кількості теплоти від гарячих газів і тієї, що виділяється внаслідок тертя під час руху елементів поршневої групи. У швидкохідних двигунах помітної величини досягають інерційні навантаження, спричинені зворотно-поступальним характером руху поршня зі змінним за величиною і напрямком прискоренням.

При високому рівні перерахованих навантажень поршні сучасних двигунів повинні надійно функціонувати поряд з іншими елементами двигуна в межах заданого досить тривалого терміну служби. Причому не допускається поява втомних або термоусталостних тріщин, а також значних зносів канавок поршневих кілець, бічної поверхні корпусу поршня, отвору під поршневий палець. Тому поршні сучасних двигунів виготовляються з якісних матеріалів (головним чином металів) з досить високими механічними, теплофізичними та технологічними характеристиками.

Поршні швидкохідних двигунів, насамперед автомобільних, мотоциклетних, авіаційних, тракторних і деяких інших типів, мають мати меншу масу і виготовляти-

					КРБ.142.4227см.25.19.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

ся зазвичай з алюмінієвих сплавів, які мають доволі високі властивості міцності та зносостійкості.

Однак при зростанні середнього ефективного тиску при використанні газотурбінного наддуву, особливо в двигунах великих розмірів, жароміцність алюмінієвих сплавів часто виявляється недостатньою.

Незважаючи на застосування спеціальної системи охолодження поршня (головним чином, за допомогою масла), температуру в окремих місцях днища поршня не вдається утримати на прийнятному для алюмінієвих сплавів рівні. У такому разі для всього поршня або його найбільш нагрітої частини (голівки) використовуються більш жароміцні матеріали: чавуни, леговані сталі. Останнім часом зріс інтерес до нетрадиційних матеріалів: конструкційної кераміки, композитів, інтерметалідів, які за деякими показниками перевершують металеві сплави, що застосовуються зазвичай. На рис. 3.1 наведено типову конструкцію поршня, яку широко застосовувана в високооборотних дизелях невеликих розмірів. Там же наведено геометричні співвідношення для елементів поршня відомої з виробництва поршнів фірми Mahle.

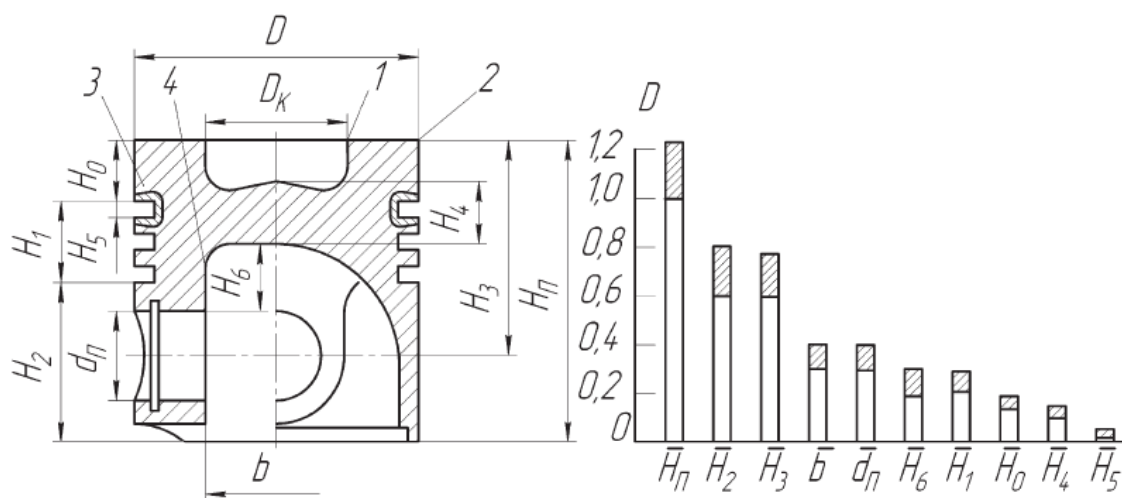


Рисунок 3.1 – Геометричні співвідношення елементів поршня з алюмінієвого сплаву (у частках діаметра циліндра D): 1 – кромка камери згоряння; 2 – зовнішня кромка; 3 – вставка; 4 – зона бобишки

Поршень можна умовно розділити на три пояси в напрямку осі циліндра:

– верхній (жаровий) довжиною H_0 , що відповідає голівці поршня і займає місце від верхньої кромки днища до першого поршневого кільця;

- ущільнювальний (місце розташування поршневих кілець) довжиною H_1 ;
- опорний довжиною H_2 , що відповідає спідниці поршня і місцю розташування поршневого пальця в тронкових двигунах.

Від значення довжини зазначених поясів поршня залежать його осьовий розмір, маса, сили інерції та багато важливих показників роботи двигуна. Так, наближення верхнього компресійного кільця до кромки днища поршня зменшує шкідливий (мертвий) об'єм і сприяє поліпшенню економічних та екологічних показників двигуна.

Однак у цьому разі умови роботи поршневих кілець стають важчими. Скорочення довжини ущільнювального і опорного поясів веде до зменшення висоти поршня і двигуна в цілому. Але в разі надмірного зменшення перемичок між кільцевими канавками їхня міцність може виявитися недостатньою. Скорочення довжини опорного пояса може погіршити умови роботи сполучення спідниці поршня з циліндром, зокрема підвищити питомі навантаження, рівень вібрації, призвести до збільшення витрати мастила. Крім довжини опорного пояса, тобто довжини спідниці, важлива і форма її поверхні. Циліндрична форма спідниці поршня, особливо в разі поршня з алюмінієвого сплаву, не є сприятливою для роботи сполучення поршень-циліндр.

Поршні тепловозних і суднових дизелів із частотою обертання колінчастого вала близько $750-1100 \text{ хв}^{-1}$ вирізняються високою тепловою і механічною напруженістю. При цьому довговічність поршня, як і інших основних деталей двигунів цього класу, має бути не менш як 503103 год і повинна забезпечити роботу дизеля аж до капітального ремонту. Нині переважного поширення набули чотиритактні двигуни.

