

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
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРАХУНОК СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 17/19 (MTU 12V 4000 M93)

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олексій ГОГОРЕНКО

Здобувач освіти



Сергій МЕЛЬНИЧУК

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО

« _____ » _____ 20__ року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Мельничуку Сергію Олеговичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи *Розрахунок суднового двигуна типу 12ЧН 17/19 (MTU 12V 4000 M93)*

2. Керівник роботи *канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.*

(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 Номинальна потужність двигуна – 2340 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2100 хв⁻¹; ступінь стиску – 16,5; коефіцієнт надлишку повітря – 2,1; ступінь підвищення тиску в компресорі – 4,2.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Загальна конструкція і опис двигуна; перевірочний розрахунок робочого циклу; розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми; динамічний розрахунок двигуна; побудова діаграм динаміки; розрахунок відцентрового компресора системи наддуву; організація охорони праці в машинному відділенні судна.

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

Поперечний переріз двигуна типу І2СН 17/19;
Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;
Турбокомпресор.

7. Консультанти розділів роботи

[illegible]

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(прізвище та ініціали)

(підпис)

(прізвище та ініціали)

/Олексій ГОГОРЕНКО/

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі наведені результати розрахунку суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю 2340 кВт при номінальній частоті обертання колінчатого валу 2100 хв^{-1} . В якості базового двигуна був обраний двигун MTU 12V 4000 M93 (12ЧН 17/19).

В роботі виконано розрахунки робочого циклу двигуна, динамічних навантажень, а також розрахунок відцентрового компресора для наддуву двигуна. Наведено заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 76 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 14 джерел інформації. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: двигун судновий, компресор відцентровий, охорона праці, машинне відділення.

The qualification project presents the results of calculations for a marine internal combustion engine with a power output of 2340 kW at a nominal crankshaft rotational speed of 2100 rpm. The MTU 12V 4000 M93 (12ЧН 17/19) engine was chosen as the base model.

The project includes calculations of the engine's working cycle, dynamic loads, and the design of a centrifugal compressor for engine turbocharging. Measures to ensure occupational safety are also presented.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 76 pages of explanatory and calculation notes. A total of 14 information sources were used. The graphical part is presented on 3 drawings in A1 format.

Keywords: marine engine, centrifugal compressor, occupational safety, engine room.

					КРБ.142.4227ст.25.15.00.ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Загальна конструкція і опис двигуна MTU 12V4000 M93.....	8
1.1 Сфера застосування та технічна характеристика двигуна.....	8
1.2 Загальна компоновка двигуна.....	9
1.3 Конструктивні схеми вузлів та деталей руху двигуна.....	10
1.4 Тенденції розвитку двигунів даного типу.....	14
1.5 Висновок до розділу.....	15
2 Перевірочний розрахунок робочого циклу та динаміки двигуна типу 16ЧН 17/19.....	16
2.1 Вступ	16
2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна	16
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	18
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	27
2.5 Кінематичний розрахунок КШМ.....	29
2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	32
2.7 Висновок до розділу.....	38
3 Розрахунок турбокомпресора для двигуна типу 12ЧН 17/19.....	39
3.1 Вибір компресора-прототипу.....	39
3.2 Попереднє визначення колової швидкості	39
3.3 Розрахунок вхідної ділянки.....	40
3.4 Розрахунок робочого колеса компресора	42
3.5 Розрахунок ділянки безлопаточного дифузора.....	48
3.6 Розрахунок лопаткового дифузора	50
3.7 Розрахунок повітрязбірної завитки	55
3.8 Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора	57

3.9	Опис спроектованого компресора	58
3.10	Висновок до розділу.....	63
4	Організація охорони праці в машинному відділенні судна.....	64
4.1	Загальні положення.....	64
4.2	Потенційні небезпеки в машинному відділенні.....	66
4.3	Система управління охороною праці.....	68
4.4	Засоби колективного і індивідуального захисту.....	69
4.5	Охорона праці під час технічного обслуговування і ремонту.....	70
4.6	Висновок до розділу.....	72
	Висновки до роботи.....	73
	Література	75

ВСТУП

У сучасному суднобудуванні двигуни внутрішнього згоряння залишаються ключовим компонентом суднових енергетичних установок, забезпечуючи автономність, надійність та економічну ефективність експлуатації морських і річкових суден. Зважаючи на високі вимоги до компактності, потужності, витрат пального, а також екологічної безпеки, провідні виробники суднових двигунів продовжують вдосконалювати технічні характеристики дизельних агрегатів. Одним із найсучасніших прикладів такої техніки є високошвидкісний дизельний двигун MTU 12V4000 M93 — багатоциліндрова силова установка V-подібної компоновки, що знайшла широке застосування в судноплавстві, зокрема на пасажирських катамаранах, швидкісних яхтах, фрегатах, патрульних кораблях і навіть на спеціалізованій військовій техніці.

Двигун MTU 12V4000 M93 поєднує в собі передові технічні рішення в галузі конструкції кривошипно-шатунного механізму, паливної апаратури, турбонаддуву та систем охолодження. Його компактні розміри при високій питомій потужності роблять його привабливим з інженерної та експлуатаційної точок зору. Водночас, для забезпечення тривалого ресурсу, стабільності показників і екологічної безпеки потребується точне проектування, динамічне балансування та глибокий аналіз усіх елементів двигуна, включаючи робочий цикл, системи змащування, охолодження та наддуву.

Метою даної кваліфікаційної роботи є всебічне вивчення конструкції суднового дизельного двигуна типу 12ЧН 17/19 (MTU 12V4000 M93), дослідження його робочих і динамічних процесів, виконання теплового розрахунку та розрахунків турбокомпресора. У процесі роботи здійснено перевірочне моделювання робочого циклу з побудовою індикаторної діаграми, кінематичний і динамічний аналіз кривошипно-шатунного механізму, розрахунок параметрів турбокомпресора і проектування його основних елементів.

					КРБ.142.4227ст.25.15.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

Значну увагу в роботі також приділено питанням організації безпечних умов праці при експлуатації двигуна, з урахуванням чинних норм охорони праці та виробничої санітарії. Такий комплексний підхід дозволяє не лише глибше зрозуміти особливості функціонування сучасного суднового дизельного двигуна, але й сформувати практичні інженерні навички, необхідні для подальшої фахової діяльності в галузі енергетичного машинобудування.

					КРБ.142.4227ст.25.15.00.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ І ОПИС ДВИГУНА

MTU 12V 4000 M93

1.1 Сфера застосування та технічна характеристика двигуна

Дизельний двигун MTU 12V 4000 M93 належить до серії високопродуктивних V-подібних 12-циліндрових двигунів внутрішнього згоряння з чотиритактним робочим циклом і турбонаддувом, розроблених німецькою компанією MTU Friedrichshafen GmbH, яка входить до складу корпорації Rolls-Royce Power Systems.

Цей тип двигуна призначений для експлуатації в умовах, де потрібна висока питома потужність, компактні габарити та висока надійність. Двигуни MTU серії 4000, зокрема модифікація 12V 4000 M93, знайшли широке застосування в наступних галузях:

- Суднобудування: як головні двигуни на високошвидкісних пасажирських катамаранах, приватних і комерційних яхтах, патрульних катерах та військових кораблях;
- Енергетика: як привід генераторів в автономних енергетичних установках;
- Промисловий транспорт: на залізничному транспорті та спеціалізованій важкій техніці;
- Військова техніка: на бойових платформах морського базування та допоміжних суднах.

Двигун відповідає сучасним міжнародним вимогам щодо рівня викидів (залежно від конфігурації може бути сертифікований згідно з ІМО Tier II/III) та має високу ремонтпридатність завдяки модульній конструкції. Основні технічні характеристики двигуна MTU 12V 4000 M93 представлені в табл. 1.1.

					КРБ.142.4227ст.25.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Таблиця 1.1. Основні технічні характеристики двигуна MTU 12V 4000 M93

Параметри	Значення
Тип двигуна	Чотиритактний V-подібний дизель
Кількість циліндрів	12
Конфігурація	V12, кут між блоками – 90°
Робочий об'єм	≈ 51,7 л
Діаметр циліндра	170 мм
Хід поршня	190 мм
Номінальна потужність	2340 кВт (приблизно 3135 к.с.)
Частота обертання	2100 об/хв
Ступінь стиснення	16,5
Турбонаддув	Двонадувний, з проміжним охолодженням
Система впорскування	Електронно-керована Common Rail
Питома ефективна витрата палива	≈ 0,218 кг/кВт·год
Система пуску	Повітряна або електрична
Система охолодження	Прісноводна, з теплообмінником
Маса двигуна (суха)	Близько 8,41 т
Паливо	Дизельне паливо морського класу (ISO 8217)
Масило	SAE 40, рекомендовані бренди: Castrol, Shell, Mobil, Total

Завдяки комбінації високої потужності, економічності та компактності, двигун MTU 12V 4000 M93 є ефективним рішенням для встановлення на сучасні морські судна, що потребують швидкого виходу на режим, високої маневреності та надійності в складних умовах експлуатації.

1.2 Загальна компоновка двигуна

Двигун MTU 12V4000 M93 (рис. 1.1) є чотиритактним, V-подібним дизельним двигуном з 12 циліндрами, розташованими під кутом 90° між блоками. Ця компоновка дозволяє досягти високої питомої потужності при збереженні компактності агрегату та забезпеченні ефективного балансування мас інерції другого порядку. Двигун має прямий привід колінчастого вала, систему турбонаддуву з проміжним охолодженням наддувного повітря, електронно-керовану паливну систему Common Rail та багатофункціональні системи змащування й охолодження.

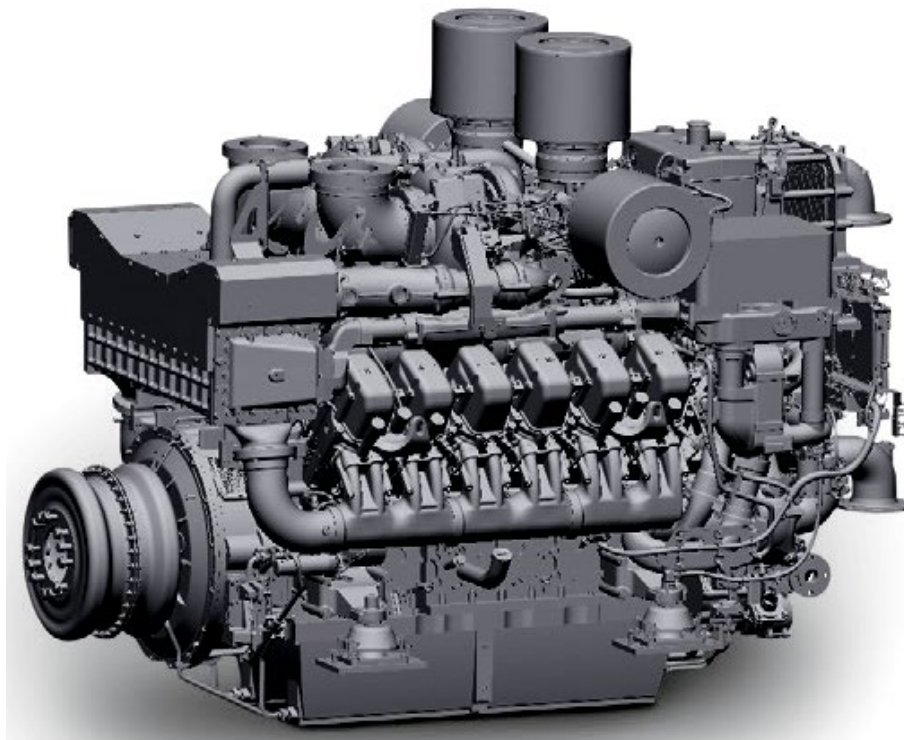


Рис. 1.1. Двигун MTU 12V 4000 M93

Корпус двигуна виготовлений із високоякісного чавуну з графітовою структурою, що забезпечує високу жорсткість при відносно невеликій масі. Блок циліндрів виконаний у вигляді моноблока з вмонтованими гільзами «мокрого» типу, які полегшують обслуговування і ремонт. Циліндрові головки – індивідуальні, з чотириклапанною системою газорозподілу на кожний циліндр.

Оглядові кришки картера зроблені з легкого сплаву і посаджені на моноблоці за допомогою гумових ущільнень, та з одної сторони в оглядових кришках встановлений запобіжний клапан.

1.3 Конструктивні схеми вузлів та деталей руху двигуна

Колінчатий вал (рис. 1.2) кований із легованої сталі, має значну жорсткість і балансування за допомогою противаг. Встановлений у нижній частині блоку двигуна на опорних підшипниках з гідравлічним затягуванням. На передньому кінці вала розташовані елементи приводу допоміжних агрегатів і демпфер крутильних коливань.

					КРБ.142.4227ст.25.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10



Рис. 1.2. Колінчатий вал

Шатунно-поршнева група складається з кованих сталевих шатунів (рис. 1.3) із роз'ємною нижньою головкою, а також поршнів (рис. 1.4) комбінованої конструкції – з алюмінієвим корпусом та сталевою верхньою вставкою для підвищення зносостійкості. Охолодження поршнів здійснюється струменем масла через свердловини в шатуні, що покращує тепловий режим і знижує ризик перегріву.



Рис. 1.3. Шатун

У нижній головці шатуна встановлені біметалеві вкладиші, в верхню запресовані дві втулки з бронзи з гвинтовими канавками на внутрішній поверхні.

Поршень має комбіновану будову: його юбка виготовлена з чавуну, а головка – з кованої сталі; ці частини з'єднані різьбою. У зазор між головкою та спідницею подається мастило для її охолодження — з використанням так званого ефекту «шейкера». Мастило надходить від корінного підшипника через канал у колінчатому валу до шатунного підшипника, далі – через отвір у тілі шатуна, проходить крізь поршневий палець і спідницю поршня вгору до зони охолодження, після чого повертається до масляного піддону.



Рис. 1.4. Поршень

Головки блоку циліндрів (рис. 1.5) виготовлені з чавуну з кулястим графітом. Кожна головка має два впускних клапана, два випускних клапана, розміщених по центру форсунці і індикаторний клапан. Головки блоку циліндрів індивідуально кріпляться до гільзи циліндра за допомогою чотирьох шпильок і гайок, які затягуються гідравлічним способом.

