

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння,
установок та технічної експлуатації

Пояснювальна записка

до дипломної роботи бакалавра

на тему: «Розрахунок суднового двигуна типу 12ЧН 46/58 (Wartsila W46)»

Виконав: студент 4-го курсу, групи 3227зст

Спеціальності 142 Енергетичне

машинобудування

Васильєв Василь Володимирович

Керівник: к.т.н., доцент Гогоренко О. А.

Рецензент: к.т.н., доцент Личко Б. М.

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Напрямок підготовки 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Спеціальність _____
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

“ ____ ” _____ 20__ року

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Васильєву Василю Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розрахунок суднового двигуна типу 12ЧН 46/58
(Wartsila W46)

керівник проекту (роботи) к.н.т., доцент Гогоренко Олексій Анатолійович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ____ ” _____ 20__ року № ____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Номінальна потужність двигуна – 8800 кВт;
частота обертів колінчатого валу – 500 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі
– 3,1; ступінь стиску – 16.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Опис конструкції двигуна; моделювання робочого циклу;
розрахунок та побудова індикаторної діаграми; кінематичний розрахунок КШМ;
розрахунок і побудова діаграм динаміки; розрахунок турбокомпресора;
розрахунок і розробка принципів схем систем двигуна; організація охорони
праці.

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

Поперечний переріз двигуна типу 12ЧН 46/58 (Wartsila W46);

Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ;

Турбокомпресор;

Принципові схеми систем двигуна.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка

Студент

(підпис)

В. В. Васильєв

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

О. А. Гогоренко

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Опис конструкції двигуна типу 12ЧН 46/58.....	6
1.1 Технічна характеристика двигуна	7
1.2 Конструкція двигуна	8
2 Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 46/58.....	16
2.1 Вступ	17
2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	17
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	20
2.4 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	28
2.5 Висновок по розділу.....	30
3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ЧН 46/58.....	31
3.1 Кінематичний розрахунок КШМ.....	32
3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.....	35
3.3 Висновки по розділу.....	41
4 Розрахунок турбокомпресора для наддуву двигуна типу 12ЧН 46/58....	42
4.1 Вступ.....	43
4.2 Визначення основних параметрів двигуна та компресора. Вибір типорозміру турбокомпресора.....	44
4.3 Попереднє визначення колової швидкості	45
4.4 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки.....	46
4.5 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора.....	48
4.6 Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору	53
4.7 Розрахунок та конструювання лопаткового дифузору	56
4.8 Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки.....	61
4.9 Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору.....	63
4.10 Опис спроектованого компресора.....	65
4.10 Висновок по розділу.....	69

5 Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна типу 12ЧН 46/58.....	70
5.1 Паливна система.....	71
5.2 Масляна система.....	78
5.3 Система охолодження.....	86
5.4 Система повітропостачання і газовідводу.....	90
5.5 Висновки по розділу.....	95
6 Організація охорони праці.....	96
6.1 Організація охорони праці.....	96
6.2 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал.....	101
Висновок по роботі	102
Література	103
Додатки.....	105

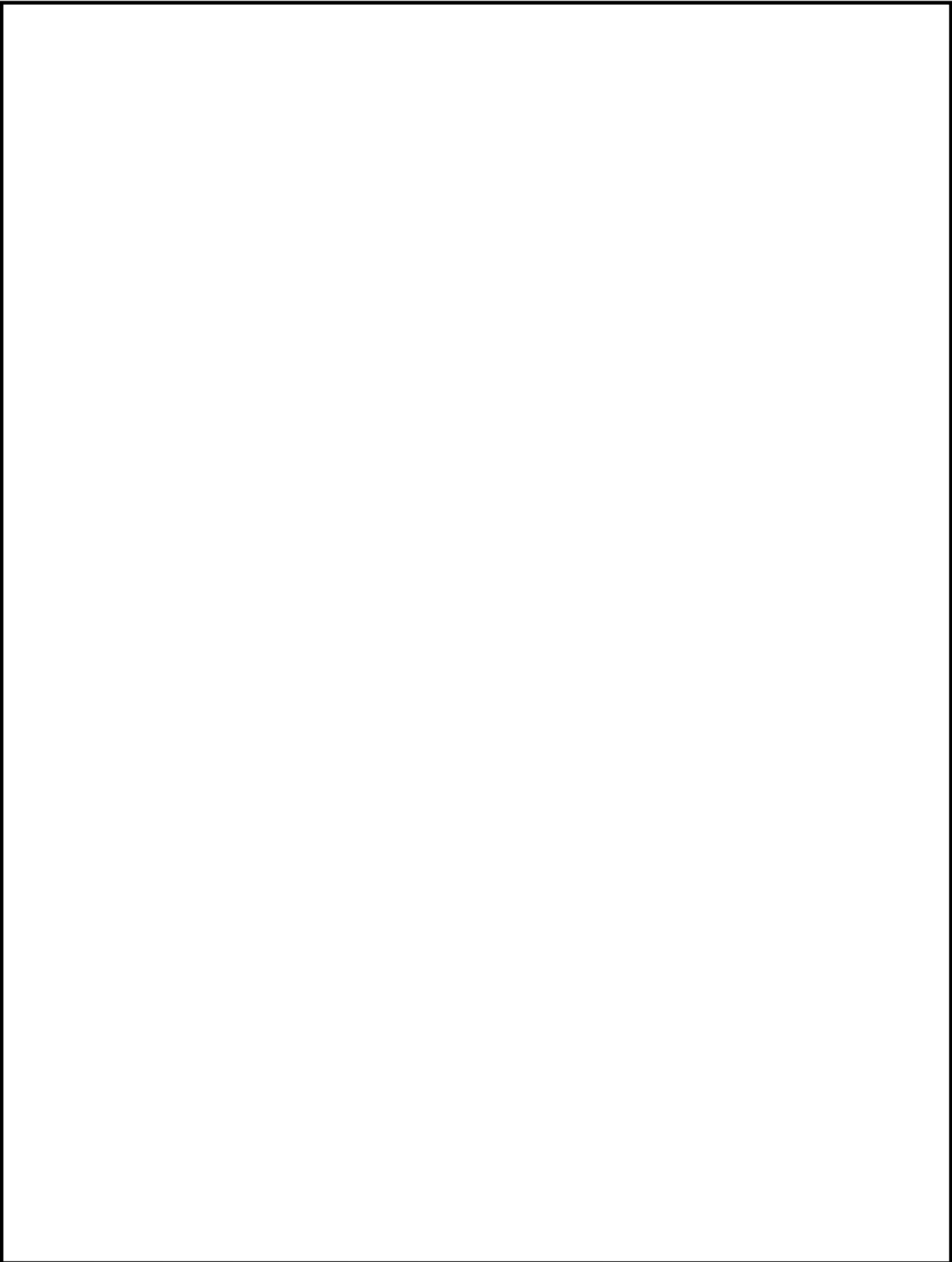
ВСТУП

Згідно завдання кафедри, тематикою дипломної роботи є розрахунок суднового двигуна типу 12ЧН 46/58 потужністю 8800 кВт при частоті обертів колінчатого валу 500 хв^{-1} . В роботі розглянуто судновий двигун компанії Wartsila моделі W46.

Дана робота пов'язана з розглядом сучасного суднового середньообертового чотирьохтактного двигуна, який використовується в якості головного суднового двигуна. Широке поширення цих двигунів визначає актуальність докладного вивчення їх у ході розробки дипломної роботи бакалавра.

Для реалізації мети дипломної роботи виконується розрахунок робочого циклу, а параметри циклу використовуються в розрахунку компресора з заданим тиском наддуву. Розрахунок компресора виконаний в четвертій частині дипломної роботи. Результати проведених розрахунків повинні показати ступінь форсування двигуна та особливості проходження робочих процесів в ньому.

					ДР.142.3227зст.02.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					ДР.142.3227зст.02.01.ПЗ.						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 1 Опис конструкції двигуна типу 12ЧН 46/58				Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Васильєв В.В.									
Перевір.		Гогоренко О.А.								6	10
Реценз.									НУК		
Н. Контр.											
Затверд.		Тимошевський Б.Г									

РОЗДІЛ 1

Опис конструкції двигуна типу 12ЧН 46/58

1.1 Технічна характеристика двигуна

Двигун марки W46 – чотиритактний V-подібний двигун фірми Wartsila потужністю 8800 кВт з газотурбінним наддувом, охолодженням наддувного повітря і безпосереднім уприскуванням палива. Номінальна частота обертання колінчатого валу становить 500 хв^{-1} . Швидкість поршня – 9,7 м/с. Середній ефективний тиск – 2,31 МПа. Маса двигуна – 37 т. Діаметр циліндра – 460 мм, хід поршня – 580 мм. Витрата палива – 189 г/(кВт·год).

Загальний вид двигуна типу 12ЧН 46/58 показаний на рис. 1.1.