Залежно від рівня форсування за середнім ефективним тиском p_e поршні чотиритактних тепловозних дизелів виконували як суцільнометалеві чавунні, в деяких випадках з алюмінієвого сплаву, так і складові з корпусом із чавуну або алюмінієвого сплаву і головкою з більш жаростійкого матеріалу (зокрема, хромистих сталей або сталей із більшим числом легувальних елементів). Поршні з тронком з алюмінієвих сплавів менші за масою і застосовуються за підвищеної частоти обертання колінчастого вала двигуна. Загальною є тенденція переходу до поршнів складеної конструкції після досягнення певного рівня форсування за p_e (близько 1,5 МПа). У

разі поєднання складової конструкції з інерційним масляним охолодженням можна забезпечити істотне зниження температури поршня в районі першого компресійного кільця.

Поршні середньооборотних суднових двигунів (СОД) із частотою обертання колінчастого вала в діапазоні 450-750 хв⁻¹ принципово не відрізняються від теплової складової конструкції. Зі збільшенням лінійних розмірів і, насамперед, діаметра D циліндра за однакового середнього ефективного тиску зростає тепла і механічна напруженість деталей, що утворюють камеру згоряння двигуна, включно з поршнем.

На середньооборотних суднових двигунах за помірного рівня форсування застосовують суцільнометалеві поршні з легкого сплаву або з чавуну, а за підвищеного форсування – складові конструкції. Поршні з алюмінієвих сплавів мають меншу масу порівняно з суцільночавунними поршнями. Так, для двигуна типу 16 ЧН48/58 ця відмінність склала близько 25 %. Однак чавунні поршні допускають істотне зменшення зазору в холодному стані між поршнем і циліндром, а також застосування простішого профілю спідниці. Однією з переваг складової конструкції поршня з масляним охолодженням збовтуванням є істотне зниження температури в районі першого компресійного кільця завдяки зниженню частки теплоти, що відводиться через поршневі кільця, за умови зменшення товщини головки поршня з якісної сталі. Це зниження становило, наприклад, порівняно з суцільноалюмінієвою конструкцією у випадку двигуна 16 ЧН48/58 близько 40 °С, незважаючи на вищу теплопровідність алюмінієвого сплаву порівняно зі сталлю.

На рис. 3.2 для порівняння наведено криві розподілу температур у суцільнометалевому (алюмінієвий сплав) і складеному зі сталевою головкою поршнях середньооборотного двигуна типу ЧН45/52. Незважаючи на вищий рівень форсування двигуна, під час встановлення складеного поршня досягається нижча температура в районі першої поршневої канавки. Загалом у зв'язку з підвищенням максимального тиску газів у циліндрі та середнього ефективного тиску в середньооборотних форсованих дизелях часто переходять від суцільнометалевих поршнів з алюмінієвих сплавів до тонкостінних чавунних, а також до складених поршнів зі сталевою головкою.

При цьому тронк може виконуватися з різних матеріалів (алюмінієві сплави, чавуни з кулястим графітом, спеціальні сталі).

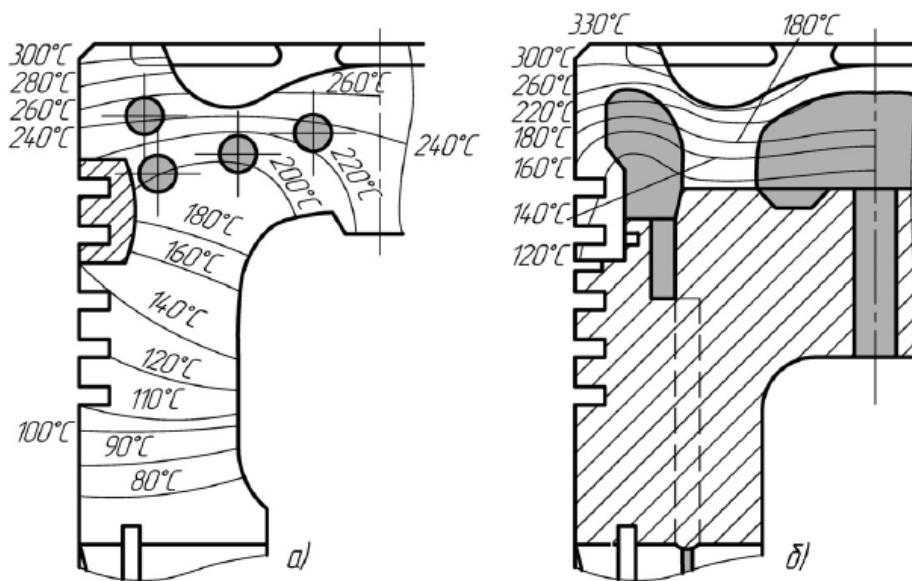


Рисунок 3.2 – Розподіл температур у поршнях середньооборотного дизеля:

a – суцільнометалевого; *б* – складеного

Поршні малооборотних суднових двотактних дизелів (МОД) з крейцкопфом за конструкцією істотно відрізняються від поршнів, розглянутих вище. При великому діаметрі циліндра і високих максимальних тисках згоряння істотно зростає вплив механічних навантажень на вигин днища і верхню частину бічної поверхні головки. Товщина стінок поршня, як правило, дуже значна. Збільшення товщини стінок і насамперед днища поршня з метою зниження механічних напружень від тиску газів призводить до зростання температурних перепадів, а отже, до появи значних температурних напружень, що часто перевищують межу пружності матеріалу поршня. У зв'язку з високими навантаженнями головки поршнів МОД робляться зі сталей (зокрема, хромомолібденових).

Крейцкопфні чотиритактні, а також малооборотні двотактні двигуни з клапанно-щілинною схемою газообміну мають відносно короткий поршень (рис. 3.3), який складається з голівки 1 заввишки H_f близько $0,5D$, до якої безпосередньо кріпиться шток 3. У міру вдосконалення конструкцій поршневої групи малооборотних двотактних двигунів кількість кілець 2 неухильно скорочувалася від 10 до 4 (нині).