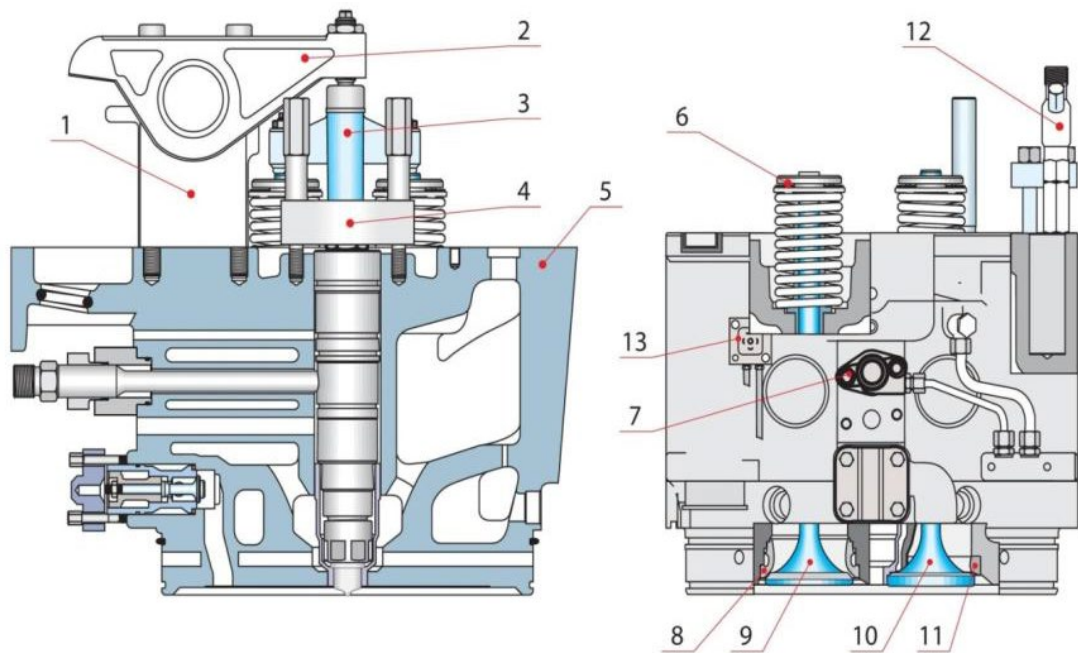


Рис. 1.5. Головка блоку циліндрів: 1 – опірня стійка; 2 – коромисло; 3 – траверса для клапанів; 4 – траверса для форсунки; 5 – корпус головки; 6 – пристрій обертаючий; 7 – гвинти; 8 – сідло випускного клапана; 9 – клапан випускний; 10 – клапан впускний; 11 – сідло впускного клапана; 12 – кран індикаторний; 13 – датчик температури

Газорозподільний механізм включає верхній розподільний вал (на кожний блок циліндрів окремо), який приводиться в дію від колінчастого вала через систему шестерень. У конструкції використовується багатоточкове гідравлічне регулювання зазорів у приводі клапанів, що мінімізує потребу в обслуговуванні.

Система наддуву складається з двох газотурбінних компресорів із повітряними проміжними охолоджувачами, що дозволяє підтримувати високий ступінь наддуву (до 4,2) при ефективному зменшенні температури заряду, підвищуючи ККД двигуна.

Система змащування – комбінована, з головним шестеренчастим насосом, відцентровими і сітчастими фільтрами, теплообмінником та насосом попереднього змащування. Масляний піддон розділений на секції, що забезпечує рівномірне надходження масла незалежно від положення двигуна на судні.

Система охолодження є двоконтурною: один контур використовує прісну воду для охолодження головки, блока циліндрів і масла через теплообмінник, інший – морську воду для відводу тепла від головного теплообмінника та інтеркулера.

Система пуску реалізується через пневматичний або електричний стартер, залежно від комплектації. Повітря подається до пускових клапанів, які послідовно відкриваються, забезпечуючи обертання колінчастого вала з поступовим підвищенням частоти обертання до самостійного запуску.

Загальна компоновка двигуна забезпечує зручність обслуговування, доступність основних агрегатів і мінімізацію втрат на внутрішні опори та з'єднання. Конструкція MTU 12V 4000 M93 враховує вимоги суднових класифікаційних товариств щодо надійності, вібраційної стійкості та протипожежної безпеки.

					КРБ.142.4227ст.25.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

1.4 Тенденції розвитку двигунів даного типу

Двигуни серії MTU 4000, до якої належить модель 12V 4000 M93, відзначаються високим рівнем технічної досконалості та постійно вдосконалюються відповідно до сучасних вимог суднової та промислової галузей. Основні тенденції розвитку таких двигунів зосереджені на підвищенні потужності та ресурсу, зниженні питомої витрати пального, покращенні екологічних показників, а також інтеграції з цифровими системами керування та моніторингу.

Однією з ключових тенденцій є застосування електронно-керованих паливних систем типу Common Rail нового покоління. Це дозволяє точніше дозувати подачу палива в кожному циліндрі, адаптувати впорскування до режиму роботи двигуна, зменшити рівень викидів NO_x, CO та твердих частинок, а також забезпечити м'який і стабільний запуск двигуна.

Іншою важливою тенденцією є підвищення ступеня наддуву за рахунок вдосконалення конструкції турбокомпресорів та впровадження двоступеневого наддуву. Це дає змогу підвищити літрову потужність без суттєвого збільшення масогабаритних параметрів двигуна.

Також актуальним є розвиток систем рекуперації теплової енергії, зокрема за допомогою утилізаційних котлів, що працюють на відпрацьованих газах. Це сприяє загальному підвищенню енергоефективності енергетичних установок на судах.

Окремо варто відзначити зростання значення екологічної безпеки. Нові покоління двигунів MTU відповідають суворим нормам ІМО Tier II і Tier III щодо шкідливих викидів завдяки впровадженню SCR-систем (селективного каталітичного відновлення) та фільтрів сажі. Такі рішення особливо важливі для суден, що експлуатуються в зонах з контрольованими викидами (ECA – Emission Control Areas).

Ще одним важливим напрямом розвитку є цифровізація систем управління двигуном. Використання інтелектуальних систем діагностики, дистанційного моніторингу та технічного прогнозування дозволяє забезпечити сво-

					КРБ.142.4227ст.25.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

єчасне технічне обслуговування, зменшити ризик аварійних ситуацій та підвищити загальну надійність енергетичної установки.

Таким чином, розвиток двигунів типу MTU 12V 4000 M93 відбувається у напрямку поєднання високої потужності, економічності, екологічності та інтегрованості з цифровими технологіями, що забезпечує їхню актуальність і конкурентоспроможність у світовому машинобудуванні.

1.5 Висновок до розділу

У даному розділі було розглянуто загальні конструктивні особливості, область застосування та технічні характеристики суднового дизельного двигуна MTU 12V 4000 M93. Проаналізовано його компоновку, зокрема будову основних вузлів і систем, включаючи блок циліндрів, шатунно-поршкову групу, газорозподільний механізм, систему змащування, охолодження та турбонаддуву. Визначено, що дана модель двигуна поєднує в собі високу питому потужність, надійність, економічність та екологічну безпеку, що робить її оптимальним вибором для суден різного призначення.

Також було проаналізовано основні технологічні тенденції розвитку двигунів даного типу, зокрема впровадження електронного керування паливною апаратурою, вдосконалення турбокомпресорів, цифровізацію процесів управління та моніторингу, а також впровадження екологічних рішень відповідно до міжнародних стандартів. Це підтверджує актуальність обраної теми та доцільність подальших досліджень у напрямку модернізації високошвидкісних дизельних двигунів внутрішнього згоряння.

					КРБ.142.4227ст.25.15.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

РОЗДІЛ 2. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІКИ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 17/19

2.1 Вступ

Основною ціллю розрахунку робочого циклу є визначення ключових параметрів і показників, які характеризують ефективність і економічність роботи дизельного двигуна. Розрахунки зазвичай проводяться для номінального режиму, але при використанні змінних режимів необхідно враховувати особливості конкретної ситуації при виборі вихідних даних.

Розрахунковий цикл ДВЗ включає п'ять послідовних процесів: наповнення, стискування, згоряння палива, розширення і випуск. Для розрахунку циклу двигуна MTU 12V 4000 M93 використовується комп'ютерна методика, заснована на методі теплового розрахунку В. І. Гринвіцького. Цей метод адекватно відображає теплові процеси у робочому циліндрі і є інженерно-аналітичним дослідженням, заснованим на загальновідомих принципах термодинаміки та термохімії.

2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Вихідні параметри для розрахунку робочого циклу підбираються за паспортними даними двигуна (у розрахунку на номінальний режим), або вибираються з довідкових даних для заданого типу двигуна, його швидкохідності і призначення.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні атмосферні умови).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,101$ МПа (стандартні атмосферні умови) [4].

Ступінь стиску ε . При обранні значення ступеня стиску слід враховувати діаметр циліндра і спосіб утворення суміші. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 \dots 18$ [4]. Для розрахунку приймаємо $\varepsilon = 16,5$.

					КРБ.142.4227ст.25.15.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

Коефіцієнт надлишку повітря α . Даний коефіцієнт так само залежить від діаметру циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння і $D_{ц} < 200$ мм та $\varepsilon = 16,5$, коефіцієнт надлишку повітря буде знаходитись в межах $1,6 \dots 2,6$ [4]. Для розрахунку приймаємо $\alpha = 2,1$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . На значення цього коефіцієнту впливають тип двигуна, особливості газообміну і повітропостачання. Для розрахунку приймаємо $\gamma_r = 0,02$ [4].

Коефіцієнт використання теплоти в точках z (ξ_z) та b (ξ_b). Ця коефіцієнти змінюється в широкому діапазоні і залежать від ступеня досконалості двигуна. Існує рекомендація стосовно призначення цих величин після аналізу теплового балансу двигуна, близьких до проєктованого. Для сучасних ВОД ці коефіцієнти знаходяться у межах: $\xi_z = 0,80 \dots 0,92$, $\xi_b = 0,90 \dots 0,95$ [4]. Для розрахунку приймаємо $\xi_z = 0,83$; $\xi_b = 0,94$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для ВОД значення $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [4]. Для розрахунку приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина становить: $5 \dots 15$ К – для ДВЗ з наддувом та $10 \dots 20$ К – для безнаддувного ДВЗ [4]. Для розрахунку приймаємо $\Delta T_a = 5$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту обирають на підставі експериментальних даних, звертаючи увагу на тип двигуна і особливості системи газообміну. Для 4-х тактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,98$ [4]. Для розрахунку приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД із $D_{ц} < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$ механічний ККД знаходиться у межах від $0,80$ до $0,89$ [4]. Для розрахунку приймаємо $\eta_m = 0,8$.

Зменшення тиску у охолоджувачі наддувного повітря ΔP_{ox} . Охолоджувач наддувного повітря чинить опір на шляху наддувного повітря, тому у ньому відбувається падіння тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа [4].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такої швидкохідності значення T_r знаходиться у межах від 600 до 900 К. Для розрахунку приймаємо $T_r = 740$ К [4].

Хімічний склад палива. Моделювання робочого циклу проводимо з паливом середнього складу [4]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчатого вала. Так для 4-х – тактних двигунів Z слід приймати 0,5 [4].

Нижча теплота згоряння палива. Для розрахунку приймаємо $Q_n = 42664,4$ кДж/кг.

Ступінь підвищення тиску наддувного повітря в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 4,2$, що також відповідає завданню.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_p . Для 4-х – тактних двигунів ця величина дорівнює нулю [4].

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми виконуються за допомогою комп'ютера із застосуванням розрахункової програми, створеної в середовищі *MathCAD*. Для проведення розрахунку обирається модель двигуна з вільним турбокомпресором. Отримані результати наведені у вигляді друкованого звіту.

Параметри, необхідні для побудови індикаторної діаграми, розраховані та подані в таблиці 2.1, а сама діаграма представлена на рисунку 2.1.

					КРБ.142.4227ст.25.15.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

Розрахунок робочого циклу двигуна

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 2340$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 2100$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.101$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 4.2$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.15$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.02$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.83$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.94$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon = 16.5$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.2$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 5$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.8$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.73$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.96$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 740$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0.87$ $H = 0.126$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 12$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.17$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.19$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

- 1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.1$
- 1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.41$
- 1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.93$
- 1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.78$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.424$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 496.684$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 301.147$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 314.654$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.420$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.408$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.969$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

$$c'_{\nu} = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

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

$$c''_{\nu} = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

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



$$b_c = 0.00251$$

$$a_{\nu c} = 19.271$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{\nu c} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.365$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}$$

$$P_c = 18.723$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 875.976$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.039$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0304$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0298$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.883$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.026$$

4.6 Середня мольна ізорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.78805$$

$$b_z = 0.00298$$

4.7 Середня мольна ізорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

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

$$a_{vb} = 19.85455$$

$$b_b = 0.00304$$

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



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

звідки: $T_z = 1778.326$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 22.467$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.736$$

5.2 Ступінь послідуного розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 9.503$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

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



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

$$n_2 = 1.247$$

$$T_b = 1020.38$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 1.357$$

					КРБ.142.4227ст.25.15.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 3.296$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 3.23$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

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

$$b_i = 0.174$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_i = 0.484$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 2.584$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0.387$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$$

$$b_e = 0.2179$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 2342.055$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = 0.088 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

					КРБ.142.4227ст.25.15.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		24

8. Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

$$\frac{Дж}{кг \cdot K} \quad R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 4.906$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 5.048$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.403$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 802.493$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.071$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{Дж}{кг \cdot K} \quad R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.371$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.373$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$$

$P_{kd} = 4.199$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = -0.026 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$P = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,365
Показник політропи розширення n_2	1,247
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	18,723
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	22,467
Ступінь попереднього розширення ρ	1,736
Ступінь стиснення ε	16,5

Таблиця 2.1.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	22,47	
1,00	18,72	22,47
1,74	8,82	22,47
2,47	5,44	14,44
3,21	3,81	10,43
3,95	2,87	8,06
4,69	2,27	6,51
5,43	1,86	5,42
6,17	1,56	4,63
6,90	1,34	4,02
7,64	1,17	3,54
8,38	1,03	3,15
9,12	0,92	2,84
9,86	0,82	2,58
10,59	0,75	2,36
11,33	0,68	2,17
12,07	0,62	2,00
12,81	0,58	1,86
13,55	0,53	1,73
14,29	0,50	1,62
15,02	0,46	1,52
15,76	0,43	1,43
16,50	0,41	1,36
16,50		0,41