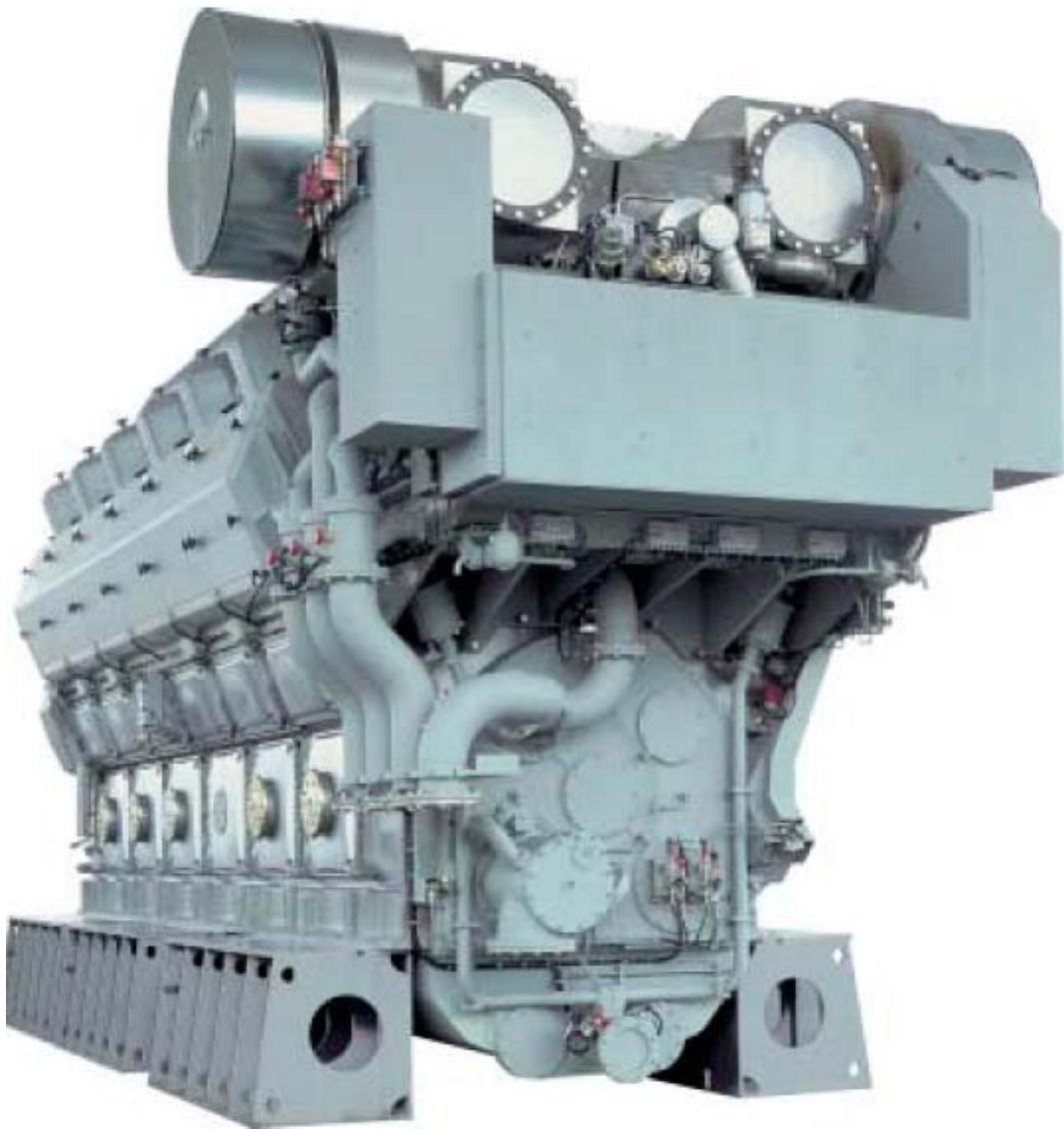


Рис. 1.1. Загальний вид двигуна типу 12ЧН 46/58

					ДР.142.3227зст.02.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		7

1.2 Конструкція двигуна

Поршень – складений з низьким коефіцієнтом тертя і юбкою з чавуну з кулястим графітом і сталевим денцем (рис. 1.2).

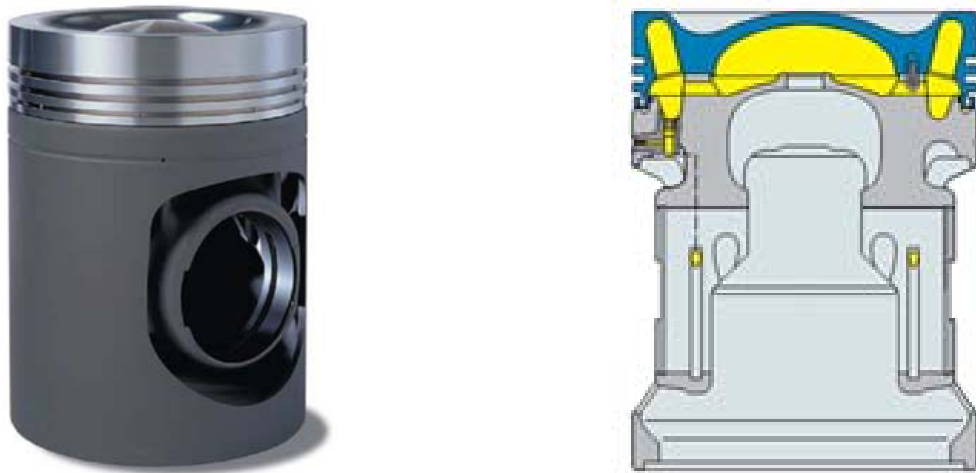


Рис. 1.2. Поршень двигуна типу 12ЧН 46/58

Спеціальний канал охолодження розроблений забезпечувати ефективно охолодження і високу жорсткість для днища поршня. Конструкція може працювати з тисками вище 200 бар. Загартована верхня кільцева канавка забезпечує тривалу експлуатацію. Низький коефіцієнт тертя забезпечується системою змащення юбки. Система змащення розподіляє чисту масляну плівку, яка виключає ризик стирання (задір) поршневого кільця і знижує швидкість зношування. Система отворів в канавках поршня забезпечує чистоту маслоз'ємних кілець і канавок від корозійних продуктів згоряння.

Конструкція колінчатого валу дозволяє використовувати високий тиск згорання і підтримувати стабільні навантаження на підшипник.

Колінчатий вал кований у вигляді однієї деталі і повністю обробляється на верстаті. Достатньо жорсткий з вбудованими противагами на кожному плечі кривошипа. Колінчатий вал двигуна типу 12ЧН 46/58 (рис. 1.3) спроектовано для повного відбору потужності, а також з рухомими опорами.



Рис. 1.3. Колінчастий вал

Шатун морської конструкції складається з 3 частин (рис. 1.4), де сили згоряння розподілені по всій опорній поверхні і де відносний рух між сполученими поверхнями мінімальний.



Рис. 1.4. Шатун

Така конструкція шатуна дозволяє виконувати капітальний ремонт поршня без зачіпання великого кінцевого підшипника, а також забезпечує перевірку підшипника без демонтажу поршня. Конструкція шатуна з трьох частин також скорочує тривалість капітального ремонту. Всі гайки шатуна затягуються за допомогою гідравлічного інструменту.

Деформації гільзи виникають через фіксацію кромки циліндра, а також під дією температурного та механічного навантаження. Завдяки спеціальному дизайну з відносно високим ходом кільця деформації в циліндрі дуже малі. Круглий внутрішній діаметр гільзи разом з відмінною змащенням покращують умови для поршневих кілець, що призводить до зниження зносу. Щоб виключити полірування гільзи вона забезпечується маслорозподільним кільцем у верхній частині. Мета цього кільця калібрувати осад карбону на вершині поршня до товщини досить малої щоб запобігти контакту між внутрішньою стінкою гільзи і осадом на вершині поршня. Полірування внутрішнього отвору може призвести до локального зносу гільзи і збільшує споживання мастила.



Рис. 1.5. Втулка циліндра

Екстремальні температури в гільзі циліндра важливі не тільки під час перевірки на міцність під дією тиску і деформації, але також має вирішальне значення для швидкості зношування гільзи циліндра. Температура повинна залишатися вище точки роси сірчаної кислоти щоб уникнути корозії, але в

той же час залишатися досить низькою, щоб уникнути розшарування мастила.

Вибір складу металу для виготовлення циліндрових втулок обумовлений досвідом експлуатації. Для виготовлення циліндрових втулок застосовується спеціальний сплав сірого чавуну, що забезпечує відмінні зносостійкі характеристики і високу міцність.

Кришка циліндра спроектована ґрунтуючись на надійне і легке технічне обслуговування (рис. 1.6). Спроектована як жорстка коробка для зниження периферичного тиску контакту між кришкою циліндра і гільзою циліндра.



Рис. 1.6. Кришка циліндра

В кришках циліндрів двигуна типу 12ЧН 46/58 застосовується ефективне охолодження сідел випускних клапанів водою.

Застосовується обертання клапанів впускних та випускних клапанів, що гарантує підтримання на одному рівні теплове і механічне навантаження на клапанах.

На поршнях застосовується набір з низкотрущихся компресійних кілець (рис. 1.7), які мають спеціальні антикорозійні покриття. Завдяки високій

точності їх виготовлення і профілювання забезпечується максимальна герметизація і баланс тиску.



Рис. 1.7. Поршневі кільця

Розподільний вал побудований з одноциліндрових секцій із вбудованими кулачками (рис. 1.8). Секції розподільчого валу з'єднуються за допомогою окремих опорних шийок, що робить можливим зняти секції валу з боку відділення розподільчого валу.



Рис. 1.8. Розподільний вал і клапанний механізм

Штовхач клапана представляю собою ролик, профіль якого злегка опуклий для хорошого розподілу навантаження.

Клапанний механізм включає в себе коромисла, що працюють на вилку, спрямовану пальцями. Обидва впускних і випускних клапана отримують примусове обертання від Rotorcaps протягом кожного циклу відкриття. Це рівномірне обертання забезпечується для рівномірного розподілу температур і зносу клапанів і підтримує ущільнену поверхню вільної від відкладень. Результатом чого є хороша теплопровідність.

Конструкція підшипників колінчатого валу з товстою обоймою (рис. 1.9) надає особливого значення ключовому поняттю – надійність.



Рис. 1.9. Підшипники колінчатого валу

Навантаження на підшипники були знижені за рахунок збільшення діаметрів і довжини шийок колінчатого валу. Зменшення навантаження на підшипники дозволило перейти до застосування м'яких матеріалів з яких вони виготовляються, що привило до швидкого припрацювання після ремонту.

Блок циліндрів (рис. 1.10) виготовлений з чавуну з кулястим графітом для того щоб досягти жорсткості і надійності конструкції необхідної для пружного кріплення. Корінний підшипник підвісного типу з болтами що затягуються за допомогою гідравліки.



Рис. 1.10. Блок циліндрів

Двигун обладнано єдиною вихлопною трубою та системою газовипуску з турбокомпресорами з високим ККД. Ця система являє собою систему вихлопних газів, яка поєднує в собі переваги імпульсного і ізобарного наддуву. На відміну від системи ізобарного наддуву, ефект виштовхування вихлопних газів забезпечує кращу продуктивність турбіни на часткових навантаженнях. Така система газовипуску практично не має недоліків. Комбінована система наддуву досить надійна і може працювати з відносно високими тисками і рівнями пульсації.

Двигун оснащений двома турбокомпресорами (рис. 1.11) з максимально досяжним на сьогодні рівнем ККД. Вони оснащені підшипниками ковзання, які не охолоджуються за допомогою води. Турбонагнітач оснащений пристроями для очищення турбінної та компресорної частини.