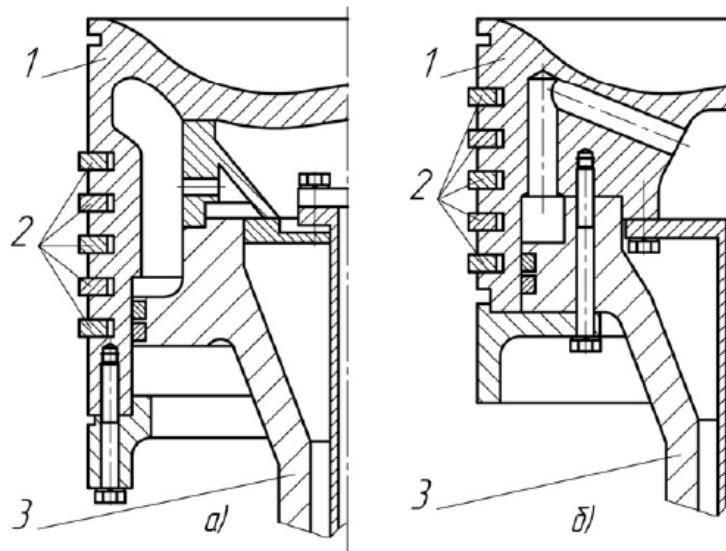


Рисунок 3.3 – Поршень суднового крейцкопфного двотактного дизеля з клапанно-щілинною схемою газообміну:

a – конструкція з масляним порожнинним охолодженням;

б – конструкція зі свердленими охолоджувальними каналами;

1 – головка поршня; 2 – компресійні кільця; 3 – шток

Матеріал поршня має забезпечити якомога меншу його масу, бути досить міцним у діапазоні робочих температур, мати низький коефіцієнт лінійного розширення, мати зносостійкість, високу теплопровідність, зокрема за підвищених температур, мати хорошу оброблюваність. Важливе значення має пластичність матеріалу, а також комплексні характеристики, наприклад, параметр $E\alpha_t/\lambda$ (де E – модуль пружності; α_t – коефіцієнт лінійного розширення; λ – коефіцієнт теплопровідності), від значення якого залежить рівень температурних напружень. Залежно від призначення двигуна і типу конструкції поршня можуть бути застосовані різні матеріали.

Поршні швидкохідних двигунів багатьох типів, насамперед автомобільних і тракторних, виготовляють із легких сплавів методом відливання в кокіль або штампуванням (зокрема рідким). У першому випадку застосовуються евтектичні силуміни типу АЛ25 (10-13 % Si) і заевтектичні, що містять присадки міді, нікелю і марганцю. Слід зазначити, що поршні, відлиті традиційним способом, стримують подальше форсування сучасних двигунів внаслідок недостатньої термостійкості, твердості та зносостійкості.

Для підвищення міцності та зносостійкості поршнів застосовують штампування. Виконані методом гарячого деформування поршні з алюмінієвого сплаву АК12Д із вмістом кремнію 13 % мають високу зносостійкість кільцевих канавок і менший на 10-12 % порівняно з широко поширеними поршневыми деформівними сплавами АК4 і АК41 коефіцієнт лінійного розширення. Однак властивості міцності сплаву АК41 за нормальної температури вищі на 20-25 %. Слід звернути увагу на пропоновану останніми роками багатьма розробниками технологію виробництва поршнів з алюмінієвих сплавів за допомогою рідкого штампування, що дає змогу збільшити опір втоми, підвищити корозійну стійкість і зносостійкість.

У разі поєднання рідкого штампування зі зміцненням головки поршня керамічними волокнами відзначається підвищення тимчасового опору на 10-15 %. Застосування традиційних алюмінієвих сплавів для виготовлення поршнів обмежується граничною температурою близько 350 °С. Тому поряд з легкими сплавами для виготовлення поршнів застосовуються також різні чавуни і сталі. З легованого сірого і високоміцного чавунів виконуються поршні форсованих дизелів помірної швидкості. За підвищеної порівняно з алюмінієвими сплавами температури плавлення чавуну усувається обгорання крайок на поверхнях, звернених до камери згорання.

У складових поршнях для виготовлення головки застосовують жаростійкі сталі типу 20ХЗМВФ (поршні тепловозних дизелів), 20Х25Н20С2, 20Х23Н18 (поршні швидкохідних транспортних дизелів); 15ХМ; 20ХМ (поршні малооборотних двотактних дизелів). У складених поршнях двигунів зі зменшеним відведенням теплоти в стінки були спроби застосування конструкційних керамічних матеріалів (Si_3N_4 ; ZrO_2) як матеріалу головки поршня. Однак низька пластичність конструкційних керамічних матеріалів, що застосовувалися, підвищена крихкість і важка оброблюваність за доволі високої ціни не дали змоги поки що широко застосовувати керамічні матеріали під час виготовлення поршнів.

На застосування жаростійких сталей переходять, якщо максимальна температура в найбільш нагрітих зонах поршня перевищує 450 °С. Високолеговані хромонікелеві сталі успішно використовують для виготовлення накладок поршнів швидкохідних двотактних дизелів, у яких максимальна температура голівки досягає 900 °С. У

					КРБ.142.4227ст.25.19.03.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

табл. 3.1 наведено деякі теплофізичні та механічні характеристики низки матеріалів поршнів з урахуванням їхньої залежності від температури.

Таблиця 3.1 – Фізико-механічні властивості матеріалів поршнів

Параметри	Числові значення						
Алюмінієвий сплав АЛ25							
Температура, °С	20	100	200	300	370		
Модуль пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа	0,7	0,67	0,64	0,55	0,39		
Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_T \cdot 10^6$, 1/°С	19,0	19,5	20,0	21,0	–		
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°С)	159,0	167,5	172,0	173,8	–		
Межа міцності $\sigma_{вр}$, МПа	383	371	319	162	75		
Межа плинності σ_T , МПа	315	305	286	142	49		
δ , %	9,4	9,1	8,4	10,6	–		
Алюмінієвий сплав АК4-1							
Температура, °С	20	150	200	250	300		
Модуль пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа	0,72	0,66	0,63	0,59	0,51		
Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_T \cdot 10^6$, 1/°С	19,6	23,1	24,0	–	–		
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°С)	142,4	148,6	150,7	155,0	159,0		
Межа міцності $\sigma_{вр}$, МПа	450	400	340	240	170		
Межа плинності σ_T , МПа	380	360	300	190	140		
δ , %	13,0	12,5	11,0	6,0	8,0		
Сталь 20Х3МВФ							
Температура, °С	20	200	300	400	450	500	600
Модуль пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа	2,07	2,00	1,93	1,87	–	1,77	1,64
Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_T \cdot 10^6$, 1/°С	10,0	–	–	12,3	–	12,7	13,8
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°С)	38,5	33,1	31,4	30,6	–	29,7	29,3
Межа міцності $\sigma_{вр}$, МПа	890	800	800	740	660	640	500
Межа плинності σ_T , МПа	760	710	710	670	630	620	480
δ , %	13,0	12,0	10,0	9,0	12,0	11,0	10,0
Сірий легований чавун							
Температура, °С	20	200	300	400	500		
Модуль пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа	1,42	1,37	1,32	1,27	1,22		
Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_T \cdot 10^6$, 1/°С	8,9	12,2	13,7	14,2	14,4		
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°С)	54,7	48,8	45,4	43,0	–		
Межа міцності $\sigma_{вр}$, МПа	310	312	295	315	267		
Межа плинності σ_T , МПа	276	258	262	266	215		
δ , %	1,3	1,3	1,7	2,0	2,3		
Високоміцний чавун							
Температура, °С	20	200	300	400	500		
Модуль пружності $E \cdot 10^{-5}$, МПа	1,78	1,71	1,66	1,59	1,44		
Коефіцієнт лінійного розширення $\alpha_T \cdot 10^6$, 1/°С	11,3	12,0	13,1	14,3	15,0		
Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м·°С)	24,4	30,2	32,6	32,6	–		
Межа міцності $\sigma_{вр}$, МПа	720	740	712	655	495		
Межа плинності σ_T , МПа	715	695	612	537	430		
δ , %	0,3	0,7	1,6	4,0	8,5		