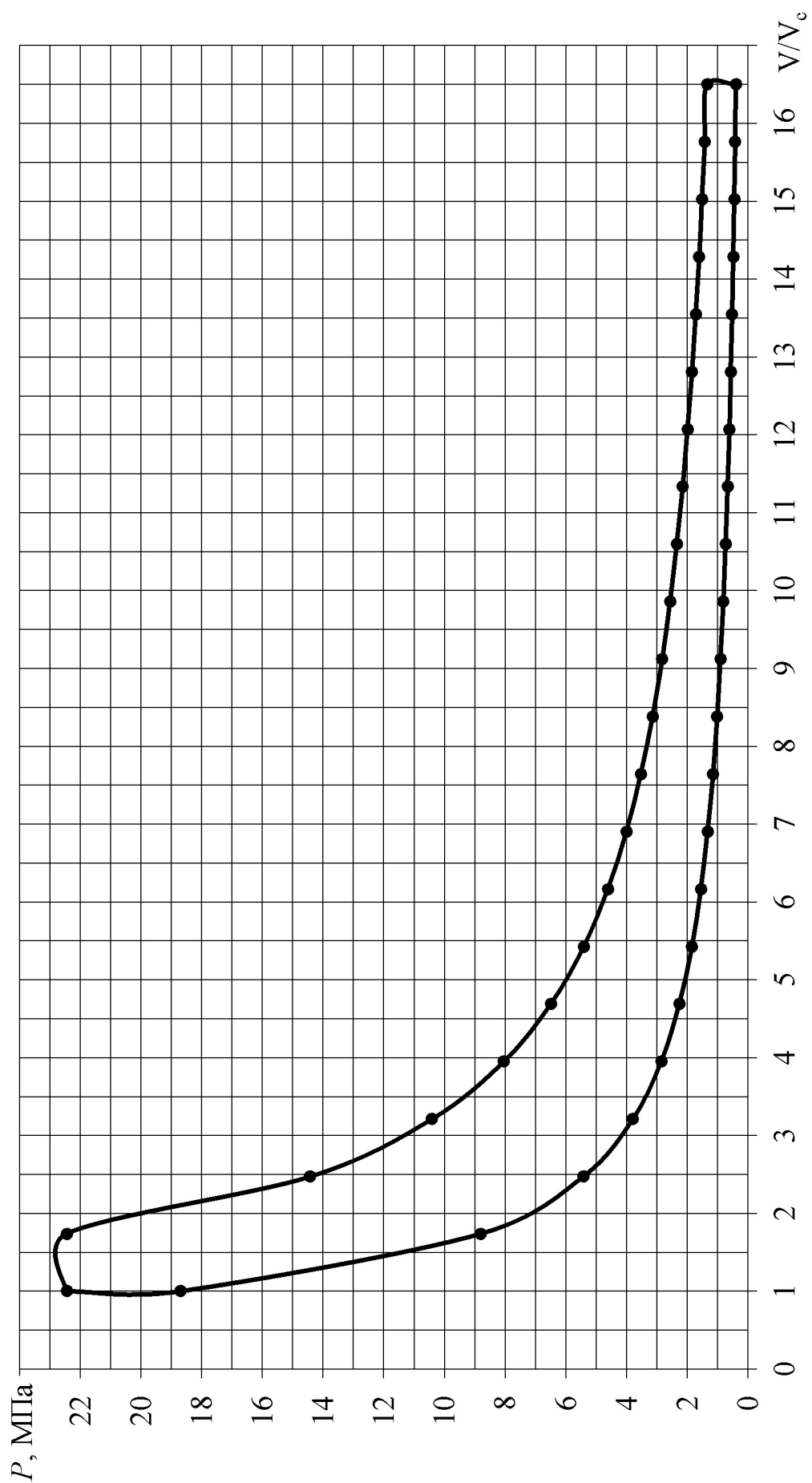


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна MTU 12V 4000 M93

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.142.4227ст.25.15.02.ПЗ

2.5 Кінематичний розрахунок КШМ

Кінематичний розрахунок кривошипно-шатунного механізму двигуна дозволяє визначити зміну шляху, швидкості, прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа колінчастого валу.

Переміщення поршня визначається з виразу

$$S_{n\varphi} = R \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

де R – радіус кривошипа ($R = S_n / 2 = 0,17 / 2 = 0,085$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,28$), м.

Швидкість поршня – це похідна від шляху за часом. Отже, швидкість поршня дорівнює

$$C_{\varphi} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

де ω – кругова швидкість кривошипа ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 219,91$), рад/с.

Прискорення поршня є першою похідною швидкості поршня по часу

$$j_{\varphi} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

На основі наведених формул визначимо зміну шляху, швидкості, прискорення поршня для різних значень кута повороту колінчастого валу двигуна. Результати розрахунку зведені в табл. 2.2.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 2.2 – 2.4.

Таблиця 2.2. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	5261,68
15	0,0037	6,0890	4967,41
30	0,0144	11,2355	4135,46
45	0,0308	14,9327	2906,70
60	0,0514	17,1997	1479,85
75	0,0741	18,3497	67,14
90	0,0969	18,6925	-1150,99
105	0,1181	18,3497	-2060,71
120	0,1364	17,1997	-2630,84
135	0,1511	14,9327	-2906,70
150	0,1616	11,2355	-2984,47
165	0,1679	6,0890	-2973,83
180	0,1700	0,0000	-2959,70
195	0,1679	-6,0890	-2973,83
210	0,1616	-11,2355	-2984,47
225	0,1511	-14,9327	-2906,70
240	0,1364	-17,1997	-2630,84
255	0,1181	-18,3497	-2060,71
270	0,0969	-18,6925	-1150,99
285	0,0741	-18,3497	67,14
300	0,0514	-17,1997	1479,85
315	0,0308	-14,9327	2906,70
330	0,0144	-11,2355	4135,46
345	0,0037	-6,0890	4967,41
360	0,0000	0,0000	5261,68

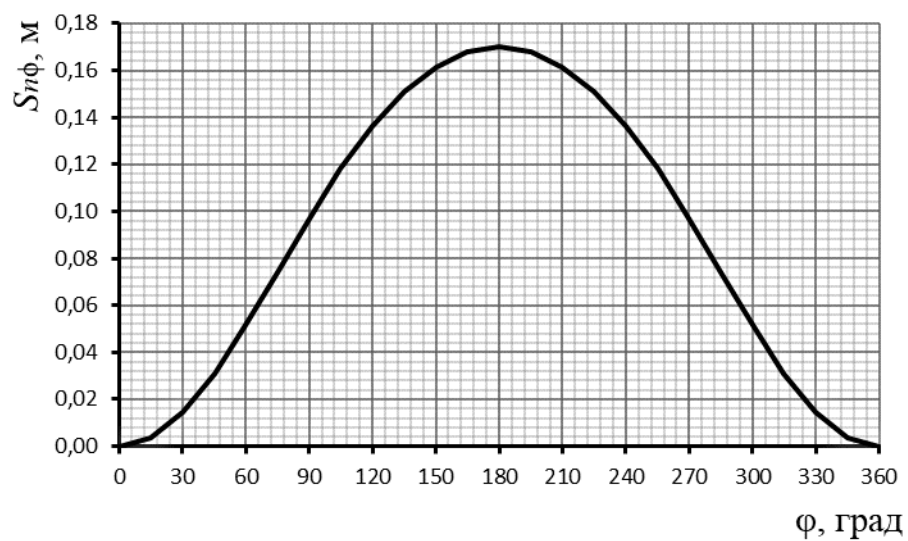


Рис. 2.2. Зміна переміщення поршня

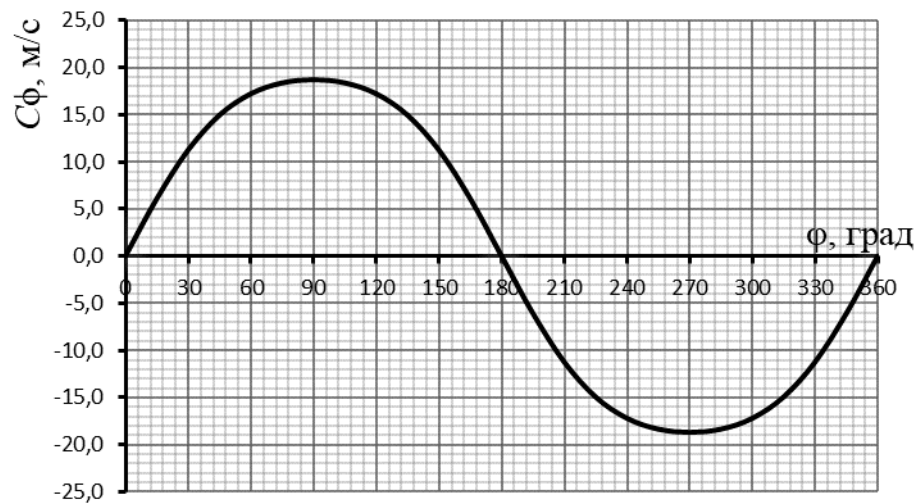


Рис. 2.3. Зміна швидкості поршня

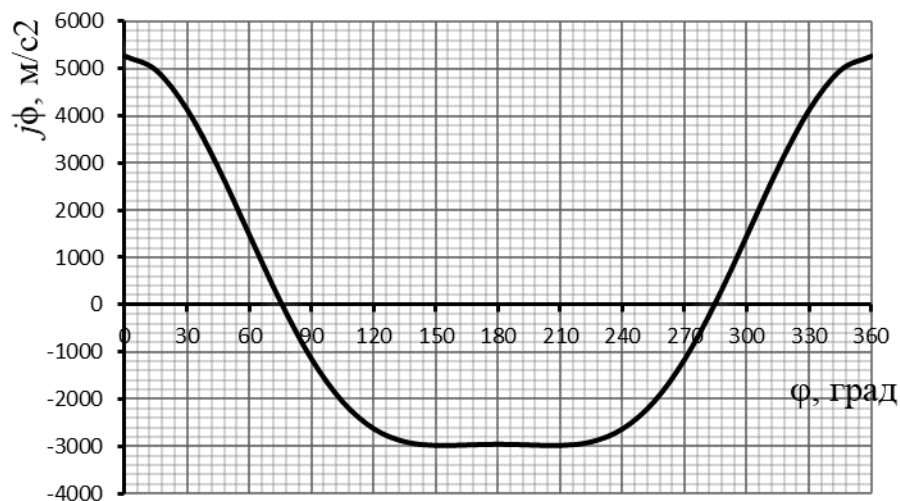


Рис. 2.4. Зміна прискорення поршня

Залежність ходу поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для визначення положення поршня в циліндрі, що важливо для оцінки поточного значення тиску на тактах стиску і розширення.

Значення швидкості поршня необхідно для розрахунку впускної системи. За середньої швидкості поршня визначають швидкість повітряного потоку в каналах впускної системи і втрати тиску в місцевих опорах, що необхідно для оцінки величини тиску свіжого заряду у кінці такту впуску.

Залежність прискорення поршня від кута повороту колінчастого валу необхідна для розрахунку сил інерції від поступально рухомих мас.

2.6 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

Під час проведення аналізу динамічних явищ в двигунах перш за все розглядають сили від тиску газів P_T і сили інерції P_j . Запишемо рівняння для визначення сумарної сили, яка діє на поршень

$$P = P_T + P_j$$

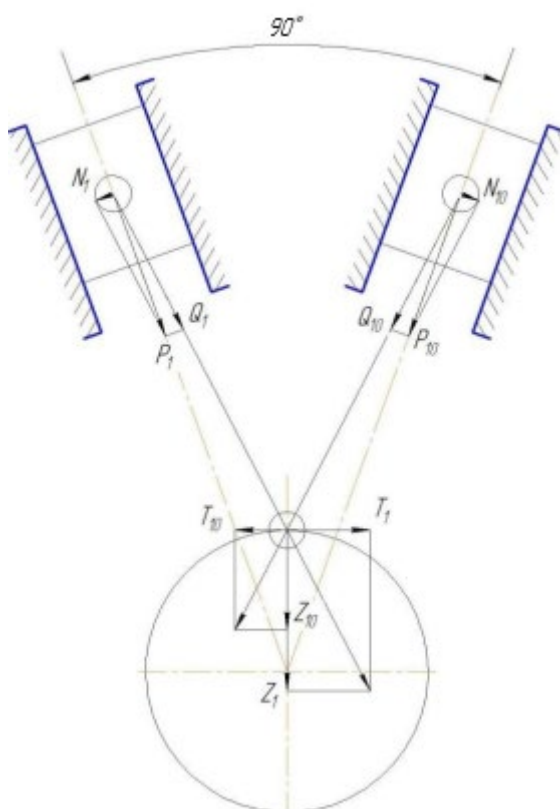


Рис. 2.5. Схема сил, що діють у КШМ

Припустимо, що сумарна сила P тиснить на поршень вниз і лінія дії збігається із віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких S направимо по вісі шатуна, іншу – N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Сила S діє вздовж шатуна, там самим або розтягуючи, або стискаючи його, і передається на шатунну шийку колінчастого валу:

$$S = P \cdot (1/\cos \beta).$$

Перенесемо силу S вздовж лінії її дії і припустимо, що вона прикладена до колінчатого валу, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно до радіусу колінчатого валу, а другу – R направимо по вздовж радіусу.

Отже тангенціальна складова:

$$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

відповідно нормальна:

$$R = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Сила T створює крутний момент двигуна, який через колінчастий вал передається споживачу:

$$M_K = T_r = P_r \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h,$$

де: $h = r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta$

Перекидаючий момент в точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком:

$$M_{\text{опр.}} = -N \cdot h = -P \tan \beta r \sin(\varphi + \beta) / \sin \beta = -P_r \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta = -M_K.$$

В результаті дії на опори двигуна крутного моменту в них створюється рівний йому, але протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямок сил і крутний момент за годинниковою стрілкою слід вважати додатними. Зворотній напрямок – від'ємними.

З метою отримання кількісних величин сил, які діють в кривошипно-шатунному механізмі, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначають силу тиску газів при будь-якому положенні колінчатого валу, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, яка діє на поршень, знаходимо з рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

$$j = r \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Маса m_n є маса всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршневий палець, деталі, що обмежують осьове переміщення поршневого пальця. Маса цих деталей зосереджена на вісі поршневого пальця.

Шатун здійснює складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі шатунної групи замінюють сукупною масою, яка динамічно їм еквівалентна. Значення маси системи, що замінюється, умовно ділиться на дві. Відносячи їх до вісі поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса рухається разом із поршнем, а друга – разом із колінчатим валом.

Аналіз конструкцій сучасних двигунів показує, що на частку маси, яка відноситься до вісі поршневого пальця, припадає 25...33% від загальної маси деталей групи шатуна, а 67...75% припадає на частку маси, яка робить обертальний рух разом із колінчатим валом. Отже, сила інерції деталей, що рухаються разом із поршнем визначається за формулою:

$$P_j = - m_n r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

де m_n – маса деталей поршневої групи і частина маси деталей шатунної групи, віднесена до вісі поршневого пальця.

Метою п. 2.6 кваліфікаційної роботи є визначення сил, які діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил в залежності від куту повороту колінчатого валу.

Вихідні дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,280.

Маса деталей, що здійснюють зворотно-поступально рух m_n11,2 кг.

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *LibreOffice Calc*.

Результати розрахунку представлені в табл. 2.3.

За даними табл. 2.3 було побудовано діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлено на рис. 2.6, 2.7.