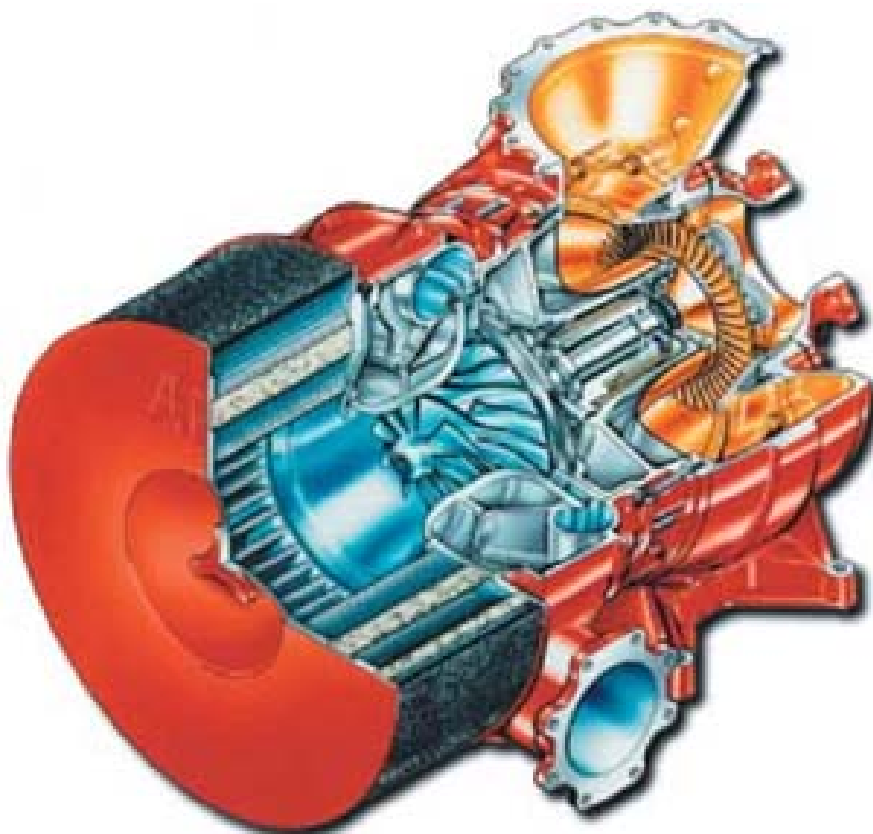
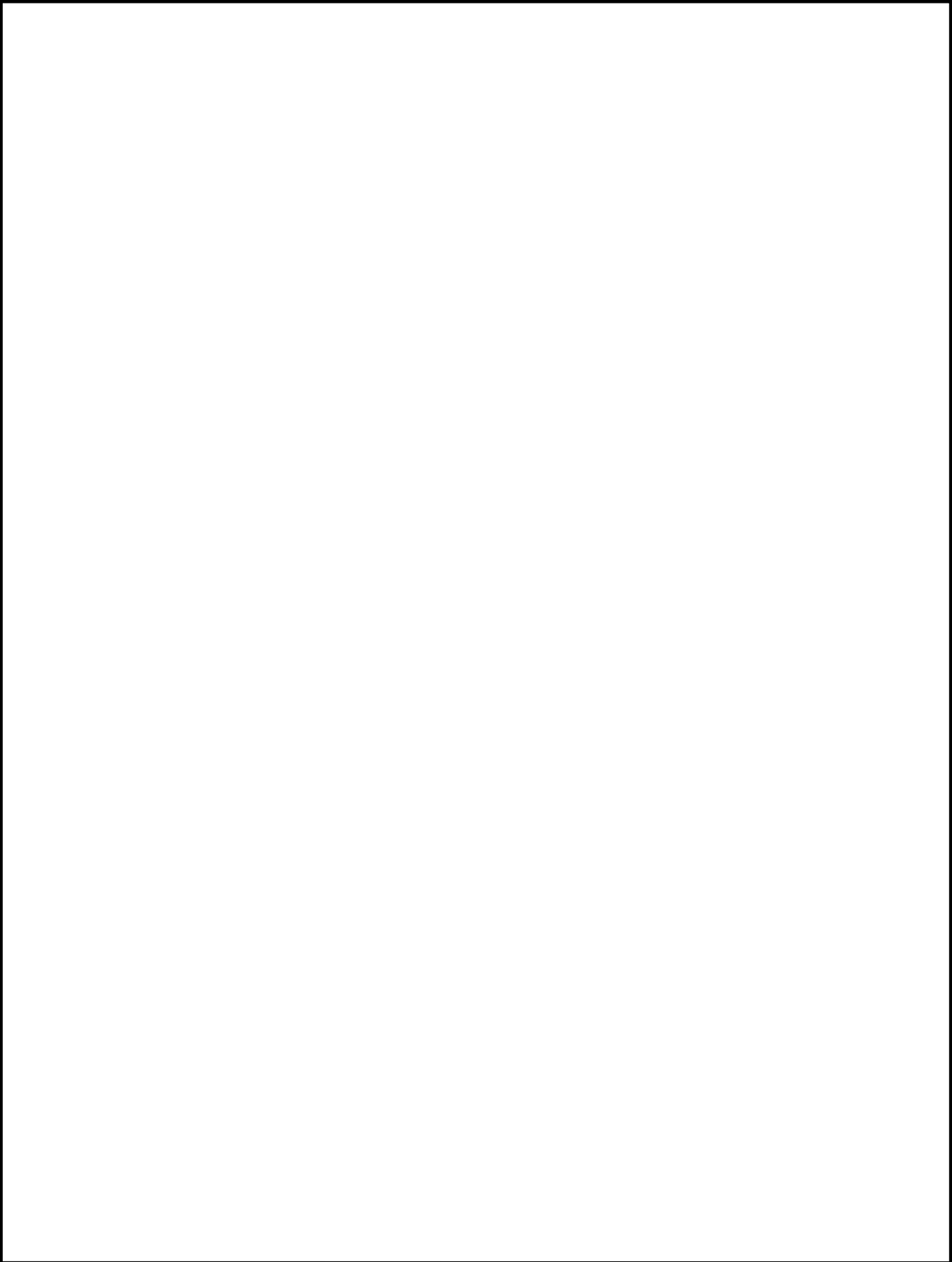


Рис. 1.11. Турбокомпресор

Скидний затвор вихлопу і перепуск повітря використовується для отримання певних вимог на робочому діапазоні навантажувальних характеристик і часткових навантажень.



					ДР.142.3227зст.02.02.ПЗ.							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Васильев В.В.			РОЗДІЛ 2 Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 46/58			Літ.		Арк.	Аркушів	
Перевір.		Гогоренко О.А.								16	15	
Реценз.								НУК				
Н. Контр.												
Затверд.		Тимошевський Б.Г										

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 12ЧН 46/58

2.1 Вступ

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля.

Розрахунки робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску. Розрахунковий цикл модернізованого двигуна 12ЧН 46/58 проведемо на комп'ютері за методикою, яка основана на методі теплового розрахунку Гринивецького В. І. Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термодинаміки та термохімії. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються у робочому циліндрі, та являє собою інженерно – аналітичне дослідження.

2.2 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

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

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 16$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні

					ДР.142.3227зст.02.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		17

зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,2$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,41$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,97$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,74$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного.

Приймаємо $\xi_z = 0,91$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,35$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: 5...45 К – для ДВЗ з наддувом та 10...20 К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 30$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,93$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Приймаємо $T_r = 790$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу: $C = 0,87$ 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 колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$.

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42664,4$ (кДж/кг).

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Приймаємо $\varphi_n = 0,08$.

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі MathCAD і приводиться далі в якості роздруківки.

					ДР.142.3227зст.02.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		19

2.3 Розрахунок робочого циклу

- | | |
|--|---|
| 1.1 Ефективна потужність, кВт | $N'_e = 8800$ |
| 1.2 Частота обертання, хв ⁻¹ | $n = 500$ |
| 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа | $P_0 = 0.103$ |
| 1.4 Температура навколишнього середовища, К | $T_0 = 293$ |
| 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі | $Пк = 3.1$ |
| 1.6 Коефіцієнт продувки | $\phi_a = 1.05$ |
| 1.7 Коефіцієнт залишкових газів | $\gamma_r = 0.04$ |
| 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z | $\xi_z = 0.91$ |
| 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b | $\xi_b = 0.95$ |
| 1.10 Ступінь стиску | $\epsilon_{\text{sw}} = 16$ |
| 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні | $\lambda = 1.35$ |
| 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К | $\Delta T_a = 30$ |
| 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку | $\phi_n = 0.08$ |
| 1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми | $\zeta = 0.96$ |
| 1.15 Механічний ККД двигуна | $\eta_m = 0.93$ |
| 1.16 Адіабатний ККД компресора | $\eta_{k.ad} = 0.70$ |
| 1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа | $\Delta P_{ox.} = 0.004$ |
| 1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря | $\eta_o = 0.97$ |
| 1.19 Температура залишкових газів, К | $T_r = 790$ |
| 1.20 Масовий склад палива (кг/кг): | $\underline{C} = 0.87$
$\underline{H} = 0.126$
$\underline{S} = 0$
$O = 0.004$ |
| 1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг) | $Q_H = 42664.4$ |
| 1.22 Кількість циліндрів | $i = 12$ |
| 1.23 Діаметр циліндру, м | $D_c = 0.46$ |
| 1.24 Хід поршня, м | $S_c = 0.58$ |
| 1.25 Коефіцієнт тактності | $z = 0.5$ |

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.2$

1.27 Показник адіабаты для повітря $k_g = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.74$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.319$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 452.923$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 297.798$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 345.575$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.315$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.306$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.789$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

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

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

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

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

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



$$b_c = 0.002519 \quad a_{vc} = 19.281$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_I - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_I - 1})} \quad n_I = 1.361$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_I} \quad P_c = 13.314$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_I - 1} \quad T_c = 940.235$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L_{\text{вв}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.088$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0291$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0279$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.958$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.027$$

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.80551$$

$$b_z = 0.003$$

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

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

$$a_{vb} = 19.82793$$

$$b_b = 0.003016$$

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: $T_z = 1882.022$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 17.974$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.522$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 10.51$$

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

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



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

$$n_2 = 1.277$$

$$T_b = 980.015$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.891$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.223$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 1.963$$

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

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

$$b_i = 0.169$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.499$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.826$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.464$$

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

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

$$b_e = 0.1819$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 8805.656$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = 0.064 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$R_u = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 14.725$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 15.17$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.303$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 775.638$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.121$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.406$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.375$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$P_{k\delta} = 3.08$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{k\delta} - P_k}{P_{k\delta}}$$