3.2. Аналіз умов роботи поршневих пальців та матеріалів, що використовують для їх виготовлення

У двигунах із тронковим кривошипно-шатунним механізмом передача сил тиску газів та інерції від поршня до шатуна здійснюється за допомогою поршневого пальця, який є віссю і здійснює шарнірне з'єднання поршня з шатуном.

У чотиритактних двигунах на поршковий палець діють знакозмінні навантаження, а в двотактних – навантаження, близькі до пульсуючих. У процесі роботи поршковий палець нагрівається внаслідок передання теплоти від голівки поршня через бобишки, а також через тертя пальця об голівку шатуна і бобишки поршня.

Палець здійснює разом із поршнем зворотно-поступальний рух, а також у більшій частині конструкцій зворотно-обертальний рух навколо своєї осі. Це в сукупності з високою температурою пальця зумовлює неможливість отримання режиму рідинного змащення, що призводить до підвищеного зносу пальця.

Поршкові пальці виготовляють зі сталі. У зв'язку з важкими умовами роботи до матеріалу пальця висувають підвищені вимоги. Після термічної обробки палець повинен мати значну твердість поверхонь, що труться, за в'язкої серцевини.

Застосовують різні способи встановлення поршневого пальця. Досить часто використовують спосіб із плаваючим пальцем. Перевагою цього способу є можливість провертання пальця під час роботи як у бобишках, так і в поршковій голівці шатуна. Унаслідок цього зменшується відносна швидкість ковзання пальця порівняно зі швидкістю ковзання під час закріплення пальця в бобишках поршня або голівці шатуна. При цьому зменшуються сила опору і виділення теплоти, яке пропорційне добутку сили тертя на швидкість відносного руху. Зменшується знос, який за такого способу встановлення розподіляється рівномірно по колу пальця, внаслідок чого палець зберігає циліндричну форму, а також зменшується небезпека заїдання. Плаваючі пальці встановлюються в поршень з невеликим зазором (0–0,004 мм в автомобільних двигунах).

За іншого способу встановлення кінці поршневого пальця (або один) закріплені в поршні. Такий спосіб застосовується в автомобільних і тракторних двигунах і рідше в стаціонарних, судових і тепловозних двигунах.

За третім способом поршневий палець закріплений у голівці шатуна. За допомогою нагрівання шатуна палець запресовується в його верхню головку.

У разі застосування плаваючого пальця його зміщення в напрямку осі може призвести до пошкодження робочої поверхні циліндра. Для запобігання пальця від осевого переміщення застосовують пружинні замки або заглушки.

Поршневий палець виготовляють із легованої цементованої сталі. У малофорсованих двигунах застосовують вуглецеві сталі марок 15 і 20; у форсованих (автомобільних, тракторних, тепловозних) пальці виконують із легованих сталей марок 15ХМ, 38ХА, 12ХН3А, 18Х2Н4ВА, 20Х2Н4А та ін.

Зовнішню поверхню пальців цементують на глибину 0,5-1,5 мм з подальшим загартуванням і відпусткою з отриманням твердості понад 58 HRC; застосовується й азотування поверхні.

Поверхню пальця з вуглецевої сталі марки 45 гартують струмом високої частоти на глибину 1,0-1,5 мм. Такий спосіб термічної обробки має нижчу вартість, ніж цементация, крім того, підвищується якість деталей і знижується брак. Чистота робочої поверхні пальця досягається поліруванням, якому передують ретельна механічна обробка.

3.3. Розрахунок конструкції поршня та пальця суднового двигуна типу 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

Розрахунок конструкції поршня та пальця суднового двигуна типу 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22) реалізується у роботі в середовищі програмування Math CAD. Результати проведених розрахунків на міцність елементів КШМ дизеля Wartsila 6R22 наводяться у таблицях 3.2 й 3.3.

Розрахункові схеми на міцність елементів КШМ таких, як поршень та поршневий плаваючий палець суднового двигуна типу 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22) надається на рис. 3.4 та 3.5 відповідно.