Таблиця 2.3. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,4200	-2,5950	-2,1750	0,0000	-2,1750	0,0000
15	0,4200	-2,4499	-2,0299	-0,1475	-1,9225	-0,6678
30	0,4200	-2,0395	-1,6195	-0,2290	-1,2881	-1,0081
45	0,4200	-1,4335	-1,0135	-0,2047	-0,5719	-0,8614
60	0,4200	-0,7298	-0,3098	-0,0774	-0,0879	-0,3071
75	0,4200	-0,0331	0,3869	0,1087	-0,0049	0,4018
90	0,4200	0,5677	0,9877	0,2881	-0,2881	0,9877
105	0,4200	1,0163	1,4363	0,4035	-0,7615	1,2829
120	0,4200	1,2975	1,7175	0,4293	-1,2305	1,2728
135	0,4200	1,4335	1,8535	0,3744	-1,5754	1,0459
150	0,4200	1,4719	1,8919	0,2675	-1,7722	0,7143
165	0,4200	1,4667	1,8867	0,1371	-1,8578	0,3559
180	0,4200	1,4597	1,8797	0,0000	-1,8797	0,0000
195	0,4145	1,4667	1,8812	-0,1367	-1,8525	-0,3549
210	0,4354	1,4719	1,9073	-0,2697	-1,7866	-0,7201
225	0,4745	1,4335	1,9080	-0,3854	-1,6217	-1,0767
240	0,5399	1,2975	1,8374	-0,4593	-1,3164	-1,3616
255	0,5472	1,0163	1,5635	-0,4392	-0,8289	-1,3965
270	0,6268	0,5677	1,1944	-0,3484	-0,3484	-1,1944
285	0,8432	-0,0331	0,8101	-0,2276	-0,0102	-0,8414
300	1,3455	-0,7298	0,6157	-0,1539	0,1746	-0,6102
315	2,5143	-1,4335	1,0808	-0,2183	0,6099	-0,9186
330	5,3746	-2,0395	3,3351	-0,4716	2,6525	-2,0759
345	12,4027	-2,4499	9,9529	-0,7232	9,4266	-3,2745
360	21,9670	-2,5786	19,3884	-0,4733	19,2733	-2,1613
375	22,4670	-2,4499	20,0171	1,4545	18,9586	6,5857
390	15,7378	-2,0395	13,6983	1,9368	10,8946	8,5265
405	8,4238	-1,4335	6,9902	1,4119	3,9444	5,9412
420	5,1140	-0,7298	4,3841	1,0958	1,2431	4,3447
435	3,4742	-0,0331	3,4411	0,9667	-0,0431	3,5740
450	2,5839	0,5677	3,1515	0,9192	-0,9192	3,1515
465	2,0658	1,0163	3,0821	0,8659	-1,6341	2,7530
480	1,7507	1,2975	3,0481	0,7619	-2,1839	2,2588
495	1,5558	1,4335	2,9893	0,6038	-2,5407	1,6868
510	1,4383	1,4719	2,9102	0,4115	-2,7260	1,0987
525	1,3752	1,4667	2,8419	0,2065	-2,7985	0,5361
540	1,3554	1,4597	2,8151	0,0000	-2,8151	0,0000
555	0,4030	1,4667	1,8697	-0,1358	-1,8411	-0,3527
570	0,4030	1,4719	1,8749	-0,2651	-1,7563	-0,7079
585	0,4030	1,4335	1,8365	-0,3710	-1,5609	-1,0363
600	0,4030	1,2975	1,7005	-0,4250	-1,2183	-1,2602
615	0,4030	1,0163	1,4193	-0,3987	-0,7525	-1,2678
630	0,4030	0,5677	0,9707	-0,2831	-0,2831	-0,9707
645	0,4030	-0,0331	0,3699	-0,1039	-0,0046	-0,3842
660	0,4030	-0,7298	-0,3268	0,0817	-0,0927	0,3239
675	0,4030	-1,4335	-1,0305	0,2082	-0,5815	0,8759
690	0,4030	-2,0395	-1,6365	0,2314	-1,3016	1,0187
705	0,4030	-2,4499	-2,0469	0,1487	-1,9386	0,6734
720	0,4030	-2,5950	-2,1920	0,0000	-2,1920	0,0000

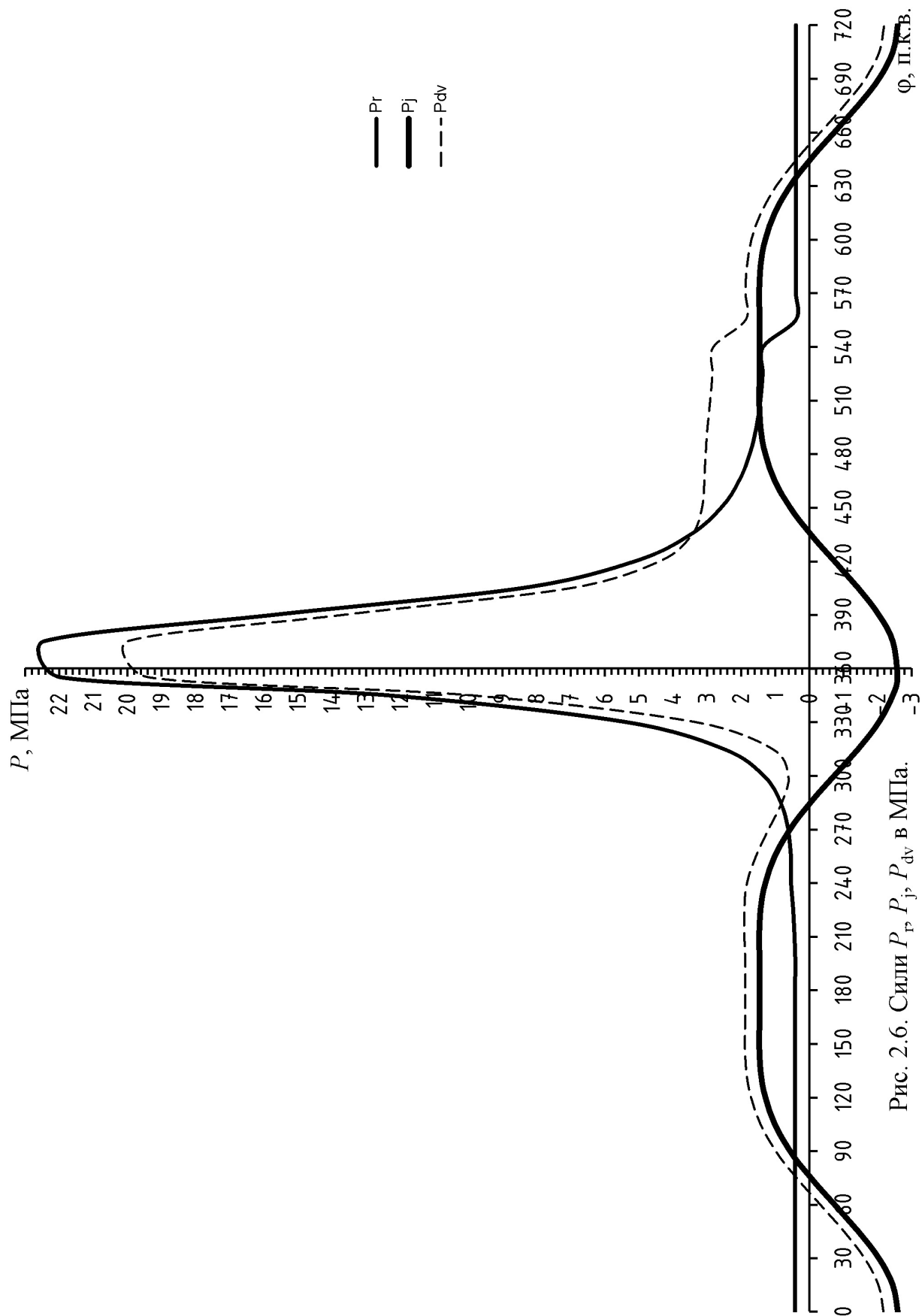


Рис. 2.6. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

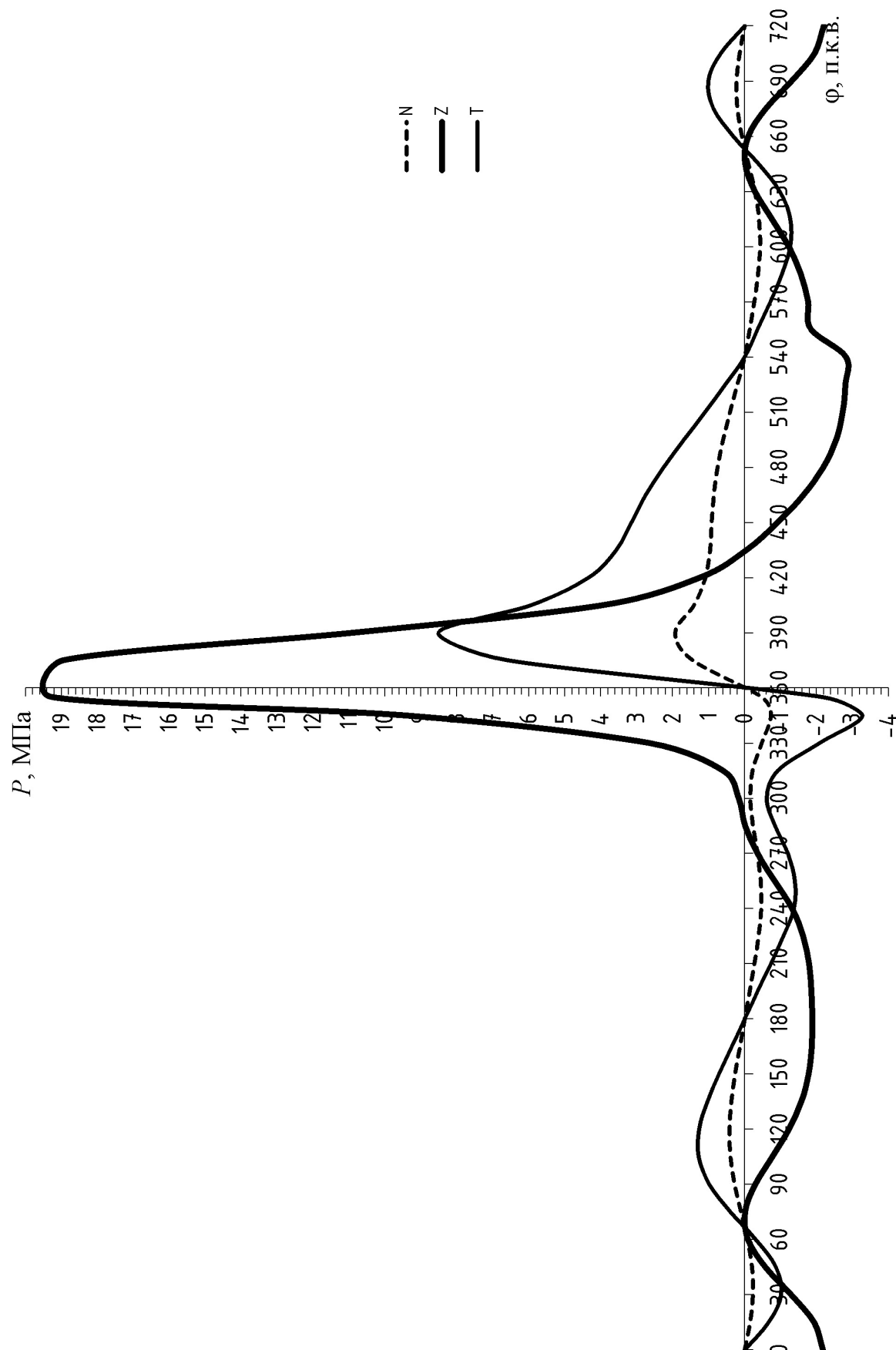


Рис. 2.7. Силы N, Z, T в МПа

2.7 Висновок до розділу

В табл. 2.4 приведено основні параметри розглянутого двигуна MTU 12V 4000 M93, отриманих під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.4. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Проектований двигун
1.	Ефективна потужність, кВт	2340
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	2100
3.	Ступінь стиску	16,5
4.	Тиск наддуву, кПа	424
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,1
6.	Середній ефективний тиск, кПа	2584
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,2179
8.	Механічний ККД	0,80
9.	Індикаторний ККД	0,484
10.	Ефективний ККП	0,387

Методика розрахунку забезпечує практично прийнятну точність, незважаючи на те, що цикл у двигуні описується спрощеними термодинамічними процесами з урахуванням низки коефіцієнтів, які відображають реальні умови перебігу робочих процесів у двигуні.

Значення економічності двигуна (питома ефективна витрата палива) становить 0,2179 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж розмірності та потужності. Значення економічності відноситься до двигунів із середнім показником цього параметру.

Аналіз результатів кінематичного розрахунку і динаміки КШМ дозволяє судити про неврівноваженість моменту другого порядку для двигуна MTU 12V 4000 M93. Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають противагами, що встановлюються на щоках колінчатого валу.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТУРБОКОМПРЕСОРА ДЛЯ ДВИГУНА ТИПУ 16ЧН 17/19

3.1 Вибір компресора-прототипу

За результатами розрахунку робочого циклу визначено необхідну кількість наддувного повітря для ефективної роботи двигуна та ступніть підвищення тиску в компресорі для забезпечення необхідної потужності.

Приймаємо в якості прототипу два турбокомпресор типу ТКР23, кожен з них забезпечить для двигуна MTU 12V 4000 M93 (12ЧН 17/19) витрату повітря в кількості $G = 2,45$ кг/с ($Q = 2,04$ м³/с) та степні підвищення тиску $\Pi_k = 4,2$, відповідно до положення точки на рис. 3.1.

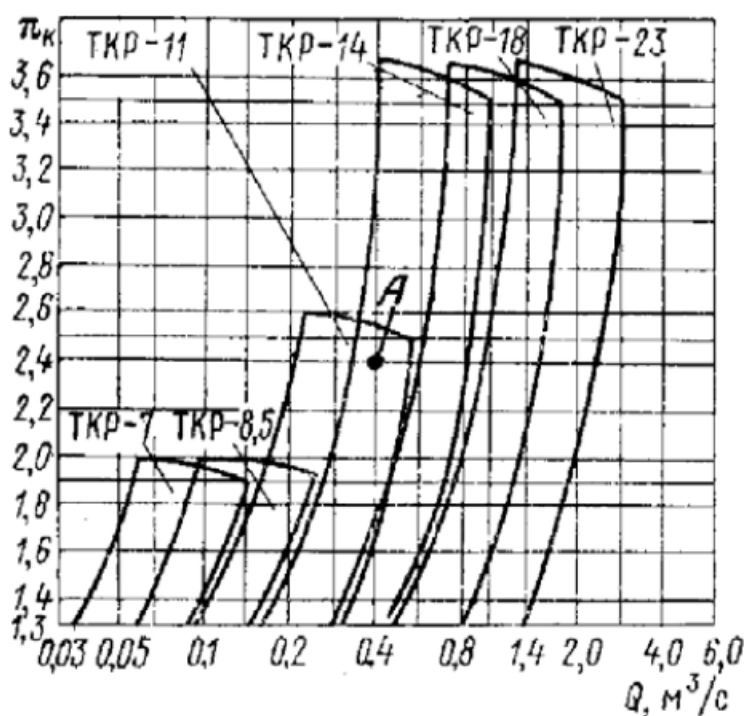


Рис. 3.1. Область застосування турбокомпресора ТКР23

3.2 Попереднє визначення колової швидкості

Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 є параметром, який визначає умови енергопостачання компресорної ступені. З рівняння Ейлера відомо, що U_2 є основним фактором, що визначає значення повної внутрішньої роботи L_i , яку компресор виконує над кожною одиницею маси повітря. Параметр L_i , у свою чергу, пов'язаний з ступенем підвищення

тиску ступені P_k складними залежностями, які можна точно обрахувати тільки після виконання повного розрахунку усіх елементів ступені. Проте існує приблизна залежність між P_k , U_2 та L_i , яка враховує саме існування певного зв'язку між названими параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресору L_i використовується адіабатна робота компресорної ступені $L_{ад}$, яка прямо залежить від L_i , але на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступені.