$\Delta P_k = -0.658 \cdot \%$

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

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,277
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,314
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	17,974
Ступінь попереднього розширення ρ	1,522
Ступінь стиснення ϵ	16

Таблиця 1

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	17,97	
1,00	13,31	17,97
1,52	7,52	17,97
2,25	4,43	10,94
2,97	3,03	7,65
3,69	2,25	5,79
4,42	1,76	4,61
5,14	1,43	3,80
5,87	1,20	3,21
6,59	1,02	2,77
7,31	0,89	2,42
8,04	0,78	2,15
8,76	0,69	1,92
9,48	0,62	1,74
10,21	0,56	1,58
10,93	0,51	1,45
11,66	0,47	1,34
12,38	0,43	1,24
13,10	0,40	1,15
13,83	0,37	1,07
14,55	0,35	1,01
15,28	0,33	0,95
16,00	0,31	0,89
16,00	0,31	0,31

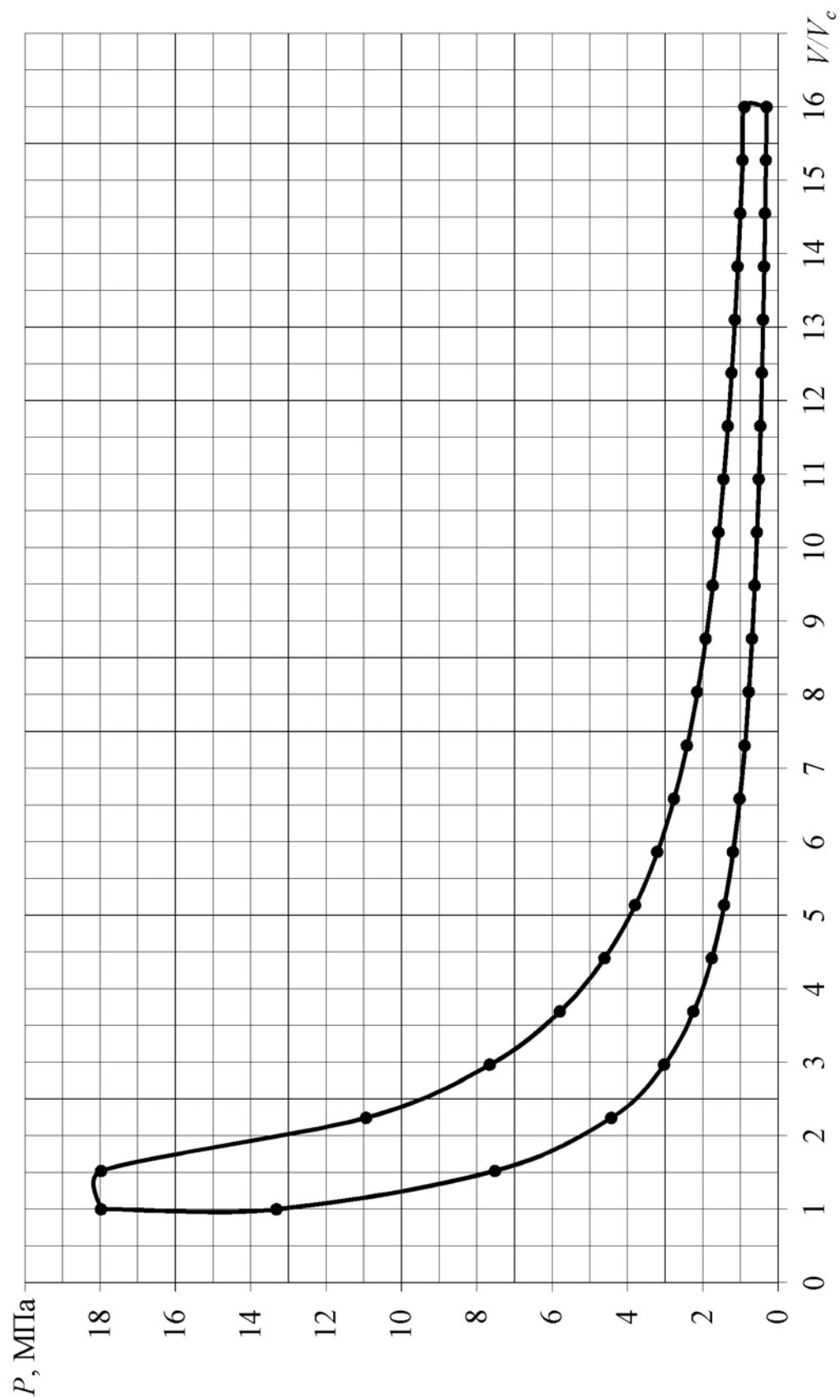


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна WARTSILA W46

2.5 Висновок по розділу

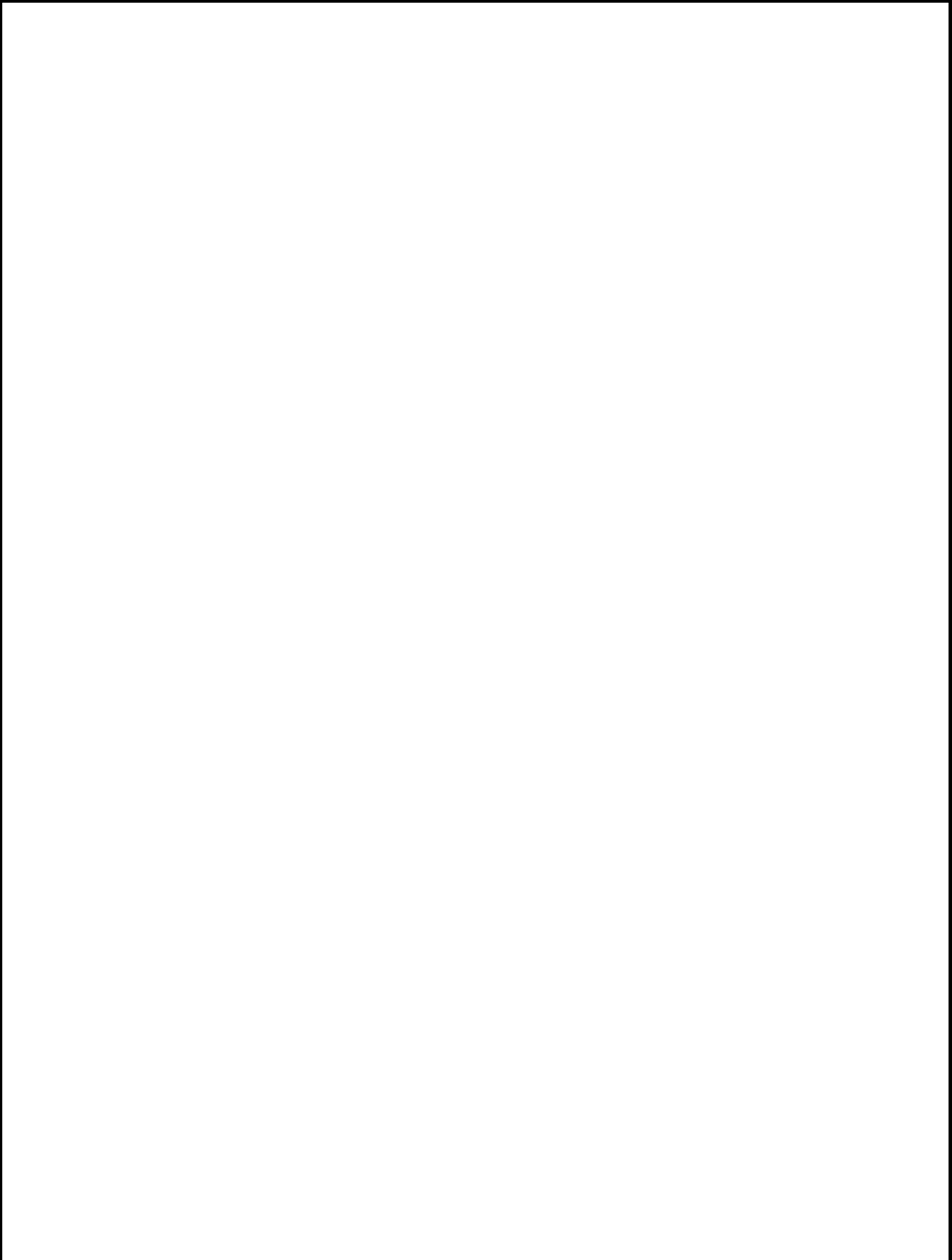
В табл. 2.1 приведені основні параметри розглянутого двигуна типу 12ЧН 46/58, які отримані під час моделювання робочого циклу.

Таблиця 2.1. Основні параметри двигуна

№	Параметри двигуна	Проектований двигун
1.	Ефективна потужність, кВт	8800
2.	Частота обертання, хв ⁻¹	500
3.	Ступінь стиску	16
4.	Тиск наддуву, кПа	319
5.	Коефіцієнт надлишку повітря	2,2
6.	Середній ефективний тиск, кПа	1826
7.	Ефективна витрата пального, кг/(кВт·год)	0,1819
8.	Механічний ККД	0,930
9.	Індикаторний ККД	0,499
10.	Ефективний ККД	0,464

Методика моделювання робочого циклу забезпечує достатню для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, який проходить в двигуні, описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,1819 кг/(кВт·год). Можна зробити висновок, що за цим параметром двигун типу 12ЧН 46/58 належить до машин з прогресивним показником економічності і має можливість конкурувати з іншими двигунами приблизно такої ж потужності і розмірності.



					ДР.142.3227зст.02.03.ПЗ.			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Васильєв В.В.			РОЗДІЛ 3 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ЧН 46/58			
Перевір.		Гогоренко О.А.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Тимошевський Б.Г						
					Літ.	Арк.	Аркушів	
							31	11
					НУК			

РОЗДІЛ 3

Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 12ЧН 46/58

3.1 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 ($R = S_n / 2 = 0,58 / 2 = 0,29$), м;

λ – відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, ($\lambda = R / l_{ш} = 0,33$), 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 ($\omega = \pi \cdot n / 30 = 52,33$), 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. 3.1.

Графічне представлення переміщення, швидкості і прискорення поршня представлені на рис. 3.1 – 3.3.