					<i>КРБ.142.4227ст.25.19.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

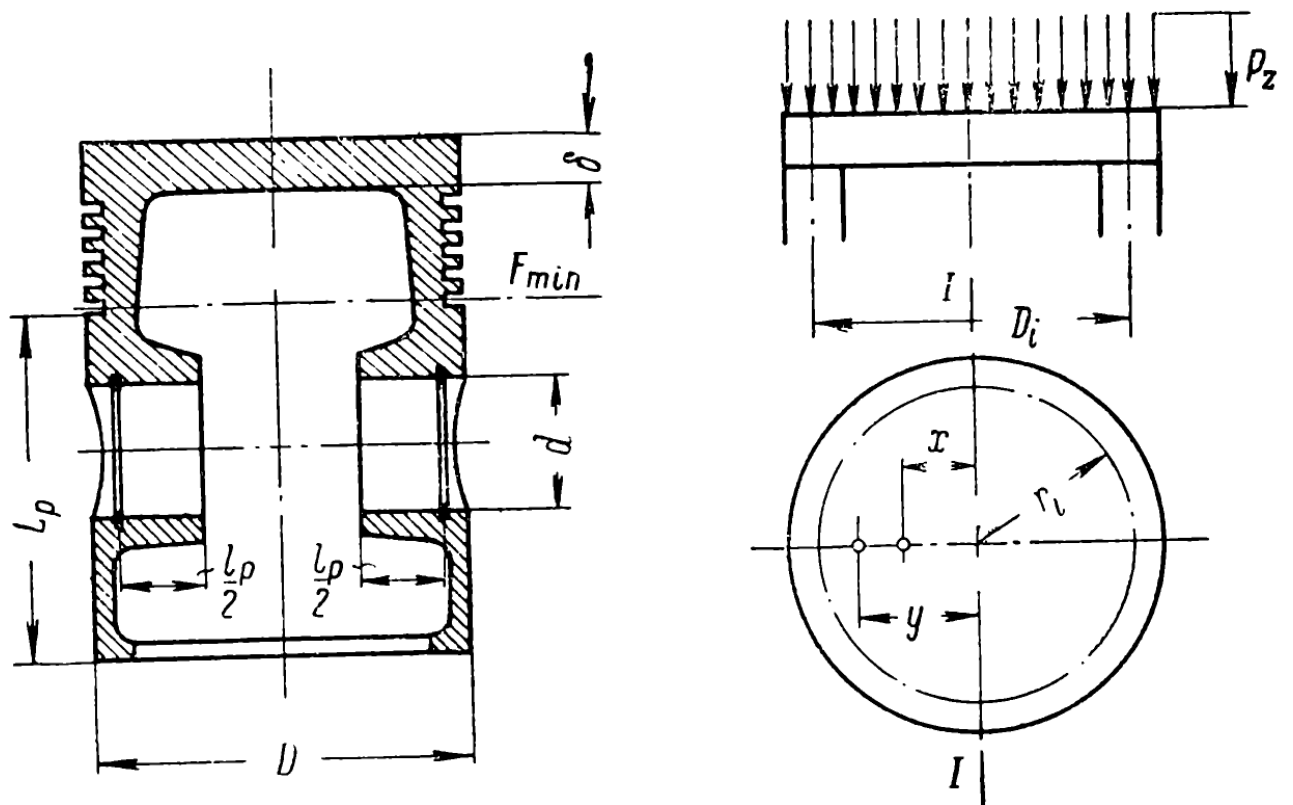


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема на міцність поршня суднового двигуна типу 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

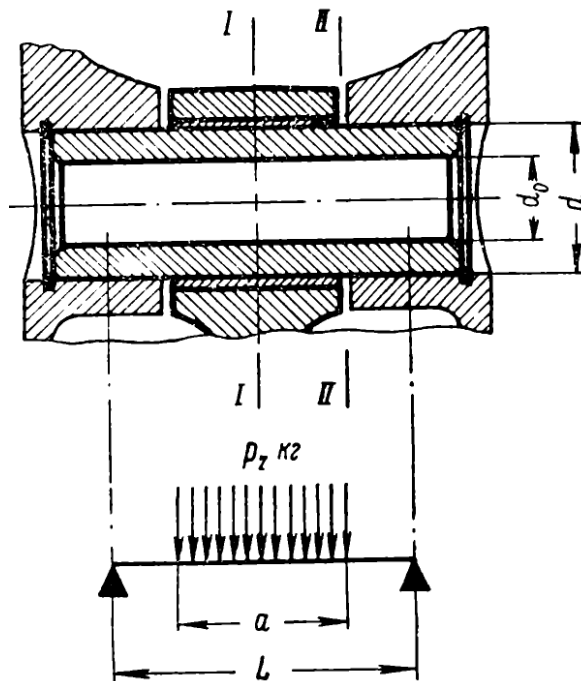


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема на міцність пальця суднового двигуна типу 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227см.25.19.03.ПЗ

Аркуш

56

Таблиця 3.7 – Вихідні дані для розрахунку на міцність поршня та пальця суднового двигуна типу 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Діаметр циліндра	$D_{ц}$, м	0,220
2	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	18,449
3	Частота обертання	n , хв ⁻¹	900
4	Середній індикаторний тиск	P_i , МПа	2,407
5	Максимальна величина нормальної сили	N_{max} , МПа	1,3295201

Таблиця 3.8 – Результати розрахунку на міцність поршня та пальця суднового двигуна типу 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
Основні конструктивні параметри				
1	Товщина днища поршня	δ , м	—	0,0155
2	Висота поршня	H , м	—	0,294
3	Відстань від днища поршня до осі під поршне- вий палець	h_1 , м	—	0,170
4	Висота юбки поршня	l_y , м	—	0,218
5	Відстань до першої кіль- цевої канавки	l_1 , м	—	0,040
6	Діаметр головки поршня	d_g , м	—	0,219
7	Діаметр юбки поршня	d_y , м	—	0,220
8	Відстань між торцями бобишок	b , м	—	0,065
9	Товщина стінки голівки поршня	S , м	—	0,020
10	Висота перемичок	h_n , м	—	0,028
11	Діаметр поршневого па- льця	d_p , м	—	0,09
12	Внутрішній діаметр па- льця	d_p^0 , м	—	0,020
13	Довжина пальця	l_p , м	—	0,196
14	Глибина проточки під кільця: – компресійні – маслосборні	t_1 , м t_2 , м	—	0,0095 0,0095
15	Висота проточки під кі- льця: – компресійні – маслосборні	h_{kk} , м h_{km} , м	—	0,0045 0,0060
16	Діаметр масляних кана- лів для відведення масла	d_m , м	—	0,004
17	Кількість масляних кана- лів для відведення масла	n_m	—	18
18	Довжина підшипника верхньої голівки шатуна	a , м	—	0,100