Отже, приблизне значення U_2 знайдемо з виразу:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ад}}{\bar{H}_K}}, \text{ м/с,}$$

де: $L_{ад}$ – адіабатна робота компресорної ступені, Дж/кг;

H_K – коефіцієнт напору компресора. Приймаємо $H_K = 1,3$ [4, табл. 1].

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (P_K^{\frac{k-1}{k}} - 1), \text{ Дж/кг,}$$

де: k – показник адіабати для повітря; $k = 1,41$ [4].

$$L_{ад} = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 287 \cdot 300 \cdot (4,2^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1) = 150079,5 \text{ Дж / кг.}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 150079,5}{1,3}} = 480,51 \text{ м / с.}$$

Отже, колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 становить 480,51 м/с, а адіабатна робота стиску в компресорі $L_{ад}$ дорівнює 150 кДж/кг. Визначення колової швидкості дозволяє розрахувати кут входу повітряного потоку в робоче колесо компресора, а також встановити швидкість потоку повітря на вході.

3.3 Розрахунок вхідної ділянки

Вхідна частина компресора, яка називається вхідним патрубком, зазвичай виконує функцію забору повітря та може бути поєднана зі шумоглушником і повітряним фільтром. У турбокомпресорі типу ТКР23 застосовується вхідний патрубок радіально-колового типу.

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

Метою даного розділу є аналіз зміни основних параметрів повітряного потоку після його проходження через вхідну ділянку, а також визначення конструктивних характеристик елемента, які забезпечать відповідність отриманих параметрів заданим умовам. До ключових параметрів повітряного потоку належать температура, тиск і швидкість. Саме зміни цих параметрів після проходження вхідної ділянки є предметом подальшого розгляду.

Температура повітря перед робочим колесом визначається за формулою:

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

де: T_a – температура повітря на вході до вхідного патрубкоа (після глушника шуму), К. Приймаємо для розрахунку $T_a = 305 \text{ К}$;

C_1 – швидкість повітря перед колесом компресора, м/с;

C_a – швидкість повітря на вході, м/с. Не повинна перевищувати значень 30...40 м/с [4]. Приймаємо для розрахунку $C_a = 40 \text{ м/с}$;

$C_p = 1005 \text{ Дж/(кг·К)}$ – ізобарна теплоємність повітря.

Величину швидкості повітря перед колесом обираємо за умови забезпечення сталого режиму течії повітря через робоче колесо. Відповідно до цієї умови:

$$C_1 = \bar{C}_m \cdot U_2, \text{ м/с},$$

де: $\bar{C}_m$ – коефіцієнт витрати компресорного ступеня. Знаходиться в межах від 0,2 до 0,35 [4]. Приймаємо для розрахунку $\bar{C}_m = 0,35$

$$C_1 = 0,35 \cdot 480,51 = 168,2 \text{ м/с}.$$

$$T_1 = 300 - \frac{168,2^2 - 40^2}{2 \cdot 1005} = 291,7 \text{ К}.$$

Тиск повітря перед колесом визначається за формулою:

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}}, \text{ Па},$$

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		41

де: P_a – тиск повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), Па. Приймаємо для розрахунку $P_a = 100000$ Па;

n_1 – показник політропи стиску повітря на ділянці 1. Як правило знаходиться в інтервалі 1,35...1,39 [4]. Приймаємо для розрахунку $n_1 = 1,39$.

$$P_1 = 100000 \cdot \left(\frac{291,7}{300} \right)^{\frac{1,39}{1,39-1}} = 85332,7 \text{ Па}.$$

З метою мінімізації енергетичних втрат у вхідному патрубку та формування рівномірного поля швидкостей на вході до робочого колеса компресора (що сприяє підвищенню його ефективності), патрубок виконують у формі конфузора – звуженого каналу вздовж напрямку потоку. Така геометрія сприяє прямолінійному прискоренню повітряного потоку вздовж осі патруб-ка. У результаті швидкість повітря перед робочим колесом зростає порівняно з вхідною, температура зменшується, а тиск знижується, що відповідає термодинамічному процесу розширення повітря.

Отже, після проходження повітря через вхідну ділянку температура та тиск зменшаться до 291,7 К і 85,3 кПа відповідно. При цьому швидкість повітря зросте майже в 5,6 раза, досягаючи значення 168,2 м/с.

3.4 Розрахунок робочого колеса компресора

Робоче колесо є ключовим елементом ступеня компресора, через який повітря передається енергія. У турбокомпресорі типу ТКР23 використовується напіввідкрите колесо типу радіальної зірки. Воно складається з системи робочих лопаток у вигляді плоских радіальних пластин, а також з обертового скеровуючого апарату (ОСА), розташованого в осьовій частині колеса та жорстко з'єднаного з лопатками, що обертається разом з усім колесом.

Метою даного розділу є визначення оптимальних геометричних розмірів ОСА, що забезпечують раціональний режим течії повітряного потоку, а також встановлення кінцевих параметрів повітря після проходження через робоче колесо.

Температура повітря за колесом компресора визначається за формулою:

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		42

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_{em}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right], \text{ К},$$

де: μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря;

$\alpha_{вт}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію. Лежить в межах від 0,04 до 0,08 [4]. Приймаємо $\alpha_{вт} = 0,04$;

φ_{2r} – коефіцієнт розходу робочого колеса. Лежить в межах від 0,16 до 0,35 [4]. Приймаємо $\varphi_{2r} = 0,41$.

Коефіцієнт циркуляції потоку повітря рахується по формулі П.К. Казанджана:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}},$$

де: z_K – чисельність лопаток робочого колеса компресора. Обирають рівною 12...23 [4]. Приймаємо $z_K = 12$.

D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо, м.

Середній квадратичний діаметр входу в колесо визначається за формулою:

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}, \text{ м},$$

де: D_H – зовнішній діаметр колеса компресора на вході, м.

Для визначення зовнішнього діаметра вхідної кромки робочого колеса компресора за рівнянням витрати, крім швидкості та густини повітря, необхідно також прийняти значення діаметра втулки колеса компресора D_0 . Для ряду ТКР із консольним розташуванням колес $D_0 = (0,22...0,35) \cdot D_2$ [4].

Приймаємо для розрахунку $D_0 = 0,052$ м.

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}, \text{ м},$$

де: f_1 – площа перетину на вході в колесо, м².

$$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1},$$

де: ρ_1 – густина повітря перед входом в колесо, кг/м³

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_1 = \frac{85332,7}{287 \cdot 291,7} = 1,0192 \text{ кг/м}^3.$$

$$f_1 = \frac{2,45}{168,2 \cdot 1,0192} = 0,0143 \text{ м}^2.$$

$$D_H = \sqrt{0,052^2 + 4 \cdot \frac{0,0143}{3,14}} = 0,1643 \text{ м}.$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{0,052^2 + 0,1643^2}{2}} = 0,1218 \text{ м}.$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{12 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,1218}{0,23} \right)^2 \right]}} = 0,8048.$$

$$T_2 = 291,7 + \frac{480,51^2}{2 \cdot 1005} \cdot \left[2 \cdot (0,8048 + 0,04) - 0,8048^2 - 0,41^2 + 0,35^2 \right] = 406,17 \text{ К}.$$

Тиск повітря за колесом компресора визначається за формулою:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2-1}}, \text{ Па},$$

де: n_2 – показник політропи стиску повітря на ділянці 2 (робоче колесо).

$$\frac{n_2}{n_2-1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_2,$$

де: η_2 – політропний ККД на ділянці 2 (робоче колесо). Має наступні інтервали значень: 0,82...0,92 [4]. Приймаємо $\eta_2 = 0,9$.

Визначення комплексу:

$$\frac{n_2}{n_2-1} = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 0,9 = 3,1.$$

$$P_2 = 85332,7 \cdot \left(\frac{406,17}{291,7} \right)^{3,1} = 237678,61 \text{ Па}.$$

Швидкість потоку наддувного повітря перед входом в робоче колесо компресора із врахуванням захаращення становитиме:

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}, \text{ м/с},$$

де: τ_1 – коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА.

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		44

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1,л}},$$

де: δ_1 – товщина лопаті на входів колесо. Лежить в межах від 0,3 до 2,0 мм [4]. Приймаємо для розрахунку $\delta_1 = 0,3$ мм.

$\beta_{1л}$ – кут установки лопаті на діаметрі D_1 , град.

$$\beta_{1,л} = \beta_{11} + i_1, \text{ град.},$$

де: β_{11} – кут входу потоку повітря в колесо компресора. Повинен знаходитись в межах $30...40^\circ$ [4].

i_1 – кут атаки вхідної кромки ОСА. Коливається від 1 до 5° [4]. Приймаємо $i_1 = 5^\circ$.

Кут входу потоку повітря в колесо компресора обчислюється за формулою:

$$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{ град.},$$

$$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{168,2 \cdot 0,23}{480,51 \cdot 0,1218}\right) = 33,5^\circ.$$

Оцінка величини β_{11} за рекомендованим допуском [4]:

$40^\circ \geq 33,7^\circ \geq 30^\circ$ – умова виконується.

$$\beta_{1,л} = 33,5 + 5 = 38,5^\circ.$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,0003 \cdot 12}{3,14 \cdot 0,1218 \cdot \sin 38,5^\circ} = 0,992.$$

$$C_1^1 = \frac{168,2}{0,992} = 169,46 \text{ м/с}$$

Кут входу потоку в колесо із урахуванням захаращення лопатками ОСА:

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right), \text{ град.},$$

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{169,46 \cdot 0,23}{480,51 \cdot 0,1218}\right) = 33,7^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_H}\right), \text{ град.},$$

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{169,46 \cdot 0,23}{480,51 \cdot 0,1643}\right) = 26,3^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_0}\right), \text{ град},$$

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{169,46 \cdot 0,23}{480,51 \cdot 0,052}\right) = 57,3^\circ.$$

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H :

$$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}, \text{ м/с},$$

$$w_H^1 = \frac{169,46}{\sin 26,3} = 382,7 \text{ м/с}.$$

Осьова довжина колеса на діаметрі D_1 у межах чисто радіальної частини лопаток, L_z , приблизно обирається рівною $(0,35 \dots 0,36) \cdot D_2$ [4], осьова довжина ОСА на тому ж діаметрі, $L_{ОСА}$, повинна складати $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$ [4].

Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу у колесо. Обчислюється для оцінки місцевої швидкості звуку на зовнішньому діаметрі ОСА.

$$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}},$$

$$\lambda_{Hw} = \frac{382,7}{\sqrt{\frac{2 \cdot 1,41}{1,41+1} \cdot 287 \cdot 305}} = 1,20.$$

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості повинен не перевищувати значень $1,1 \dots 1,2$ [4]. В нашому випадку умова виконується.

Розрахунок кінематичних параметрів потоку повітря на виході з колеса компресора.

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса:

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}, \text{ м/с},$$

де: C_{2u} – проекція абсолютної швидкості C_2 на колову, м/с;

C_{2r} – меридіальна складова абсолютної швидкості C_2 , м/с.

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2, \text{ м/с},$$

$$C_{2u} = 0,8048 \cdot 480,51 = 386,70 \text{ м/с}.$$

$$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot U_2, \text{ м/с},$$

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		46

$$C_{2r} = 0,41 \cdot 480,51 = 197,01 \text{ м/с}.$$

$$C_2 = \sqrt{386,70^2 + 197,01^2} = 433,99 \text{ м/с}.$$

Кут потоку повітря на виході з колеса:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right), \text{ град.},$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{197,01}{386,70}\right) = 27,00^\circ.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса:

$$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}},$$

$$M_{C_2} = \frac{433,99}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 406,17}} = 1,070.$$

Ширина колеса на виході:

$$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}, \text{ м},$$

де: ρ_2 – густина повітря на виході з колеса, кг/м³

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2},$$

$$\rho_2 = \frac{237678,61}{287 \cdot 406,17} = 2,039 \text{ кг/м}^3.$$

$$b_2 = \frac{2,45}{3,14 \cdot 2,039 \cdot 197,01 \cdot 0,23} = 0,008 \text{ м}.$$

Визначимо відносну швидкість повітря аналітичним шляхом:

$$w_2 = \sqrt{(U_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2},$$

$$w_2 = \sqrt{(480,51 - 386,70)^2 + 197,01^2} = 218,21 \text{ м/с}.$$

У процесі взаємодії повітряного потоку з лопатками робочого колеса компресора температура повітря зросла на 114 °С і досягла 406,17 К. Одночасно відбулося підвищення тиску в 2,8 раза – до 237,7 кПа. Аналогічні зміни спостерігалися і в швидкості потоку повітря, яка збільшилася майже у 2,5 раза.

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		47

Розраховані значення зовнішнього та середньоквадратичного діаметрів робочого колеса на вході, а також прийняті рекомендації щодо вибору осьової довжини і визначення кутів встановлення лопаток обертового скеровуючого апарату на цих діаметрах дають змогу сформувавши геометрію робочого колеса компресора, що повністю відповідатиме вимогам оптимального режиму течії повітряного потоку.

3.5 Розрахунок ділянки безлопаточного дифузора

З метою зниження швидкості повітряного потоку на вході в лопатковий дифузор та вирівнювання його розподілу між робочим колесом і лопатковим дифузором, застосовується кільцевий простір з радіальним зазором і паралельними або непаралельними стінками, який називається безлопатковим дифузором (БЛД).

Режим течії повітря у БЛД є надзвичайно складним: основна маса потоку (його ядро) рухається по спіралеподібній траєкторії зі змінним кутом між вектором абсолютної швидкості та нормаллю до радіуса.

Метою розрахунку безлопаткового дифузора є визначення кінцевих параметрів повітряного потоку, а також встановлення таких його геометричних розмірів, які забезпечать досягнення бажаних характеристик потоку..

Розрахунок компресорної ступені вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Але завдяки машинним розрахункам кількість таких ітерацій вдається звести до мінімуму. Надалі в роботі перші наближення параметрів потоку повітря не приводяться, а вказуються лише їх остаточне значення.

Температура потоку повітря за БЛД визначається за формулою:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К}$$

де: C_3 – швидкість потоку повітря на виході з БЛД, м/с

$$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}, \text{ м/с}$$

де: ρ_3 – густина повітря за БЛД, кг/м³;

α_3 – кут виходу потоку повітря з БЛД, град;

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		48

D_3 – діаметр на виході з БЛД, м; $D_3 = (0,1 \dots 0,2) \cdot D_2$ [4]. $D_3 = 0,274$ м.

b_3 – ширина БЛД на виході, м. $b_3 = y b_2$, де: $y = 0,77 \dots 0,80$ [4]. $b_3 = 0,009$ м.

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}, \text{ кг/м}^3,$$

де: P_3 – тиск наддувного повітря за БЛД, Па

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3-1}}, \text{ Па},$$

де: n_3 – показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)

$$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1},$$

де: k_{n3} – комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)

$$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_3,$$

де: η_3 – політропний ККД на ділянці БЛД. Лежить в межах від 0,6 до 0,8 [4].