Таблиця 3.1. Результати кінематичного розрахунку

φ , град	$S_{n\varphi}$, м	C_{φ} , м/с	j_{φ} , м/с ²
0	0,0000	0,0000	1056,35
15	0,0131	5,1227	994,17
30	0,0508	9,3827	818,89
45	0,1089	12,3484	561,62
60	0,1809	14,0901	266,07
75	0,2596	14,9334	-21,42
90	0,3379	15,1767	-262,10
105	0,4097	14,9334	-432,55
120	0,4709	14,0901	-528,17
135	0,5190	12,3484	-561,62
150	0,5531	9,3827	-556,79
165	0,5733	5,1227	-540,20
180	0,5800	0,0000	-532,14
195	0,5733	-5,1227	-540,20
210	0,5531	-9,3827	-556,79
225	0,5190	-12,3484	-561,62
240	0,4709	-14,0901	-528,17
255	0,4097	-14,9334	-432,55
270	0,3379	-15,1767	-262,10
285	0,2596	-14,9334	-21,42
300	0,1809	-14,0901	266,07
315	0,1089	-12,3484	561,62
330	0,0508	-9,3827	818,89
345	0,0131	-5,1227	994,17
360	0,0000	0,0000	1056,35

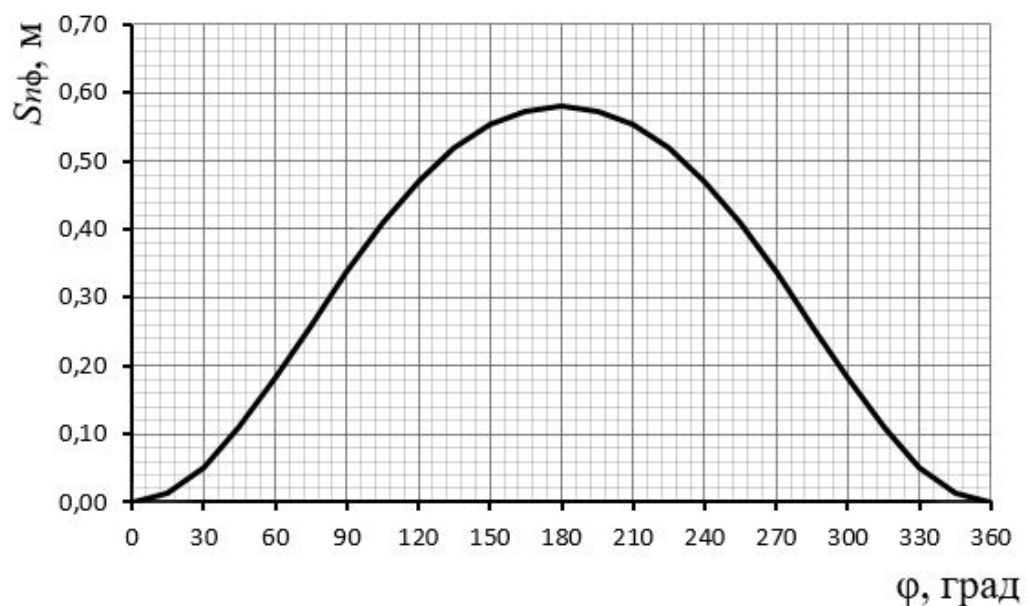


Рис. 3.1. Зміна переміщення поршня

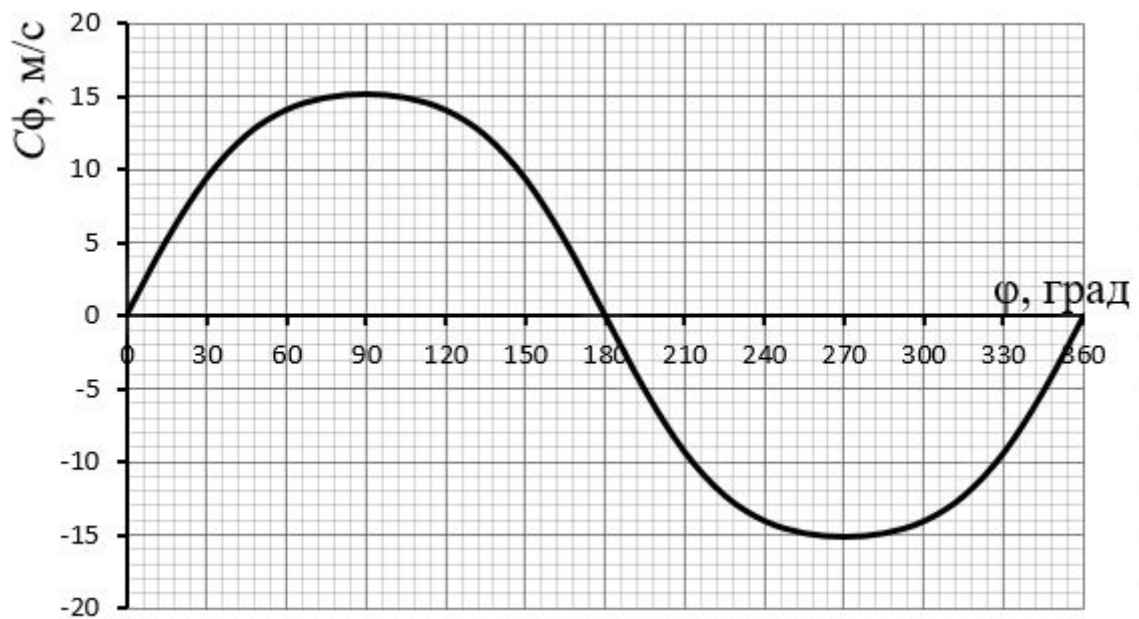


Рис. 3.2. Зміна швидкості поршня

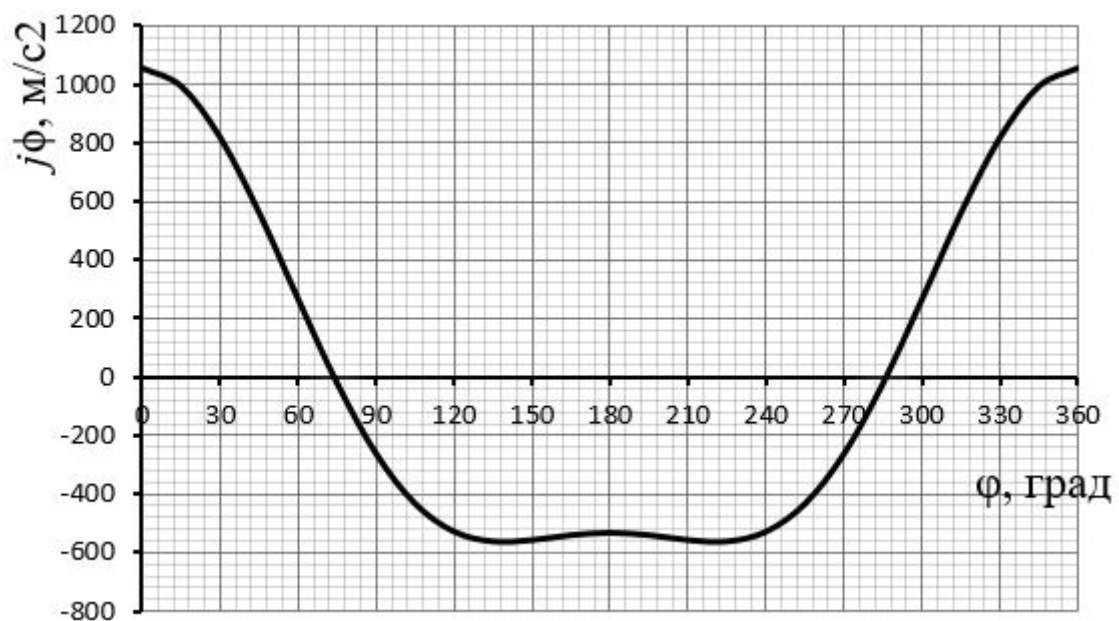


Рис. 3.3. Зміна прискорення поршня

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 пото-

ку 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.

3.2 Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_r і сили інерції P_j . Запишемо, що сумарна сила, що діє на поршень

$$P = P_r + P_j$$

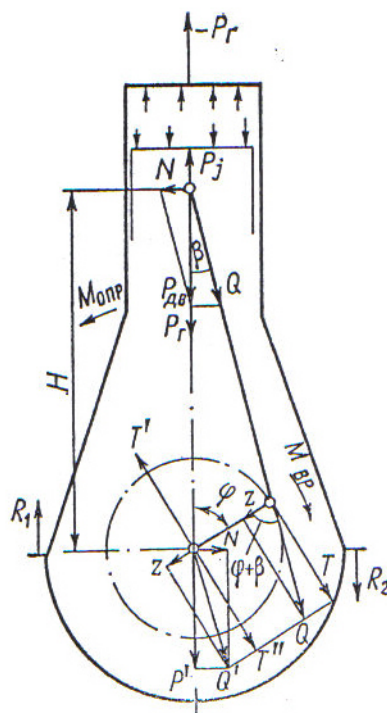


Рис. 3.4. Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила P давить вниз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких S направимо по осі 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 по шатуні, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

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

Перенести силу S по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. Направимо першу складову T перпендикулярно радіусу кривошипа, а другу R – по його радіусу.

Тоді 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:

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

В результаті дії на опори двигуна перекидаючого моменту в них розвивається рівний йому і протилежний за знаком реактивний момент.

Напрямку сил і крутного моменту по годинній стрілці прийнято вважати додатніми. Зворотні ним – відмінними.

Для одержання кількісних величин сил, що діють у КШМ, використовують індикаторну діаграму, за допомогою якої визначаємо силу тиску газів при будь-якій положенні кривошипа, і аналітичні залежності для визначення сил інерції. Силу інерції, яка діє на поршень, знаходимо на підставі рівняння другого закону Ньютона:

$$P_j = -m_n j.$$

Величину j визначаємо з рівняння:

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

Як масу m_n оберемо масу всіх деталей, що разом з поршнем утворюють зворотно-поступальний рух. Сюди відносять поршень, кільця, поршневий палець, деталі, що охороняють поршневий палець від осьових переміщень. Маса цих деталей зосереджена на осі поршневого пальця.

Шатун робить складний плоско-рівнобіжний рух. Для спрощення аналізу деталі групи шатуна заміщають сукупністю мас, динамічно їм еквівалентних. Звичайне число мас системи, що заміщається, беруть рівним двом. Приводячи їх до осей поршневого пальця і шатунної шийки, вважають, що перша маса робить рух разом з поршнем, а друга – разом із кривошипом.