Розрахунок на міцність поршня				
1	Мінімальна площа стінок голівки поршня	м ²	$F_{\min} := \left[\left[\frac{\pi \cdot \left[(d_g - t_2 \cdot 2)^2 - (d_g - t_2 \cdot 2 - 2 \cdot s)^2 \right]}{4} \right] - s \cdot d_m \cdot n_m \right]$	0,0099
2	Напруга стиску. Допустима напруга стиску для сталі 80МПа.	МПа	$\sigma_c := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{F_{\min}}$	71,056
3	Найбільший тиск на юбку поршня. Допустимий питомий тиск на юбку поршня, для чавуну (0,6 МПа)	МПа	$P_y := \frac{N \cdot \left[\pi \cdot \frac{(D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{l_y \cdot D \cdot 1000000}$	0,555
4	Тиск на опорну поверхню в бобищі	МПа	$P_b := \frac{P_z \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4} \right)}{d_p \cdot (l_p - b)}$	59,483
5	Напруга від згинання. Допустимі напруги згинання 45МПа.	МПа	$\sigma_u := P_z \cdot \frac{3}{16} \cdot \left[\frac{(d_g - s \cdot 2)^2}{\delta \cdot 2} \right]^2$	14,643
6	Теплове навантаження		$q := (71000 + 310 \cdot n) P_i$	842450
7	Температурні напруги в днищі	МПа	$\sigma_t := q \cdot \delta \cdot a$	261,16
8	Сумарне навантаження в днищі	МПа	$\sigma_{\Sigma} := \sigma_u + \sigma_t$	275,803

Розрахунок поршневого пальця на міцність				
1	Відстань між серединами опор пальця	м	$L_{\text{палець}} := b + \frac{(l_p - b)}{2}$	0,131
2	Згинаючий момент відносно небезпечного перетину I-I	Н·м	$M_u := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right)$	14113,8
3	Момент опору перетину пальця I-I	мм ³	$W_{\text{палець}} := 0.1 \cdot \frac{d^3 - d_o^3}{d}$	801,111
4	Напруга згинання. Допустимі напруги згинання для пальців з вуглецевої сталі 120 МПа	МПа	$\sigma_{\text{палець}} := \frac{M_u}{W}$	17,6178
5	Площа перетину пальця	м ²	$F_{\text{палець}} := \frac{\pi \cdot (d^2 - d_o^2)}{4}$	$6,048 \cdot 10^3$
6	Напруга зрізу. Допустимі напруги зрізу 50...60 МПа.	МПа	$\sigma_{\text{зр}} := \frac{P_z \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D \cdot 1000)^2}{4} \right]}{2 \cdot F}$	57,983
7	Модуль пружності для вуглецевої сталі	МПа	—	$2,0 \cdot 10^5$
8	Лінійне збільшення діаметру поршня	м	$\Delta d := \frac{0.09 \cdot P_z}{E \cdot l_p} \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_o}{d}}{1 - \frac{d_o}{d}} \right)^3 \cdot \left[1.5 - 15 \cdot \left(\frac{d_o}{d} - 0.4 \right)^3 \right]$	0,00026
9	Відносна деформація пальця	мм/мм	$\delta_{\text{палець}} := \frac{\Delta d \cdot 1000}{d}$	0,00289

3.4. Висновки до розділу

У третьому розділі було виконано аналіз умов роботи поршнів та пальців різних типів ДВЗ та матеріалів, що використовують для їх виготовлення.

Виконано розрахунок на міцність поршня та пальця суднового середньообертового двигуна типу 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22). У результаті виконаних розрахунків на міцність деталей КШМ було визначено, що усі напруги для поршня та пальця знаходяться у допустимих межах. З розрахунку встановлено, що допустиме значення сумарних навантажень складає 275,803 МПа, що не перевищує допустимих значень. Також, було визначено, що відносна деформація поршневого пальця двигуна Wartsila 6R22 складає 0,00289 мм/мм, що цілком відповідає вимогу забезпечення надійної роботи пари деталей шатуна та поршня не перевищуючи при цьому допустимих значень – 0,0200 мм/мм.

					КРБ.142.4227ст.25.19.03.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВЗ

4.1. Основні положення з техніки безпеки

Дотримання усіх правил техніки безпеки, пожежної безпеки та санітарних правил забезпечує – капітан. Забезпечення безпечних прийомів та методів експлуатації та ремонту механізмів машинного відділення судна і палубних механізмів здійснює – старший механік. Незважаючи на те що мотористів навчають техніки безпеки в відповідних навчальних закладах, вони під час направлення на роботу проходять також вступний інструктаж з техніки безпеки, а після приходу на саме судно проходять інструктаж безпосередньо на своєму робочому місці. Періодичні інструктажі обов'язково проводяться не рідше одного разу на шість місяців. Позачерговий інструктаж проводять під час виконання особливо небезпечних робіт, а також із членами машинної команди, які порушили певні правила техніки безпеки.

Техніка безпеки під час обслуговування судових дизелів (головних і допоміжних):

1. Під час підготовки судового дизеля до пуску необхідно уважно оглянути кріплення і шплінтовку деталей і стан запобіжних пристроїв самого судового двигуна; про виявлені несправності – доповісти про це вахтовому механіку.

2. Під час прокачування паливних насосів не допускати потрапляння палива в циліндри судового двигуна; для цього необхідно відкрити усі контрольні крани на паливних форсунках і стежити, щоб паливо, яке прокачується, виходило через ці відкриті крани.

3. Далі необхідно відкрити індикаторні крани, увімкнути валоповоротний пристрій і провернути колінчастий вал судового двигуна на два оберти при вимкнених паливних насосах. Якщо в якомусь циліндрі виявилася вода – виявити причину несправності та обов'язково усунути течу.

					КРБ.142.4227ст.25.19.04.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4. Особливо уважно необхідно оглянути усі крани і усі вентиля нагнітальних трубопроводів, а також трубопроводів підведення і відведення рідини (води чи мастила), що охолоджує поршні.

5. Перед пуском суднового дизеля перевірити наявність на місцях усіх кожухів, огорожень, решіток, відкрити всі потрібні крани і вентиля на всіх трубопроводах, що забезпечують надійну подачу і відведення охолоджувальної води і мастила.

6. Під час пуску суднового дизеля присутність усіх сторонніх осіб у машинному відділенні, а також членів машинної команди, не пов'язаних із несенням та виконанням вахти, забороняється.

7. Безпосередньо перед пуском увімкнути компресор для подачі стиснутого повітря в повітряні ковпаки системи охолодження поршнів; невиконання цих важливих вимог може призвести до руйнування системи охолодження поршнів двигуна і до травм обслуговуючого персоналу судна.

8. Забороняється під час пуску суднового дизеля перебування обслуговуючого персоналу в районі його циліндрових кришок.

9. Будь-які несправності, що виникли під час пуску суднового дизеля, дозволяється усувати тільки після його зупинки.

10. Забороняється проводити ремонт трубопроводів, що перебувають під надлишковим тиском, закривати рукою пошкоджені паливні форсункові трубки.