Приймаємо для розрахунку $\eta_3 = 0,8$.

$$k_{n3} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,8 = 2,8,$$

$$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1} = 1,57,$$

$$P_3 = 237678,61 \cdot \left(\frac{436,46}{406,17} \right)^{\frac{1,57}{1,57-1}} = 289693,35 \text{ Па},$$

$$\rho_3 = \frac{289693,35}{287 \cdot 436,46} = 2,313 \text{ кг/м}^3,$$

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \operatorname{tg} a_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} \cdot (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right], \text{ град},$$

де: $\lambda_{\text{БЛД}}$ – коефіцієнт тертя в БЛД. Має межі значень від 0,075 до 0,01 [4].

Приймаємо для розрахунку $\lambda_{\text{БЛД}} = 0,01$.

R_2 і R_3 – радіуси колеса компресора і БЛД відповідно, м.

$$a_3 = \arctg \left[\frac{0,011 \cdot 2,039}{0,009 \cdot 2,313} \cdot \left\{ \operatorname{tg} 27 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 27} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{0,009} \cdot (0,137 - 0,115) \cdot \left[1 + \frac{1,41-1}{1,57-1} \cdot \frac{1,070^2}{2} \left(1 - \frac{0,115}{0,137} \right) \right] \right\} \right] = 30,70^\circ$$

$$C_3 = \frac{2,45}{3,14 \cdot 2,313 \cdot \sin 30,70^\circ \cdot 0,274 \cdot 0,009} = 357,02 \text{ м/с},$$

$$T_3 = 406,17 + \frac{433,99^2 - 357,02^2}{2 \cdot 1005} = 436,46 \text{ К}.$$

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД:

$$M_{C_3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}},$$

$$M_{C_3} = \frac{357,02}{\sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 436,46}} = 0,85$$

Число Маха для потоку за БЛД не повинно перевищувати значень 0,8...0,85 [4]. Умова виконується.

3.6 Розрахунок лопаткового дифузора

Лопатковий дифузор (ЛД) розташовують за безлопатковою ділянкою з метою перетворення кінетичної енергії повітряного потоку в потенціальну. Лопатки ЛД спрямовують потік таким чином, щоб забезпечити збільшення кута α_2 на виході порівняно з кутом на вході. Це дозволяє істотно скоротити траєкторію руху повітряних часток у порівнянні з безлопатковим дифузором такої ж радіальної довжини.

Крім того, у ЛД збільшується відношення площ поперечних перерізів на вході та виході, нормальних до напрямку потоку — тобто зростає дифузорність. На відміну від БЛД, у якому надмірне зростання дифузорності може призвести до утворення зон відриву потоку, в ЛД завдяки роботі лопаток можна уникнути таких втрат, якщо дифузорність не перевищує допустимих значень.

Ефективність використання лопаткового дифузора залежить передусім від величини кута α_2 і робочих умов компресора. Чим менший кут α_2 , тим довший шлях проходження повітря через БЛД, і тим доцільніше застосування ЛД для зменшення втрат і підвищення ефективності дифузії. Звичайно ЛД застосовують, коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

З метою досягнення максимально можливого тиску за дифузором P_4 , мінімально можливої абсолютної швидкості потоку за ЛД c_4 , забезпечення мінімальних кутів атаки на вході у ЛД, а також оптимальних параметрів міжлопаточних каналів (значення дифузорності, кута розкриття еквівалентного дифузору та ін.), задачею даного розділу є визначення основних кон-

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

структивних параметрів ЛД: кількість лопаток z_d , кути установк лопаток на вході та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$ відповідно, співвідношення ширин входу та виходу у меридіанному перетині b_4/b_3 , співвідношення діаметрів колеса та виходу з ЛД D_4/D_2 , а також встановлення кінцевих значень параметрів потоку повітря на виході з ЛД.

Швидкість повітря на виході з лопаточного дифузору обчислюється за формулою:

$$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin a_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4-1}}, \text{ м/с}$$

де: D_4 – діаметр на виході з ЛД, м. $D_4=(1,6...1,8) \cdot D_2$ [4]. Приймаємо $D_4 = 0,38$ м;

b_4 – ширина дифузору на виході, м

α_4 – кут виходу потоку наддувного повітря з ЛД, град;

T_4 – температура наддувного повітря на виході з ЛД, К;

n_4 – показник політропи стиску наддувного повітря на ділянці 4 (ЛД).

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m,$$

де: δ_m – оптимальне значення кута розкриття дифузору. $\delta_m = 6...12^\circ$ [4].

Приймаємо $\delta_m = 6^\circ$.

$$b_4 = 0,009 + \frac{0,38 - 0,274}{2} \cdot \operatorname{tg} 6^\circ = 0,015 \text{ м},$$

$$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{\sin a_{4л}}{k_\alpha} \right), \text{ град}$$

де: $\alpha_{4л}$ – кут установки лопатки ЛД на виході, град

k_α – коефіцієнт відставання швидкості в ЛД. Лежить в межах $1,05...1,07$ [4]. Приймаємо $k_\alpha = 1,05$

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha, \text{ град},$$

де: $\alpha_{3л}$ – кут встановлення лопатки ЛД на вході, град

$\Delta\alpha$ – різниця кутів входу та виходу потоку наддувного повітря в ЛД, град.

$\Delta\alpha = 12...18^\circ$ [4]. Приймаємо для розрахунку $\Delta\alpha = 16^\circ$.

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3, \text{ град},$$

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

де: i_3 – кут атаки на вході в ЛД. $i_3 = 0 \dots 5^\circ$ [4]. Приймаємо $i_3 = 2^\circ$.

$$\alpha_{3,л} = 30,70^\circ + 2^\circ = 32,70^\circ,$$

$$\alpha_{4,л} = 32,70^\circ + 16^\circ = 48,70^\circ,$$

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin 48,70^\circ}{1,05}\right) = 38,51^\circ,$$

Розрахунок комплексів показників політропи:

$$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1,$$

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4,$$

де: η_4 – політропний ККД на ділянці ЛД. Лежить в межах від 0,7 до 0,85 [4].

Приймаємо для розрахунку $\eta_4 = 0,85$.

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,85 = 2,92,$$

$$\frac{1}{n_4 - 1} = 2,92 - 1 = 1,92,$$

$$C_4 = 357,02 \cdot \frac{0,009 \cdot 0,274 \cdot \sin 30,70^\circ}{0,015 \cdot 0,38 \cdot \sin 38,51^\circ} \cdot \left(\frac{436,46}{494,65}\right)^{1,92} = 102,51 \text{ м/с}$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату.

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3,л}}{D_3 \cdot Z_{Д}}} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{CP} \right), \text{ град},$$

де: τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході в ЛД;

$z_{Д}$ – число лопаток дифузору. Як правило знаходиться у межах 13...35 [4]. Приймаємо $z_{Д} = 35$;

f – дифузорність ЛД;

$\alpha_{ср}$ – середній кут установки лопатки в ЛД, град.

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_{Д}}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3,л}},$$

де: δ_3 – товщина лопаті ЛД на вході, м. Лежить в межах від 0,5 до 8 мм [4].

Приймаємо $\delta_3 = 0,008$ м.

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,008 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,274 \cdot \sin 32,70^\circ} = 0,398;$$

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

$$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3},$$

де: τ_4 – коефіцієнт захаращення на виході з ЛД

$$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{\text{Л}}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4\text{Л}}},$$

де: δ_4 – товщина лопаті ЛД на виході, м. Лежить в межах від 0,3 до 2 мм [4].

Приймаємо $\delta_4 = 0,002$ м.

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,002 \cdot 35}{3,14 \cdot 0,38 \cdot \sin 48,70^\circ} = 0,922;$$

$$f = \frac{0,38 \cdot 0,015 \cdot 1,05 \cdot 0,922 \cdot \sin 38,51^\circ}{\sin 30,70^\circ \cdot 0,274 \cdot 0,009} = 2,65;$$

$$\alpha_{\text{CP}} = \frac{\alpha_{4\text{Л}} + \alpha_{3\text{Л}}}{2}, \text{ град},$$

$$\alpha_{\text{CP}} = \frac{48,70^\circ + 32,70^\circ}{2} = 40,70^\circ;$$

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{0,009 \cdot 0,398 \cdot \sin 32,70^\circ}{0,274 \cdot 35}} \cdot \frac{\sqrt{3,14-1}}{\frac{0,38}{0,274} - 1}} \cdot 2 \cdot \sin 40,70^\circ \right) = 7,05^\circ.$$

Значення кута розкриття еквівалентного дифузору не повинно перевищувати 8° [4]. У нашому випадку умова виконується.

Температура потоку повітря на виході з ЛД:

$$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

$$T_4 = 436,46 + \frac{357,02^2 - 102,51^2}{2 \cdot 1005} = 494,65 \text{ К}.$$

Тиск потоку повітря на виході з ЛД:

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}}, \text{ Па},$$

$$P_4 = 289693,35 \cdot \left(\frac{494,65}{436,46} \right)^{2,92} = 417647,14 \text{ Па};$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД за рекомендованим допуском [4].

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| \leq 0,05,$$

де: P_K – тиск повітря за компресором, Па.

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		53

$$P_K = \Pi_K \cdot P_O, \text{ Па};$$

$$P_K = 4,2 \cdot 100000 = 420000 \text{ Па};$$

$$\left| \frac{420000 - 417647,14}{420000} \right| = 0,035 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки ЛД.

$$R_{Л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos a_{4Л} - D_3 \cdot \cos a_{3Л})}, \text{ м},$$

$$R_{Л} = \frac{0,38^2 - 0,274^2}{4 \cdot (0,38 \cdot \cos 48,70^\circ - 0,274 \cdot \cos 32,70^\circ)} = 0,856 \text{ м}.$$

Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД.

$$R_{Ц} = \sqrt{R_{Л}^2 + R_3^2 - R_{Л} \cdot D_3 \cdot \cos a_{3Л}}, \text{ м},$$

$$R_{Ц} = \sqrt{0,856^2 + 0,137^2 - 0,856 \cdot 0,274 \cdot \cos 32,70^\circ} = 0,745 \text{ м}.$$

Густина повітря за ЛД:

$$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_4 = \frac{417647,14}{287 \cdot 494,65} = 2,942 \text{ кг/м}^3.$$

Співвідношення діаметру колеса та виходу з ЛД:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{0,38}{0,23} = 1,65.$$

Співвідношення ширин входу та виходу у меридіальному перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,015}{0,009} = 1,62.$$

Розраховані параметри — кути встановлення лопаток на вході та виході, їх геометричні розміри, кількість лопаток лопаткового дифузора, а також обрані співвідношення між діаметрами робочого колеса та виходом з ЛД, ширинами входу і виходу в меридіальному перерізі — повністю відповідають вимогам досягнення таких умов: максимальний можливий тиск за дифузором, мінімальна абсолютна швидкість повітряного потоку після ЛД, мінімальні кути атаки на вході в ЛД при розрахунковому режимі, а також оп-

тимальні гідравлічні характеристики міжлопаточних каналів.

У результаті проходження повітря через лопатковий дифузор швидкість потоку зменшиться до 102,5 м/с, а тиск зросте до 417,6 кПа..

3.7 Розрахунок повітрозбірної завитки

Повітрозбірна завитка слугує для збирання повітря, що виходить з кільцевої щілини після попередньої ділянки. Незалежно від геометрії зовнішнього контуру завитки або характеру зміни її поперечного перерізу залежно від кута θ , витрата повітря через щілину дифузора в секторі з довільним кутом θ пропорційна значенню цього кута. У кожному перерізі завитки забезпечується інтегральна середня швидкість повітряного потоку, яка відповідає швидкості на виході з дифузора. За таких умов тиск уздовж завитки не змінюється, а сама вона функціонує як повітрозбірна камера без додаткових втрат.

Метою даного розділу є визначення конструктивних параметрів повітрозбірної завитки та розрахунок кінцевих параметрів повітряного потоку на виході з компресора.

Розрахунок швидкості потоку повітря на виході з компресора:

$$C_5 = C_4 \cdot A, \text{ м/с,}$$

де: A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі. Повинно бути $A = 0,5 \dots 1$ [4]. Приймаємо $A = 0,98$

$$C_5 = 102,51 \cdot 0,98 = 100,46 \text{ м/с}$$

Швидкість повітря в завитці вважається постійною, коли виконується наступна умова [4]:

$$\left| \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right| \leq 0,03,$$

$$\left| \frac{100,46 - 102,51}{102,51} \right| = 0,02 \leq 0,02,$$

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

Умова виконується, тому наша завитка працює просто як повітрязбірник.

Тому ККД завитки $\eta_5 = 0$.

У випадку постійної швидкості тиск повітря за завиткою обчислюється за формулою:

$$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{c_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}, \text{ Па,}$$

$$P_5 = 417647,14 e^{-0,2 \frac{102,51^2}{2} \frac{1}{287 \cdot 494,65}} = 414567,04$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД за рекомендованим допуском [4].

$$\left| \frac{P_K - P_5}{P_K} \right| \leq 0,05,$$

$$\left| \frac{420000 - 414567,04}{420000} \right| = 0,042 \leq 0,05$$

Умова виконується.

У випадку постійної швидкості потоку повітря в завитці його температура на виході залишатиметься такою ж як і на вході:

$$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К}$$

$$T_5 = 494,65 + \frac{102,51^2 - 100,46^2}{2 \cdot 1005} = 494,85, \text{ К.}$$

Спроектована завитка має постійну швидкість потоку повітря, тому температура потоку на виході залишатиметься такою ж як і на вході, тобто залишається незмінною, а падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя. Кінцевий тиск потоку повітря на виході із завитки становитиме 414,6 кПа.

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

3.8 Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора

Ціллю даного розділу є визначення адіабатного ККД компресора на підставі отриманих кінцевих значень температури та тиску наддувного повітря і порівняння цього ККД із довідниковими даними. А також визначення потужності на привід компресора.

Адіабатний ККД компресора визначається за формулою:

$$\eta_{AD} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a},$$
$$\eta_{AD} = \frac{305 \cdot \left[\left(\frac{414567,04}{100000} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right]}{494,85 - 305} = 0,823.$$

Середні значення адіабатного ККД сучасного турбокомпресора, такого ж типорозміру як і той що підлягав розрахункам, знаходяться в межах від 0,77 до 0,85 [4, табл. 1].

Потужність приводу компресора обчислюється за формулою:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{AD} \cdot 1000}, \text{ кВт},$$
$$N_K = \frac{2,45 \cdot 150079,5}{0,823 \cdot 1000} = 446,77 \text{ кВт}.$$

Значення потужності на привод компресора для досягнення таких же значень P_k на сучасних турбокомпресорах знаходяться в межах від 400 до 600 кВт.

Частота обертів ротора турбокомпресора визначається за формулою:

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot D_2}, \text{ об/хвил.},$$

де: D_2 – зовнішній діаметр колеса компресора (діаметр колеса на виході), м.