Аналіз виконаних конструкцій ДВЗ показує, що на частку маси, що відноситься до вісі поршневого пальця, приходить 0,25...0,33 загальної маси деталей групи шатуна, а 0,75...0,67 приходить на частку маси, що робить обертальний рух разом із кривошипом. Таким чином, сила інерції деталей, що рухаються разом з поршнем:

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

де m_n – маса деталей групи поршня і частина маси деталей групи шатуна, віднесена до осі поршневого пальця.

Задача даного розділу є визначення сил, що діють у КШМ, а також побудова графіків зміни цих сил по куту повороту колінчастого валу.

Дані для розрахунку та побудови діаграм динаміки.

Кривошипно-шатунне відношення λ0,330.

Маса деталей, що рухаються зворотно-поступально m_n225 кг

Розрахунок динаміки зроблений на ПК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 3.2.

За даними табл. 3.2 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 3.5, 3.6.

Таблиця 3.2. Результати динамічного розрахунку

Φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3150	-1,4309	-1,1159	0,0000	-1,1159	0,0000
15	0,3150	-1,3467	-1,0317	-0,0884	-0,9736	-0,3524
30	0,3150	-1,1092	-0,7942	-0,1329	-0,6214	-0,5122
45	0,3150	-0,7607	-0,4457	-0,1070	-0,2396	-0,3908
60	0,3150	-0,3604	-0,0454	-0,0135	-0,0110	-0,0461
75	0,3150	0,0290	0,3440	0,1157	-0,0227	0,3622
90	0,3150	0,3550	0,6700	0,2342	-0,2342	0,6700
105	0,3150	0,5859	0,9009	0,3030	-0,5258	0,7918
120	0,3150	0,7154	1,0304	0,3073	-0,7814	0,7387
135	0,3150	0,7607	1,0757	0,2581	-0,9432	0,5781
150	0,3150	0,7542	1,0692	0,1789	-1,0154	0,3797
165	0,3150	0,7317	1,0467	0,0897	-1,0343	0,1842
180	0,3150	0,7208	1,0358	0,0000	-1,0358	0,0000
195	0,3106	0,7317	1,0423	-0,0893	-1,0299	-0,1835
210	0,3251	0,7542	1,0793	-0,1806	-1,0250	-0,3833
225	0,3524	0,7607	1,1132	-0,2671	-0,9760	-0,5983
240	0,3985	0,7154	1,1139	-0,3322	-0,8447	-0,7986
255	0,3743	0,5859	0,9602	-0,3229	-0,5604	-0,8439
270	0,4015	0,3550	0,7566	-0,2645	-0,2645	-0,7566
285	0,5260	0,0290	0,5550	-0,1867	-0,0366	-0,5844
300	0,8533	-0,3604	0,4929	-0,1470	0,1191	-0,5004
315	1,6530	-0,7607	0,8923	-0,2141	0,4795	-0,7823
330	3,6519	-1,1092	2,5427	-0,4254	1,9893	-1,6397
345	8,7582	-1,3467	7,4116	-0,6353	6,9946	-2,5320
360	17,4740	-1,4214	16,0526	-0,4619	15,9513	-1,8592
375	17,9740	-1,3467	16,6273	1,4254	15,6919	5,6803
390	10,5257	-1,1092	9,4165	1,5753	7,3673	6,0725
405	5,5585	-0,7607	4,7977	1,1513	2,5784	4,2066
420	3,3456	-0,3604	2,9851	0,8903	0,7216	3,0303
435	2,2624	0,0290	2,2914	0,7706	-0,1513	2,4128
450	1,6801	0,3550	2,0352	0,7115	-0,7115	2,0352
465	1,3442	0,5859	1,9302	0,6491	-1,1266	1,6964
480	1,1417	0,7154	1,8571	0,5538	-1,4082	1,3314
495	1,0174	0,7607	1,7782	0,4267	-1,5591	0,9556
510	0,9431	0,7542	1,6973	0,2840	-1,6119	0,6028
525	0,9035	0,7317	1,6353	0,1402	-1,6158	0,2878
540	0,8911	0,7208	1,6119	0,0000	-1,6119	0,0000
555	0,3030	0,7317	1,0347	-0,0887	-1,0224	-0,1821
570	0,3030	0,7542	1,0572	-0,1769	-1,0040	-0,3754
585	0,3030	0,7607	1,0637	-0,2553	-0,9327	-0,5717
600	0,3030	0,7154	1,0184	-0,3037	-0,7723	-0,7301
615	0,3030	0,5859	0,8889	-0,2989	-0,5188	-0,7813
630	0,3030	0,3550	0,6580	-0,2300	-0,2300	-0,6580
645	0,3030	0,0290	0,3320	-0,1117	-0,0219	-0,3496
660	0,3030	-0,3604	-0,0574	0,0171	-0,0139	0,0583
675	0,3030	-0,7607	-0,4577	0,1098	-0,2460	0,4013
690	0,3030	-1,1092	-0,8062	0,1349	-0,6308	0,5199
705	0,3030	-1,3467	-1,0437	0,0895	-0,9849	0,3565
720	0,3030	-1,4309	-1,1279	0,0000	-1,1279	0,0000

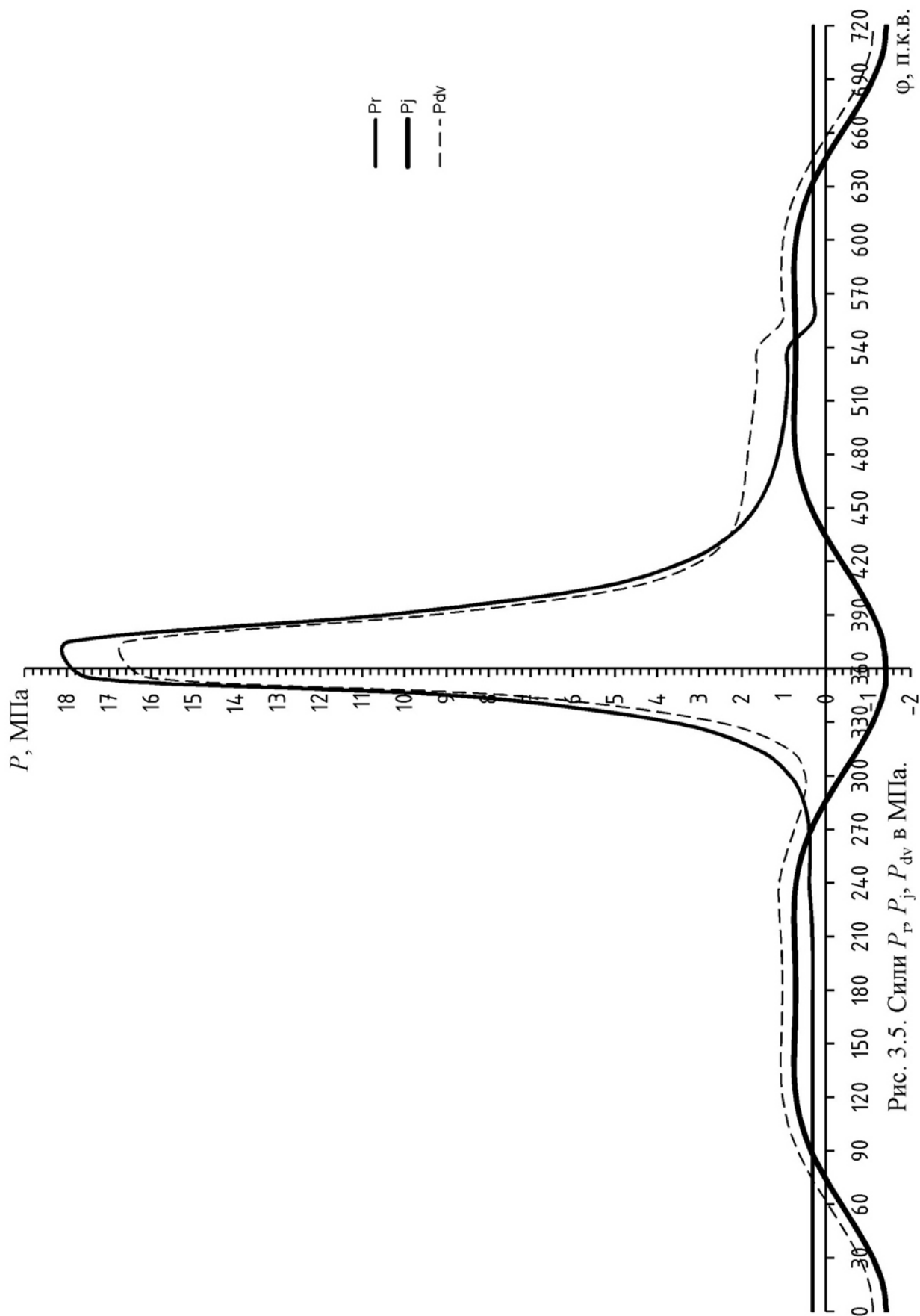


Рис. 3.5. Сили P_r , P_j , P_{dv} в МПа.

φ , П.К.В.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ДР.142.3227зст.02.03.ПЗ.