11. Під час роботи суднового дизеля всі операції з його обслуговування необхідно виконувати досить обережно, не торкаючись рухомих і обертових частин.

12. Категорично забороняється відчиняти картерні люки одразу після зупинки суднового двигуна, оскільки повітря, що потрапляє в картер двигуна, утворює разом із масляними парами вибухонебезпечну займисту суміш. Відкриття картерних люків двигуна допускається через 20-30 хв після зупинки суднового дизеля.

13. Якщо ремонтні роботи проводяться в відкритому морі, коли потік води може повернути гребний вал, необхідно затиснути гальмо валопроводу, а за його відсутності – потрібно увімкнути валоповоротний пристрій.

					КРБ.142.4227ст.25.19.04.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

14. Для запобігання можливим вибухам у картерах і продувних ресиверах двигуна необхідно стежити за справним станом запобіжних клапанів.

Техніка безпеки під час обслуговування допоміжних механізмів машинного відділення:

1. Парові котли:

1.1. Необхідно завжди стежити за справним технічним станом швидкозапірних клапанів з дистанційним керуванням (з палуби), за допомогою яких прикривають надходження палива до паливних форсунок, у разі виникнення аварійної ситуації і коли перебування обслуговуючого персоналу судна біля котла небезпечно для життя.

1.2. Перед запалюванням форсунки необхідно ретельно оглянути топку і перевірити, чи немає в ній залишків палива, потім добре її провентилювати повітрям, перевірити стан усіх запобіжних клапанів і дію приводу для ручного підриву запобіжних клапанів.

1.3. Перевірити рівень води в паровому котлі.

1.4. За відсутності у котлі автоматичних пристроїв запалювання форсунок здійснюють за допомогою факела; при цьому необхідно чітко дотримуватися таких запобіжних заходів:

- довжина прутка з факелом має бути не менше ніж – 1 м;
- запалювати форсунку котла треба через спеціальний отвір;
- моторист судна при цьому повинен перебувати осторонь і ретельно стежити за запалюванням через спеціальне віконце, закрите запобіжним склом;
- гасити факел необхідно в спеціальній для цього трубі;
- якщо факел згас, а форсунка котла не загорілася, повторне запалювання дозволяється тільки після попередньої вентиляції топки котла і видалення палива, що вилилося.

1.5. Під час експлуатації котла необхідно стежити за рівнем води в ньому; у разі, якщо вода упущена, необхідно негайно припинити горіння в топці котла і живлення, відключити його від споживачів і дати повільно охолонути.

1.6. Ремонт суднового котла допускається тільки після стравлювання з нього пари, видалення води, вентиляції топки і відключення котла від системи живлення і від інших котлів.

2. Система стисненого повітря

2.1. Пуск компресора високого тиску необхідно здійснювати за відкритих продувних кранів на сепараторах, попередньо перевіривши наявність масла в картері.

2.2. Під час роботи компресора високого тиску необхідно періодично продувати сепаратори, оскільки потрапляння парів масла в систему стисненого повітря може утворити вибухонебезпечну суміш.

2.3. Після вимкнення компресора високого тиску необхідно продуті повітряні балони і видалити з них конденсат.

2.4. Стежити за нормальним технічним станом усіх запобіжних клапанів на компресорі високого тиску, повітряних балонах, повітрязапобіжниках, трубопроводах.

2.5. Забороняється проводити ремонтні роботи, пов'язані із застосуванням відкритого вогню, поблизу балонів стисненого повітря

2.6. Стукати по балонах високого тиску або проводити розбирання арматури, що перебуває під надлишковим тиском.

3. Насоси

3.1. Увімкнення в роботу поршневих насосів необхідно здійснювати тільки за відкритих усіх потрібних вентилів і кришок на нагнітальному і всмоктувальному трубопроводах.

3.2. Стежити за тим, щоб у повітряних ковпаках було наявне повітря, оскільки його відсутність може викликати гідравлічний удар і руйнування насоса.

3.3. Забороняється на ходу підтягувати сальники поршневого насоса і на валу відцентрового насоса.

3.4. Постійно стежити за показаннями контрольного манометра на нагнітальному трубопроводі і вакуумметра – на всмоктувальному.

3.5. Не допускати роботи суднового насоса при забрудненій приймальній сітці.

3.6. Усі роботи з ремонту суднового насоса необхідно здійснювати тільки після його зупинки.

Техніка безпеки під час виконання ремонтних робіт у машинному відділенні і на палубі судна (палубні допоміжні механізми)

Перед початком ремонтних робіт усі члени машинної команди судна проходять інструктаж з техніки безпеки залежно від виконуваних ними робіт, а також щодо підвищеної небезпеки, яка виникає в окремих зонах машинного відділення судна і на палубі у зв'язку з постановкою судна на ремонт.

Перед безпосереднім виконанням ремонтних робіт на судні необхідно обов'язково випустити із систем стиснене повітря, паливо, воду і мастило. Якщо передбачається регламентом проведення ремонтних робіт у танках, де зберігаються запаси палива, то після відкачування палива в берегові ємності або на інші судна танки необхідно обов'язково обробити хімічними мийними засобами або навіть пропарити. Виконання робіт дозволяється тільки після відповідного аналізу повітря в танках на предмет відсутності отруйних газів. Небезпечні ділянки в машинному відділенні судна (зняті захисні плити настилу, решітки, розібрані конструкції) необхідно огорожувати і вивішувати спеціальні попереджувальні таблички. Під час здійснення роботи на висоті інструмент та пристосування необхідно тримати або в спеціальних сумках, або на підстилці.

Використані під час роботи обтиральні матеріали необхідно складати в спеціальні закриті металеві ящики і виносити з машинного відділення судна наприкінці робочого дня.

Зняті з суднового дизеля та інших механізмів деталі, що не підлягають подальшому ремонту, необхідно маркувати і складати в спеціально відведені для цього місця на зберігання. Деталі, що підлягають подальшому ремонту, необхідно маркувати і складати або в спеціально відведене (заплановане) місце в машинному відділенні судна (майстерні, відкриті майданчики), або в цеху судноремонтного заводу. Перед виконанням ремонтних робіт на судні, пов'язаних із застосуван-

ням різних вантажопідіймальних засобів машинного відділення судна, необхідно обов'язково перевірити їхній технічний стан, змастити потрібні вузли, які труться, перевірити стан вантажного шкентеля або вантажного ланцюга, обов'язково перевірити стан стропів, римків, спеціальних підіймальних суднових пристосувань. Під час підйому циліндрових втулок суднового двигуна, циліндрових кришок, поршнів, а також інших деталей дизеля категорично забороняється перебувати під піднятими деталями; відводити їх убік (переміщувати) необхідно спеціальними відтяжками, не допускаючи при цьому розгойдування.