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot 480,51}{3,14 \cdot 0,23} = 39900 \text{ об/хвил}$$

3.9 Опис спроектованого компресора

Спроекований турбокомпресор маркується як ТКР23 (рис. 3.2) в залежності від типу турбіни, діаметру колеса компресора та степеня підвищення тиску. Він має радіальну турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

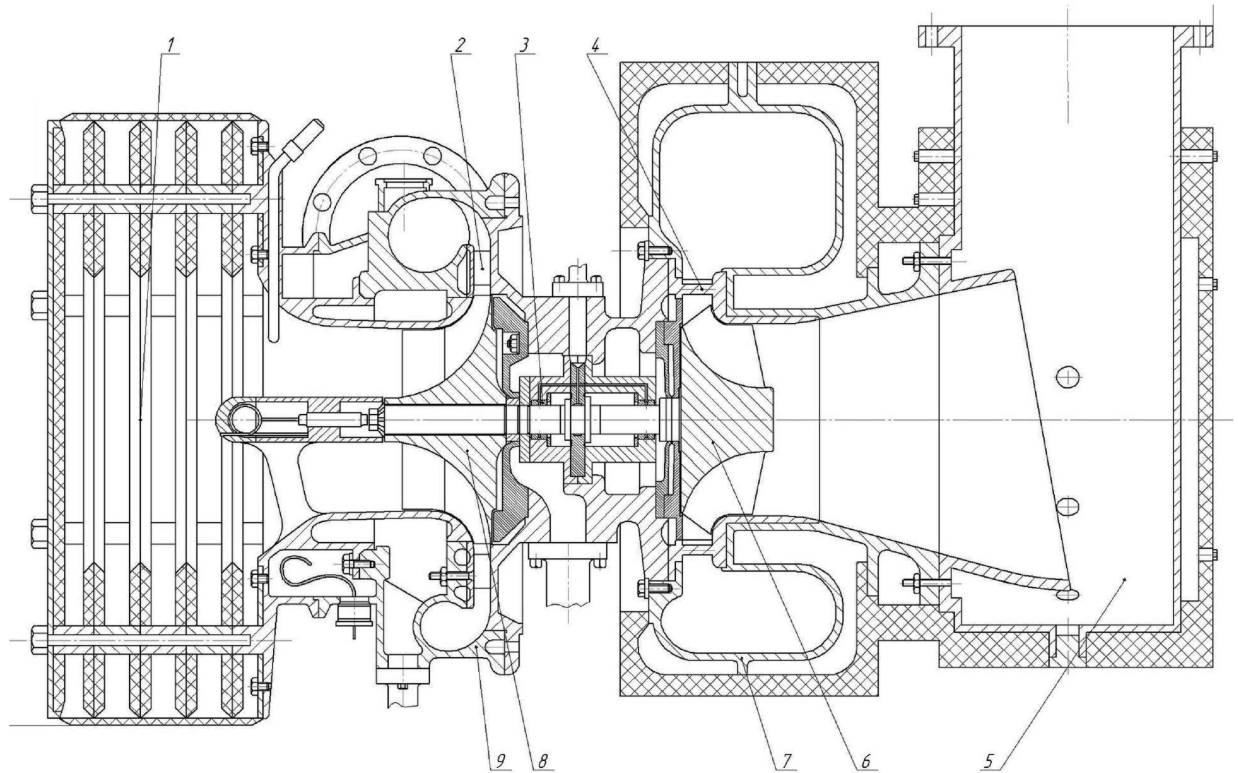


Рис. 3.2. Турбокомпресор ТКР23

За загальною схемою компоновки турбокомпресор належить до машин з консольним розташуванням коліс.

Остов турбокомпресора ТКР23 складається з трьох корпусів – це корпус компресора (див. рис. 3.2), газовідвідний корпус та корпус турбіни.

Корпус компресора слугує для утворення його проточної частини, в тому числі передньої частини каналу колеса, для створення каналів безлопаткового дифузору, лопаткового дифузору та завитки-повітрозбірника. Крім того в ньому є порожнина для розміщення та закріплення опорно-упорного підшипника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Газовідвідний корпус слугує для відведення газів після їх роботи у турбіні.

Корпус турбіни слугує для створення робочого тракту турбіни, зокрема зовнішньої оболонки проточної частини. В ньому розташовується нерухомий сопловий апарат турбіни, а також газоприйомна завитка, до якої під'єднуються випускні трубопроводи двигуна. Для зменшення тепловіддачі в машинне відділення частини газовідвідного та турбінного корпусів, які контактують з ним, мають водяні порожнини, в яких циркулює вода з системи охолодження. Крім того водяні порожнини робляться для охолодження підшипникових вузлів. Корпуси мають свердловини для підведення повітря високого тиску до ущільнювальних вузлів. Обидва корпуси виготовлюються з ливарної сталі.

Корпуси компресора, турбіни та газовідвідний з'єднуються між собою болтами по посадках через колові розточки корпусів. Це забезпечує центрування усіх осьових отворів корпусів відносно вісі обертання ротору.

Турбокомпресор кріпиться на кронштейні за допомогою приливу в нижній частині газовідвідного корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор. Він складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора та турбіни. Ротор жорсткий, кований з нержавіючої сталі 2Х13.

Складові ротору.

Колесо компресора з'єднується з ротором з допомогою шпонки і для забезпечення центрівки посаджено на гладку шийку валу з натягом, а також закріплюється гайкою. Воно напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип радіальна зірка). Колесо має осьовий вхід повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса має численні гребінці. Вони зроблені як відповідна частина безконтактного ущільнення, яке створюється з одного боку гребінцями колеса, а з другого боку – гребінцями на корпусній вставці. Ще один гребінець відносно великої товщини використовується для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

Колесо турбіни радіального типу з'єднано з ротором через зварювання. У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною рекомендовано замінити матеріал робочих лопаток колеса турбіни, які виготовлялись зі сталі ЄІ69, на жароміцний сплав типу ЄІ437Б або ВЖ36ЛЗ. Теж саме стосується і матеріалу соплових лопаток. Диск виготовлений зі сталі 45.

Підшипники. Ротор спирається на два підшипники ковзання. Один з підшипників є опорним, другий – упорно-опорним. До підшипників по спеціальних каналах підводиться масло, яке після змащення відводиться також по каналах.

Вузли ущільнення. У турбокомпресорі є кілька вузлів ущільнення. Два з них забезпечують непроникнення дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни. Третій забезпечує зменшення осьового зусилля на колесі компресора. Четвертий зменшує небажані перетікання газу вздовж осі ротору. До вузлів ущільнення підходять канали, що забезпечують подачу до них повітря зі збільшеним тиском.

Ущільнення з боку компресора перешкоджає тому, щоб аерозолі масла з порожнини підшипника потрапляли в компресор. Воно складається з двох пружних кілець типу поршневих (контактних) і лабіринтових (безконтактних) ущільнень, утворених гребінцями, що вальцюють у канавках ротору. У проміжок між двома групами безконтактного ущільнення через дросель підводиться повітря з повітрозбірної завитки по каналу для того, щоб запобігти розповсюдженню масляних аерозолів вздовж валу. Кільця під час обертання ротора за рахунок своєї пружності притискаються до корпусної втулки і залишаються нерухомими.

Ущільнення з боку турбіни не допускає прориву гарячих газів, що мають надмірний тиск, з проміжку між сопловим апаратом і колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворюватися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущіль-

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60

нення утворене двома пружними кільцями і групою лабіринтів, подібно описаному ущільненню з боку компресора.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться з системи змащення двигуна через штуцери на корпусах підшипників.

Система охолодження у конструкції турбокомпресора виглядає як система порожнин, каналів та елементів з'єднання. Завдяки порожнинам у корпусах турбіни та газовідвідному корпусі охолоджуються зовнішні поверхні цих корпусів, зменшується підведення теплоти до компресорної частини та до опорного підшипника. У турбокомпресорі виконується охолодження газоприймальної завитки. Це запобігає її передчасної руйнації за рахунок теплового навантаження. У той самий час сучасні турбокомпресори виконуються без такого охолодження, бо воно приводить до зниження енергії газів, що надходять до турбіни. Для цього завитка повинна бути виконана з більш жаростійкого матеріалу.

При роботі турбокомпресора газу з двигуна внутрішнього згоряння надходять до газоприймальної завитки. З неї вони надходять до соплового апарату турбіни, де статична енергія газів частково перетворюється на кінетичну. Далі газу надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротору з великою частотою. Після робочого колеса газу відходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу і його фланець.

Колесо компресора, що обертається за рахунок енергії турбіни, забезпечує вплив лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових просторах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час якого виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витік часток повітря обумовлює зниження тиску на вході в колесо. Створюється різниця між збільшеним тиском навколишнього повітря та тиском у колесі, під впливом якого

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

нове повітря безперервно надходить до колеса. Водночас з отриманням кінетичної енергії від лопаток частки повітря рухаються каналами колеса від менших площ перетинів каналів до більших. Цей рух забезпечують зниження швидкості руху повітря у відносній течії, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну (швидкість знижується, тиск підвищується). Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою кінетична енергія (пов'язана з високою, звичайно надзвуковою швидкістю) та потенційна енергія (пов'язана з підвищеним статичним тиском). Після колеса повітря надходить до щільного дифузору. Цей канал утворюється стінками, які спершу створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім може незначно розширюватися. Рух часток повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Основне призначення цього каналу – зменшення швидкості повітря до дозвукового рівня. Інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або викличе його помпаж. Друге призначення – вирівнювання епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузору, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого встановлення. Після безлопаткового дифузору повітря надходить до лопаткового. Лопатки призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш крутій траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому просторі. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При обранні належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузор може підвищувати

ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузор. На виході з лопаткового дифузору повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (p_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна. За звичай при проектуванні компресора не слід допускати значне перетворення

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		62

енергії потоку у завитці через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Тому вона спроектована як збірник повітря, у якому швидкість на вході та на виході приблизно рівні. Завитка зроблена спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря (починаючи з язика або з розподільчого ребра). Така конструкція забезпечує зниження можливого радіального зусилля на колесі за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання потоку в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря по колу згідно з законом збереження енергії

3.10 Висновок до розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування двох турбокомпресорів ТКР23 для двигуна MTU 12V 4000 M93 (12ЧН 17/19). На підставі розрахунку визначені його основні конструктивні розміри з такими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочних побудов.

Спроекований відцентровий компресор має ступінь підвищення тиску $P_k = 4,2$ при цьому температура повітря на виході з компресора становитиме $T_k = 494,85 \text{ K}$ ($221,85 \text{ }^\circ\text{C}$). Компресор має не гірший адіабатний ККД $\eta_{ад} = 0,823$ ніж у подібних сучасних компресорних машинах такого ж класу.

Зроблені розрахунки свідчать, що два спроектованих турбокомпресора мають параметри, які спроможні забезпечити ефективну роботу двигуна MTU 12V 4000 M93 при заданих степені підвищення тиску та обертах колінчастого валу, що відповідають потужності двигуна 2340 кВт.

					КРБ.142.4227ст.25.15.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		63

РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ В МАШИННОМУ ВІДДІЛЕННІ СУДНА

4.1 Загальні положення

Охорона праці є невід'ємною складовою безпечної та ефективної експлуатації морських суден. Умови праці на борту мають специфічний характер – обмежені простори, вібрації, шум, високі температури, фізичне навантаження, тривала відсутність на березі, що створює додаткове психоемоційне напруження. Усе це підвищує ризик виникнення нещасних випадків, професійних захворювань і аварійних ситуацій.

Основна мета організації охорони праці – запобігання травматизму та збереження здоров'я членів екіпажу, забезпечення сталого функціонування судових систем та обладнання, а також дотримання міжнародних і національних стандартів безпеки. Правильно організована система охорони праці дозволяє мінімізувати виробничі ризики, сприяє зниженню кількості аварійних ситуацій та підвищенню загального рівня морської безпеки.

Машинне відділення (МВ) є одним з найбільш складних і небезпечних приміщень судна, де зосереджено основне енергетичне та допоміжне обладнання. В цьому відсіку розміщуються головний двигун, дизель-генератори, парогенератори, компресори, насоси, трубопроводи з парою, паливом, маслом, охолоджувальною рідиною тощо. Робота персоналу в машинному відділенні пов'язана з постійною дією несприятливих і потенційно шкідливих виробничих факторів.

Організація охорони праці на морських судах регламентується комплексом міжнародних, регіональних та національних нормативних документів, які забезпечують безпечні умови праці моряків, відповідність технічного стану обладнання та дотримання екологічних стандартів.

Міжнародна конвенція з підготовки і дипломування моряків та несення вахти (МК ПДНВ, STCW). МК ПДНВ – це фундаментальний міжнародний документ, який встановлює вимоги до підготовки, кваліфікації та несення

					КРБ.142.4227ст.25.15.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64

вахти морями. Конвенція містить положення щодо охорони праці, безпеки життєдіяльності та протипожежної підготовки на судах. Вона регламентує обов'язкові тренінги з безпеки, включаючи поводження з аварійними ситуаціями в машинному відділенні, що сприяє зниженню ризиків нещасних випадків.

Конвенції Міжнародної організації праці (МОП). МОП розробила ряд конвенцій, які безпосередньо стосуються морської галузі та охорони праці:

Конвенція №147 (1986) «Про мінімальні стандарти на торговельних судах» – встановлює мінімальні вимоги до безпеки та гігієни праці, у тому числі умови праці в машинних відділеннях.

Конвенція №152 «Про безпеку та гігієну праці в портових роботах» – регламентує умови праці для портових працівників, що також важливо при виконанні технічного обслуговування суден.

Міжнародна конвенція про працю в морському судноплавстві (MLC, 2006) – гарантує права моряків на безпечні умови праці та життя, зокрема забезпечення відповідних санітарних умов і медичного обслуговування.

Міжнародні стандарти ISO. ISO 45001:2018 «Система менеджменту охорони праці та безпеки» – сучасний міжнародний стандарт, що рекомендує системний підхід до управління охороною праці. Його впровадження на судах дозволяє систематизувати і підвищити ефективність заходів безпеки, ідентифікувати ризики, проводити навчання та покращувати умови праці.

Інші стандарти ISO регламентують технічні аспекти безпеки обладнання, електробезпеки, протипожежного захисту, що також впливають на охорону праці в машинному відділенні.

Національні нормативні документи. В кожній країні діють власні нормативно-правові акти, які регулюють охорону праці на судах під національним прапором. Для України це, зокрема:

– кодекс законів про працю України, що встановлює загальні принципи охорони праці;

					КРБ.142.4227ст.25.15.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

- закон України «Про охорону праці», який регламентує права та обов’язки роботодавців і працівників щодо безпеки на виробництві;
- положення та інструкції Міністерства інфраструктури України і Морської адміністрації України, які встановлюють специфічні вимоги для морського транспорту;
- державні стандарти (ДСТУ), що регламентують технічний стан і експлуатацію суднового обладнання;
- правила внутрішнього трудового розпорядку на судні, інструкції з охорони праці для машинного відділення, розроблені судновласниками.

Системна організація охорони праці на судні базується на суворому дотриманні міжнародних і національних нормативних актів. Відповідність цим стандартам забезпечує високий рівень безпеки, знижує ризики травматизму та аварій, а також сприяє підтриманню здоров’я екіпажу. Постійне оновлення знань персоналу і адаптація до нових нормативів є обов’язковими умовами ефективного управління охороною праці.