Лист

39

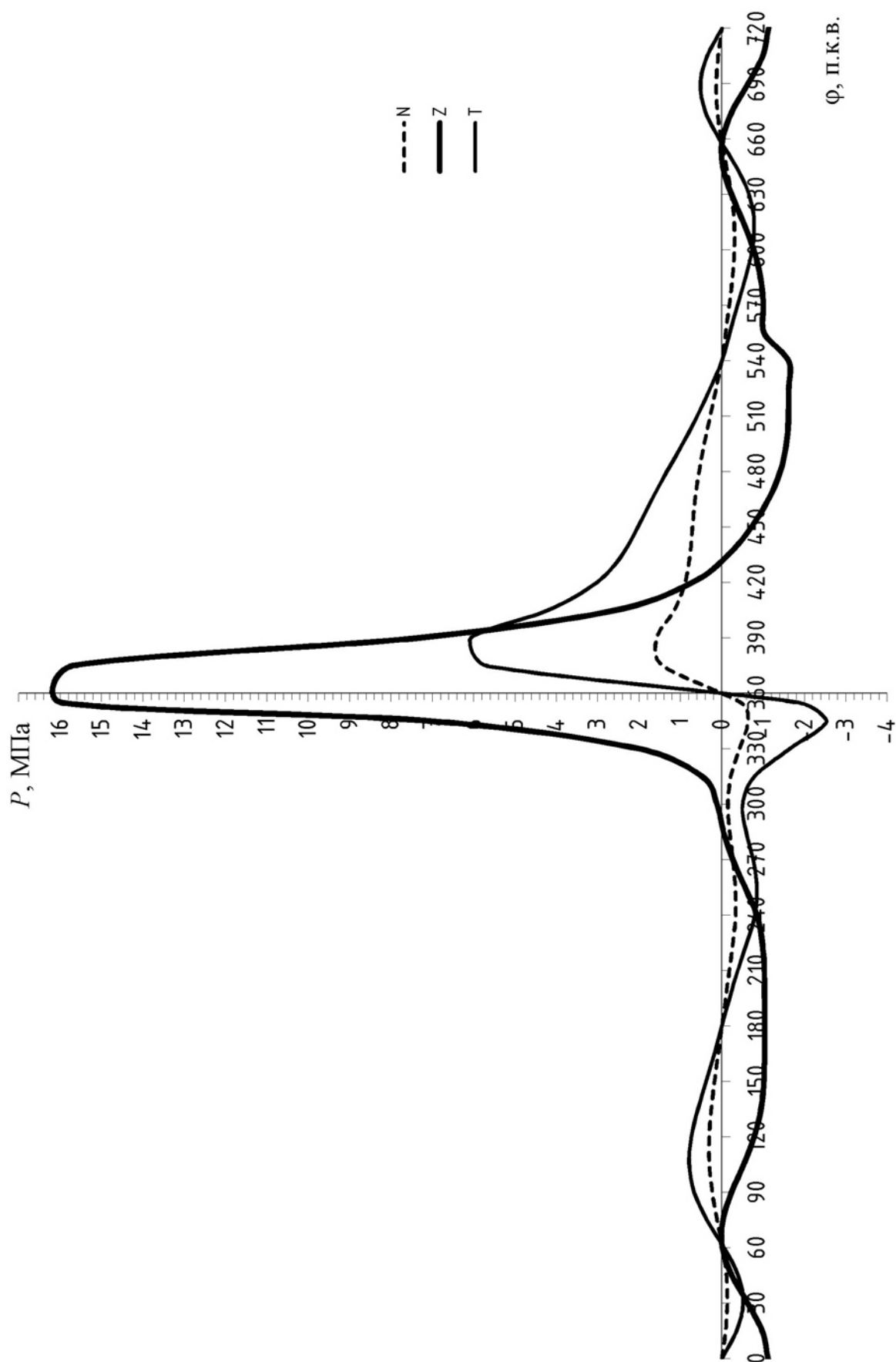
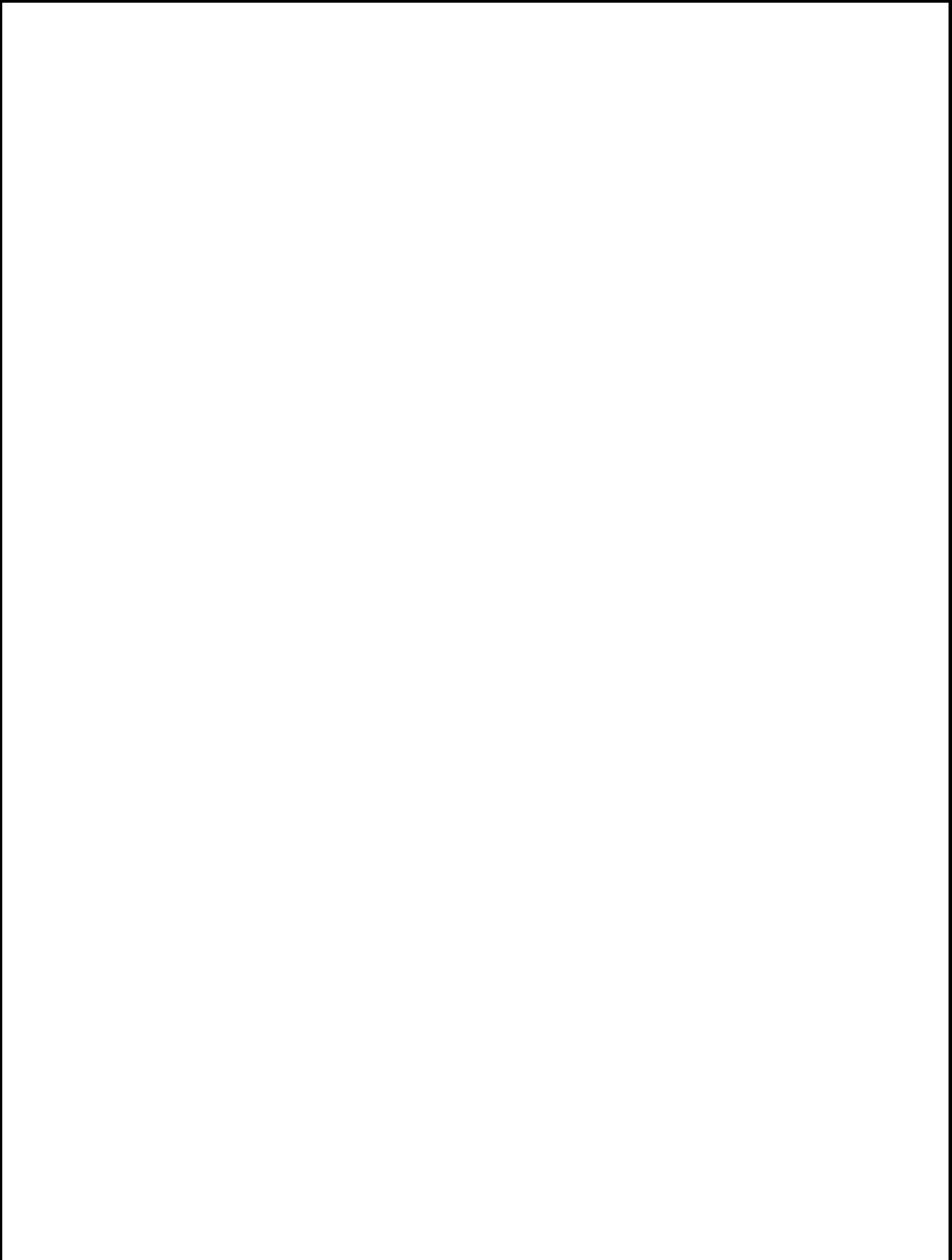


Рис. 3.6. Сили N, Z, T в МПа

3.3 Висновки по розділу

Аналіз результатів кінематичного розрахунку і динаміки КШМ дозволяє судити про невірноваженість моменту другого порядку для двигуна Wartsila типу W46 (12ЧН 46/58). Для врівноваження цього моменту необхідно штучне введення додаткових рухомих мас. Врівноваження досягають противагами, що встановлюються на щоках колінчатого валу.

					ДР.142.3227зст.02.03.ПЗ.	Лист
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 4 Розрахунок турбокомпресора для наддуву двигуна типу 12ЧН 46/58			
Розроб.		Васильєв В.В.						
Перевір.		Гогоренко О.А.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Тимошевський Б.Г			Літ. Арк. Аркушів 4228 НУК			

РОЗДІЛ 4

Розрахунок турбокомпресора для наддуву двигуна типу 12ЧН 46/58

4.1 Вступ

У розділі виконуються розрахунки усіх елементів проточної частини компресору, на підставі чого робиться креслення повздовжнього розрізу турбокомпресора з опорою на конструкцію турбокомпресора-прототипу і зі зміною тих елементів конструкції прототипу, які не можуть забезпечити достатню працездатність турбокомпресора з урахуванням його параметрів.

Передбачається, що на двигуні буде встановлено два однакових турбокомпресора, тому кожен з них забезпечить половину повної витрати повітря через двигун. Згідно розрахунку робочого циклу, на режимі номінальної потужності витрата повітря становила 14,725 кг/с. Тож, кожен компресор повинен забезпечити витрату на рівні 7,36 кг/с з $P_k = 3,1$. За прототип був обраний компресор типу ТК *Ishikawajima VTR 251-2* з існуючого типорозмірного ряду, який було затверджено викладачем у якості взірця для подальшого проектування.

Обраний турбокомпресор може використовуватись як турбокомпресор для головних судових двигунів великих розмірів. Відповідно, зовнішній діаметр колеса компресора дорівнює 64 см. У проекті перш за все визначається саме цей параметр конструкції, який в основному і відрізняє її від інших типорозмірів. У компресорі, що проектується, повинні змінитися розміри проточної частини та конструкції вузлів підшипників з урахуванням підвищення P_k порівняно з прототипом.

Таким чином, ціллю розділу є визначення основних розмірів конструкції відцентрового компресора з зазначеними параметрами та зміна ряду елементів його конструкції у складі турбокомпресора відповідно до зміни його параметрів порівняно з прототипними.

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
						43
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4.2 Визначення основних параметрів двигуна та компресора. Вибір типорозміру турбокомпресора

Розрахунковими результатами даного розділу повинні бути значення розходу повітря G , потужності двигуна N_e , середнього ефективного тиску P_e та визначення зовнішнього діаметра колеса компресора D_2 .

На підставі значень розрахунку G та степені підвищення тиску Π_k визначається можливий прототип турбокомпресора за допомогою використання так званих полів розходів або областей застосування турбокомпресорних типорозмірних рядів. Визначивши типорозмір турбокомпресору, ми встановимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора D_2 , яке має бути оптимальним для обчислених значень розходу та степені підвищення тиску.

Згідно з вказівкою керівника за прототип конструкції обрано турбокомпресор, зображений на рис. 4.1.