Взуття та спецодяг мотористів судна під час виконання ремонтних робіт на судні мають бути охайними, черевики зашнуровані, спецодяг застебнутий; не допускається робота в машинному відділенні судна у взутті на гумовій підшві.

Палубні механізми

Спостереження за нормальним технічним станом усіх палубних механізмів та їх подальший ремонт здійснює машинна команда судна. Під час виконання ремонтних робіт на палубі судна необхідно враховувати певну підвищену небезпеку судна, що перебуває на ремонті на судноремонтному заводі, особливо під час постановки його в плавучий док або інші суднопідйомні засоби. Про проведення ремонтних робіт на судні необхідно обов'язково довести до відома вахтового помічника капітана, виконавця робіт судноремонтного заводу, який відповідає за ремонт судна і стан техніки безпеки. Під час розбирання брашпіля судна, шпиля, вантажних лебідок і підйомних кранів електромеханік судна або заводські електрики повинні відключити їх від суднової мережі живлення.

Розбирання механічної частини вантажних лебідок і кранів дозволяється тільки після зняття стріл або їхнього укладання на спеціальні кронштейни і після від'єднання вантажних шкентелей. Розбирання брашпіля допускається тільки після зняття з нього навантаження: зняття якоря і ланцюга та їх відправлення на берег або закріплення спеціальним чином на судні.

Щодня після закінчення виконання робіт необхідно упорядковувати увесь інструмент і своє робоче місце. Розкриті механізми та агрегати вкривати спеціальними чохлами з метою запобігання їх можливого забрудненню та корозії.

					КРБ.142.4227ст.25.19.04.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.2. Розрахунок штучного освітлення машинного відділення

Завданням розрахунку штучного освітлення в приміщенні машинного відділення судна є встановлення потрібної кількості обраних світильників, які гарантовано дадуть змогу забезпечити високий ступінь освітленості приміщення (на рівні санітарних норм та вимог охорони праці). Розрахунки виконується у табличному вигляді (див. табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Розрахунок штучного освітлення машинного відділення

№ з/п	Найменування параметру	Розмірність	Формула для розрахунку	Значення
1.	Довжина приміщення, яка розраховується	A , м	–	27,00
2.	Ширина приміщення, яка розраховується	B , м	–	26,00
3.	Площа приміщення, яка розраховується	S , м ²	$S = A \cdot B$	702,00
4.	Коефіцієнт запасу освітленості приміщення	k	–	1,50
5.	Мінімальна норма санітарно-гігієнічна освітленості	E_n , лк	–	50,00
6.	Коефіцієнт мінімальної освітленості приміщення	z	$z = E_{сер}/E_{min}$	1,20
7.	Висота фіксації джерела світла (світильника)	H_p , м	–	5,00
8.	Коефіцієнт відбиття потоку від стелі приміщення	$\rho_{стеля}$, %	–	30,00
9.	Коефіцієнт відбиття потоку від стін приміщення	$\rho_{стіна}$, %	–	10,00
10.	Показник приміщення	i	$i = \frac{S}{H_p \cdot (A + B)}$	2,64905
11.	Коефіцієнт використання світлового потоку у приміщенні судна	η	–	0,700
12.	Потрібний світловий потік	$\sum \Phi_l$, лм	$\sum \Phi_l = E_n \cdot S \cdot z \cdot \frac{k}{\eta}$	90257,14286
13.	Світловий потік від приладу освітлення ДРЛ	Φ_l , лм	–	18210,00
14.	Кількість ламп (округлюється до ближчого більшого значення)	N , шт.	$N = \frac{\sum \Phi_l}{\Phi_l}$	≈ 5

4.3. Висновки до розділу

У розділі розглянуто основні положення з техніки безпеки при виконанні різного роду робіт з обслуговування, ремонту та експлуатації енергетичної установки судна та іншого допоміжного обладнання.

Виконано розрахунок штучного освітлення у приміщенні машинного відділення. Встановлено, що на таку площу машинного відділення потрібно встановити п'ять ламп типу ДРЛ (потік світла – 18210 лм) на висоті не нижче ніж 5 метрів від підлоги машинного відділення.

					КРБ.142.4227ст.25.19.04.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота «*Розрахунок допоміжного суднового двигуна 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22)*» присвячена розрахункам суднового дизеля, конструюванню елементів його кривошипно-шатунного механізму та містить усі рекомендовані завданням розділи і креслення.

Представлена загальна конструкція двигуна 6ЧН 22/26 (Wartsila 6R22) та його складових елементів. Проведено розрахунок робочого циклу, кінематики та динаміки СОД 6ЧН 22/26 (WARTSILA 6R22). Виконано розрахунок та побудову графічних залежностей, таких, як: згорнута індикаторна діаграма у $p-V / V_c$ координатах, а також діаграми у $T-S$ та $T - V/V_c$; кінематичні залежності переміщення, швидкості та прискорення поршню від кута п.к.в.; графіки діючих сил від кута п.к.в.

Розглянуто умови роботи та діючі сили на елементи поршневої групи двигуна. Представлено основні та перспективні матеріали для виготовлення деталей поршневої групи. Виконано розрахунок на міцність поршня та пальця суднового середньообертового двигуна Wartsila типу 6ЧН 22/26 (6R22). У результаті чого було визначено, що усі напруги для поршня та пальця знаходяться у допустимих межах.

У розділі охорони праці розглянуто основні положення з техніки безпеки при виконанні різного роду робіт з обслуговування, ремонту та експлуатації енергетичної установки судна та іншого допоміжного обладнання.

					КРБ.142.4227см.25.19.00.ПЗ	Аркуш
						68
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. 2. Доводка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 288 с.

2. 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.

3. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А. П. Марченка. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. – 488 с.

4. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2004. – 474 с

5. Абрамчук Ф. І., Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6 Надійність ДВЗ / Ф. І. Абрамчук, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. – 324 с.

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

7. 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.

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

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

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

					КРБ.142.4227см.25.19.00.ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		