4.2 Потенційні небезпеки в машинному відділенні

Машинне відділення судна є зоною підвищеного ризику через наявність складного обладнання, специфічних технологічних процесів та несприятливих виробничих факторів. Для забезпечення безпеки працівників необхідно чітко розуміти потенційні небезпеки, які можуть виникнути під час експлуатації і обслуговування суднового машинного обладнання.

Механічні небезпеки.

Рухомі частини обладнання: валові передачі, зубчасті колеса, ремені, вентилятори, насоси – можуть стати причиною травм (затягування, защемлення, відсікання кінцівок).

Вибухи і удари: через розриви трубопроводів, пошкодження гідравлічних систем, різкі викиди робочих рідин під тиском.

Падіння і травми при падінні предметів: у вузьких проходах і на робочих майданчиках існує ризик послизнутися, спіткнутися або отримати травму

					КРБ.142.4227ст.25.15.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

від падаючих інструментів.

Теплові небезпеки

Високі температури: гарячі поверхні двигунів, котлів, трубопроводів і парових систем можуть викликати опіки.

Перегрів повітря: температура у машинному відділенні може перевищувати 40...50 °С, що спричиняє тепловий удар і зниження працездатності екіпажу.

Шум і вібрації

Шумове навантаження: рівень шуму у машинному відділенні часто перевищує допустимі граничні значення (>85 дБ), що призводить до пошкодження слуху, втоми і зниження концентрації.

Вібрації: тривала дія вібраційних навантажень негативно впливає на опорно-руховий апарат та внутрішні органи працівників.

Пожежна та вибухова безпека

Наявність горючих рідин: паливо, мастильні матеріали, розчинники та інші легкозаймисті речовини створюють постійну загрозу пожежі.

Джерела займання: високі температури, іскри, електричні контакти.

Вибухонебезпечні пари: накопичення парів палива або газів у замкнених просторах може призвести до вибуху.

Хімічні небезпеки

Вплив токсичних речовин: пари палива, мастильних матеріалів, розчинників, кислот, лугів можуть викликати отруєння, опіки шкіри, подразнення слизових оболонок.

Контакт із шкідливими рідинами: під час ремонту та технічного обслуговування можливий контакт з агресивними речовинами.

Електробезпека

Ризик ураження електричним струмом: через несправність електрообладнання, порушення ізоляції, роботу у вологих умовах.

Короткі замикання та електричні пожежі: можуть виникати через неправильну експлуатацію або дефекти обладнання.

					КРБ.142.4227ст.25.15.04.ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Психофізіологічні фактори

Втома і стрес: тривала робота в шумному, спекотному і обмеженому просторі з підвищеним рівнем концентрації уваги викликає швидке фізичне і психічне виснаження.

Обмежена можливість відпочинку: через режим вахти та специфіку роботи.

Для мінімізації небезпек у машинному відділенні необхідно дотримуватися встановлених правил охорони праці, використовувати засоби індивідуального захисту, проводити регулярні інструктажі, навчання і медичний контроль персоналу, а також систематично оновлювати технічний стан обладнання.

4.3 Система управління охороною праці

Система управління охороною праці на судні є невід’ємною складовою загальної системи безпеки морського транспорту та передбачає комплекс організаційних, технічних і профілактичних заходів, спрямованих на збереження життя і здоров’я членів екіпажу. Її функціонування базується на міжнародних вимогах, зокрема положеннях Міжнародного кодексу з управління безпечною експлуатацією суден і запобігання забрудненню (МКУБ), а також на принципах системи менеджменту охорони праці відповідно до стандарту ISO 45001. Основна мета такої системи полягає у запобіганні виробничому травматизму та професійним захворюванням шляхом виявлення небезпечних виробничих факторів, їх аналізу та мінімізації ризиків. Система включає розробку внутрішньої політики з охорони праці, проведення регулярного навчання та інструктажів, ідентифікацію небезпек у робочому середовищі, розслідування нещасних випадків і реалізацію профілактичних заходів.

Особливу увагу в рамках СУОП приділяють машинному відділенню як зоні з найвищим рівнем ризику. Тут передбачено обов’язкову наявність інструкцій з безпечної експлуатації обладнання, впровадження системи дозволів на проведення небезпечних робіт (зокрема зварювання, роботи в замкне-

					КРБ.142.4227ст.25.15.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		68

них просторах), забезпечення засобами індивідуального захисту, контролю за технічним станом установок. Контроль за дотриманням вимог охорони праці здійснюють як представники судновласника, так і відповідальні офіцери екіпажу – капітан і старший механік. Вони відповідають за реалізацію заходів безпеки, моніторинг ситуації в реальному часі, організацію інструктажів та аварійних тренувань. Система передбачає ведення документації, зокрема журналів інструктажів, переліку небезпечних робіт, протоколів оцінки ризиків і планів дій на випадок аварійних ситуацій. Екіпаж має бути не лише виконавцем, але й активним учасником системи – кожен член екіпажу має право та обов’язок повідомляти про небезпеку або порушення вимог безпеки.

Таким чином, система управління охороною праці на судні спрямована не лише на реагування на інциденти, а передусім на їхнє попередження, формування безпечного робочого середовища та підвищення відповідальності персоналу за безпеку власну та колег. Успішна реалізація СУОП у машинному відділенні значною мірою залежить від дотримання міжнародних стандартів, належного технічного обслуговування, якісної підготовки екіпажу та постійного вдосконалення безпекових процедур.

4.4 Засоби колективного і індивідуального захисту

Засоби колективного та індивідуального захисту є важливими елементами системи безпеки праці в машинному відділенні судна та застосовуються з метою запобігання травмам, зменшення впливу шкідливих виробничих факторів і забезпечення здорових умов праці. Колективні засоби захисту передбачають технічні та організаційні рішення, які одночасно захищають усіх працівників у небезпечній зоні незалежно від їхніх дій. До таких засобів у машинному відділенні належать захисні огороження рухомих частин механізмів, теплоізоляція гарячих поверхонь, шумо- і віброізоляційні конструкції, вентиляційні системи, газоаналізатори, системи аварійного освітлення та оповіщення, а також автоматизовані установки пожежогасіння. Одним із ключових засобів колективного захисту є витяжна вентиляція, яка зменшує

					КРБ.142.4227ст.25.15.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69

концентрацію шкідливих речовин у повітрі, а також системи подавання інертних газів для запобігання займанням у небезпечних зонах.

Індивідуальні засоби захисту (ІЗЗ) використовуються кожним членом екіпажу окремо й призначені для зниження ризику під час виконання конкретних видів робіт. Вони включають захисний спецодяг (вогнетривкі комбінезони, куртки з термозахистом), спеціальне взуття з металевим носком, каски з підшоломниками, окуляри або захисні щитки для обличчя, навушники або беруші для зниження шумового впливу, респіратори або протигази для роботи з хімічно активними речовинами або в умовах задимлення. Також до ІЗЗ належать діелектричні рукавички при роботі з електрообладнанням, страховальні пояси та мотузки при роботі на висоті або в замкнених просторах. Наявність і використання індивідуальних засобів захисту регламентується як міжнародними стандартами (МК ПДНВ, ISO), так і внутрішніми інструкціями судна.

Ефективність засобів захисту безпосередньо залежить від їх технічного стану, правильного підбору відповідно до типу роботи та належного використання членами екіпажу. Тому на борту регулярно проводяться інструктажі, перевірки справності засобів захисту, навчання персоналу з правильного їх застосування, а також контроль за дотриманням правил охорони праці з боку командного складу.

4.5 Охорона праці під час технічного обслуговування і ремонту

Охорона праці під час технічного обслуговування і ремонту в машинному відділенні судна має критичне значення через високий рівень професійних ризиків, пов'язаних з роботою обладнання під тиском, високою температурою, наявністю електричного струму, парів горючих та токсичних речовин. Під час виконання ремонтних робіт персонал може мати справу з відкритими джерелами вогню, замкненими просторами, рухомими механізмами або нестабільним обладнанням. Тому дотримання вимог охорони праці є обов'язковою умовою безпеки екіпажу.

					КРБ.142.4227ст.25.15.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		70

Перед початком будь-яких ремонтних або обслуговувальних робіт проводиться аналіз ризиків, складається план робіт, призначається відповідальний за безпеку, здійснюється допуск персоналу з обов'язковим інструктажем. У випадках, коли роботи пов'язані з підвищеною небезпекою (наприклад, зварювання, різання, відкриття трубопроводів під тиском, роботи в закритих резервуарах), оформлюється письмовий дозвіл – Permit to Work, який передбачає погодження, контроль наявності засобів захисту, підготовку аварійного плану, перевірку вентиляції та освітлення.

Перед початком обслуговування обладнання має бути зупинене, заземлене або знеструмлене (у випадку електроустановок), тиск у системі має бути знижений, а залишки робочих рідин – безпечно видалені. Поверхні, які можуть бути гарячими або під напругою, слід чітко ідентифікувати та ізолювати. У разі роботи з отруйними або леткими речовинами передбачено використання респіраторів або протигазів, а при роботі в резервуарах – постійний контроль атмосфери за допомогою газоаналізаторів. Також обов'язковим є наявність засобів зв'язку з вахтовим офіцером і забезпечення можливості швидкої евакуації.

Особливої уваги вимагає організація робіт на висоті та в обмежених просторах – ці операції допускаються лише з використанням страхувального спорядження, в присутності напарника, який спостерігає зовні та контролює безпеку. Усі дії мають виконуватись лише в тверезому стані, з дотриманням встановлених процедур і при наявності відповідного досвіду або навчання.

Отже, дотримання заходів охорони праці під час технічного обслуговування і ремонту є необхідною умовою не тільки безпеки персоналу, а й забезпечення надійної, безаварійної експлуатації суднового обладнання в цілому. Регулярні тренування екіпажу, оновлення інструкцій і постійний контроль за виконанням правил відіграють ключову роль у запобіганні надзвичайним ситуаціям.

					КРБ.142.4227ст.25.15.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		71

4.6 Висновок до розділу

Машинне відділення є однією з найбільш небезпечних зон на борту судна, де сконцентровано значну кількість джерел підвищеної небезпеки: високі температури, тиск, шум, вібрації, токсичні речовини, електрообладнання та рухомі механізми. Забезпечення ефективної системи охорони праці в таких умовах є життєво важливою складовою безпечної експлуатації судна та збереження здоров'я екіпажу.

Реалізація вимог охорони праці в машинному відділенні передбачає поєднання колективних і індивідуальних засобів захисту, належне технічне обслуговування, дотримання стандартів і процедур безпеки, а також постійний контроль, навчання і залучення екіпажу до культури безпеки. Важливу роль у забезпеченні охорони праці відіграє дотримання міжнародних та національних нормативно-правових актів, зокрема положень МК ПДНВ, конвенцій МОП, стандартів ISO та внутрішніх судових інструкцій.

Таким чином, ефективна організація охорони праці в машинному відділенні є не лише вимогою міжнародного морського законодавства, але й необхідною умовою для мінімізації виробничих ризиків, забезпечення високого рівня безпеки праці та запобігання аваріям і нещасним випадкам на судні.

					КРБ.142.4227ст.25.15.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ

У ході виконання кваліфікаційної роботи було здійснено всебічний інженерний аналіз суднового дизельного двигуна типу 12ЧН 17/19 (MTU 12V4000 M93), який є одним із сучасних високошвидкісних двигунів, широко застосовуваних на морському та річковому флоті. Об'єкт дослідження відзначається високою питомою потужністю, надійністю, добрими показниками економічності та екологічної безпеки.

На першому етапі виконано перевірочний тепловий розрахунок робочого циклу, який дозволив визначити основні експлуатаційні характеристики двигуна, зокрема ефективну потужність, середній ефективний тиск, питому витрату палива, механічний, індикаторний та ефективний коефіцієнти корисної дії. Особливу увагу було приділено обґрунтованому вибору вихідних параметрів на основі паспортних та довідкових даних. Побудована теоретична індикаторна діаграма наочно підтвердила узгодженість отриманих результатів із реальними умовами експлуатації двигуна.

На другому етапі проведено кінематичний та динамічний аналіз кривошипно-шатунного механізму. В результаті розрахунків встановлено зміну переміщення, швидкості та прискорення поршня в залежності від кута повороту колінчастого валу. Аналіз динаміки дозволив виявити невідновленість моменту другого порядку, що є типовим для V-подібних багатоциліндрових двигунів, і запропонувати шляхи його компенсації шляхом застосування додаткових противаг на щоках колінчастого вала.

Третім етапом стало виконання розрахунків і проєктування елементів турбокомпресора. Зокрема, проведено підбір компресора-прототипу, визначено параметри вхідної дільниці, здійснено розрахунок і конструювання робочого колеса, безлопаточного й лопаточного дифузоров, а також повітрозбірного завитка. Крім того, обчислено адіабатний ККД, потужність компресора та швидкість обертання ротора. Усі ці дані дозволили побудувати уявлення про

					КРБ.142.4227ст.25.15.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		73

ефективність роботи наддувної системи двигуна та її вплив на загальні показники агрегату.

На завершальному етапі було опрацьовано питання охорони праці з урахуванням чинних нормативних вимог і характерних виробничих ризиків при експлуатації двигунів внутрішнього згоряння.

Таким чином, виконана кваліфікаційна робота охоплює повний спектр теоретичних та прикладних інженерних задач, пов'язаних з проєктуванням і аналізом суднового дизельного двигуна. Отримані результати підтверджують доцільність і технічну обґрунтованість застосування двигуна MTU 12V4000 M93 у сучасному суднобудуванні.

					КРБ.142.4227ст.25.15.00.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Operation manual Exhaust Gas Turbocharger Type «RH183». – 49.
4. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступені відцентрового наддувного компресора: навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2021. – 160 с.
5. Швець І. А. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту з дисципліни «Газова динаміка та агрегати наддуву» студентами денної та заочної форми навчання. – Первомайськ: ППІ НУК – 65 с.
6. Minchev, D.S., Gogorenko, O.A., Varbanets, R.A., Moshentsev, Y.L., Píštěk, V., Kučera, P., Shumylo, O.M., Kyrnats, V.I. (2022). Prediction of centrifugal compressor instabilities for internal combustion engines operating cycle simulation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. <https://doi.org/10.1177/09544070221075419>
7. Bell C. Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems. Bentley Publishers, 1997. – 250 p.
8. 10. Woodyard, D. F. Pounder's marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
9. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
10. Diesel Turbo-compound Technology. ICCT/NESCCAF Workshop. Improving the Fuel Economy of Heavy-Duty Fleets II February 20.2008, 10 с.

11. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 4. 2020. – 558 с. https://www.shipregister.ua/wp-content/uploads/2022/09/PCBSSt4_2020.pdf

12. Березуцький В. В. Основи охорони праці / В. В. Березуцький. – Х.: Факт, 2005. – 480 с.

13. Агій Я. Ю. Охорона праці у галузі: навч. пос. / Я. Ю. Агій, І. М. Лях. – Ужгород: ПП «АУТДОР - ШАРК», 2015. – 200 с.

14. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. – Одеса, 2022. – 86 с.

					КРБ.142.4227ст.25.15.00.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документу	Підпис	Дата		76