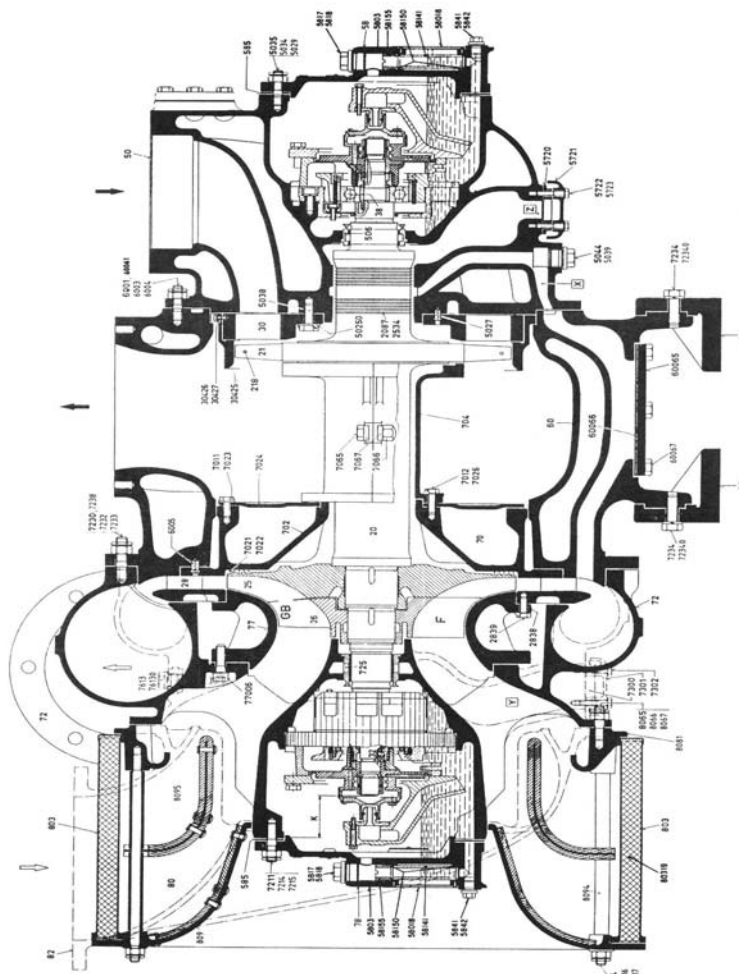


Рис. 4.1. Турбокомпресор типу ТК Ishikawajima VTR 251-2

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.

Лист

44

Всі вхідні дані було обрано з розрахунку робочого процесу двигуна типу 12ЧН 46/58, які представлені в другому розділі дипломної роботи.

4.3 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 степенем підвищення тиску ступеня Π_k складними залежностями, які можна точно обрахувати тільки після виконання повного розрахунку всіх елементів ступеня. Проте існує приблизна залежність Π_k , u_2 та L_i , яка враховує саме існування певного зв'язку між названими параметрами, а також наявність проміжних факторів, головним чином пов'язаних з чисельними втратами енергії у газодинамічних процесах протягом усього робочого тракту компресорного ступеня. Саме вплив цих факторів на початку розрахунків можна визначити дуже приблизно на підставі адіабатного коефіцієнту напору компресора $\overline{H}_k$, який обирається орієнтовно та забезпечує функціонування приблизної залежності між названими параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресору L_i використовується адіабатна робота компресорного ступеня $L_{ад}$, яка прямо залежить від L_i , але на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступеня.

Отже, приблизне значення u_2 знайдемо з виразу:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{AD}}{\overline{H}_k}},$$

де $L_{ад}$ – адіабатна робота компресорного ступеня, Дж/кг;

$\overline{H}_k$ – коефіцієнт напору компресора; приймаємо $\overline{H}_k = 1,45$ [10, табл. 1].

$$L_{AD} = 1004,5 \cdot T_0 \cdot (\Pi_k^{0,286} - 1),$$

$$L_{AD} = 1004,5 \cdot 293 \cdot (3,1^{0,286} - 1) = 122932,2 \text{ (Дж/кг)}.$$

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		45

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 122932,2}{1,45}} = 411,78 \text{ (м/с)}.$$

Отже колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса u_2 становитиме 411,78 м/с, а адіабатна робота стиску компресора $L_{ад}$ буде дорівнювати 122,932 кДж/кг. Знання колової швидкості дає змогу визначити кут входу потоку повітря в колесо компресора, а також встановити швидкість потоку повітря перед ним.

4.4 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Вхідна ділянка компресора являє собою вхідний патрубок, який звичайно поєднується з шумоглушником та повітряним фільтром. Ціллю даного розділу є визначення зміни основних параметрів потоку після його проходження через вхідну ділянку, а також встановлення конструктивних параметрів об'єкту, котрі забезпечать відповідність отриманих параметрів заданим. До основних параметрів потоку повітря відносять: температуру, тиск, швидкість потоку повітря. Величина зміни саме цих параметрів після проходження вхідної ділянки і є предметом розгляду даного розділу.

Температура повітря перед колесом визначається за формулою:

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_2^2}{2010},$$

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

C_2 – швидкість повітря на вході, м/с;

T_a – температура повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), К.

C_2 не повинна перевищувати значень 30...40 м/с при наявності глушника [10]. Приймаємо $C_2 = 30$ м/с.

Величину швидкості повітря перед колесом обираємо з умов забезпечення сталого режиму течії повітря через робоче колесо. Згідно з цією умовою:

$$C_1 = \bar{C}_m \cdot U_2,$$

де $\bar{C}_m$ – коефіцієнт розходу ступеня компресора.

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
						46
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Лежить в межах $0,2 \dots 0,35$ [10]. Приймаємо $\bar{C}_m = 0,29$.

$$C_1 = 0,29 \cdot 411,78 = 119,4 \text{ (м/с)}.$$

Температура повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника) знаходиться з умов:

$$T_a = T_0 + (2 \dots 5)K = 293 + 2 = 295 \text{ (К)};$$

$$T_1 = 295 - \frac{119,4^2 - 30^2}{2010} = 288,4 \text{ (К)}.$$

Тиск повітря перед колесом визначається за формулою:

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

де P_a – тиск повітря на вході у вхідний патрубок (після глушника), Па. Знаходимо P_a за таких умов: $P_a = P_0(0,97 \dots 0,99) = 99274 \text{ (Па)}$;

n_1 – показник політропи стиску повітря на ділянці 1. Звичайно лежить в інтервалі $1,35 \dots 1,39$ [10]. Приймаємо $n_1 = 1,35$.

$$P_1 = 99274 \cdot \left(\frac{288,4}{295} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} = 90920,2 \text{ (Па)}.$$

З ціллю забезпечення найменшого значення втрат енергії у самому патрубку та створення рівномірного поля швидкостей на вході в робоче колесо компресора (це підвищує ефективність роботи останнього) вхідному патрубку надають форму конфузору (каналу, що звужується вздовж до потоку). Завдяки такій формі потік повітря зазнає прискорення вздовж вісі каналу патрубку. Відповідно швидкість потоку повітря перед колесом буде більше, ніж на вході, температура знизиться, тиск впаде. Така зміна стану відповідатиме процесу розширення повітря.

Таким чином, після проходження вхідної ділянки температура і тиск повітря знизяться і становитимуть $T_1 = 288,4 \text{ К}$, $P_1 = 90,92 \text{ кПа}$ відповідно. Швидкість повітря збільшиться майже в 4 рази і становитиме $C_1 = 119,4 \text{ м/с}$.

4.5 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Робоче колесо – основний елемент ступеня, за допомогою якого повітря передається енергія. У турбокомпресорі типу *Ishikawajima VTR 251-2* встановлено напіввідкрите колесо типу радіальної зірки, яке складається з системи робочих лопаток, що мають вигляд плоских радіальних пластин, та поєднаного з лопатками у осевій частині колеса скеровуючого апарату, що обертається разом з колесом (обертового скеровуючого апарату, ОСА).

Температура повітря за колесом компресора визначається за формулою:

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

де μ – коефіцієнт циркуляції колеса;

$\alpha_{дв}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію. Лежить в межах 0,04...0,08 [10]. Приймаємо $\alpha_{дв} = 0,04$;

φ_{2r} – коефіцієнт розходу робочого колеса. Лежить в межах від 0,25 до 0,35 [10]. Приймаємо $\varphi_{2r} = 0,35$.

Коефіцієнт циркуляції колеса розраховується 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 колеса компресора. Обирають рівним 12...23[10].

Приймаємо $Z_K = 12$;

D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо, м.

Середній квадратичний діаметр входу в колесо визначається за формулою:

$$D_1 = \sqrt{0.5 \cdot (D_0^2 + D_H^2)},$$

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

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
						48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для визначення зовнішнього діаметра колеса компресора на вході через рівняння розходу, крім швидкості та густини повітря, необхідно знати розмір втулки колеса компресора – діаметр D_0 . Для ряду ТК з консольними підшипниками $D_0 = (0,22 \dots 0,35) \cdot D_2$ [10]. Приймаємо $D_0 = 0,17$ м.

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

де f_1 – площа перетину каналу 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:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{287 \cdot T_1} = \frac{90920,2}{287 \cdot 288,4} = 1,0986 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

$$f_1 = \frac{14,725 / 2}{119,4 \cdot 1,0986} = 0,1737 \text{ (м}^2\text{)}.$$

$$D_H = \sqrt{0,17^2 + 4 \cdot 0,1737 / 3,1415} = 0,5 \text{ (м)}.$$

$$D_1 = \sqrt{0,5 \cdot (0,17^2 + 0,5^2)} = 0,3735 \text{ (м)}.$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,1415}{12 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,3735}{0,64} \right)^2 \right]}} = 0,8142.$$

$$T_2 = 288,4 + \frac{411,78^2}{2 \cdot 1005} [2(0,8142 + 0,04) - 0,8142^2 - 0,35^2 + 0,29^2] = 373,31 \text{ (К)}.$$

Тиск за колесом визначається за формулою:

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

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

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

де η_2 – політропний ККД на ділянці 2. Має наступні інтервали значень:

0,82...0,92 [10]. Приймаємо $\eta_2 = 0,92$.

Визначення комплексу:

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		49

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} 0,92 = 3,16.$$

$$P_2 = 90920,2 \cdot \left(\frac{373,31}{288,4} \right)^{3,16} = 205812,61 \text{ (Па)}.$$

Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення становитиме:

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1},$$

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

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

де δ_1 – товщина лопатки на вході в колесо. Лежить в межах від 0,0003 до 0,002 м [10]. Приймаємо $\delta_1 = 0,0005$ м;

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

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i_1,$$

де β_{11} – кут входу потоку повітря в колесо компресора. Повинен знаходитись в межах 30...40° [10];

i_1 – кут атаки вхідної кромки ОСА. Коливається від 2 до 5° при

$\bar{C}_m = 0,25...0,35$ [10]. Приймаємо $i_1 = 2^\circ$.

Кут входу потоку повітря в колесо компресора обчислюється за формулою:

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

$$\beta_{11} = \arctg \left(\frac{119,4 \cdot 0,64}{411,78 \cdot 0,3735} \right) = 30,9^\circ.$$

Оцінка величини β_{11} за рекомендованим допуском [10]:

$40^\circ \geq 30,9^\circ \geq 30^\circ$ – умова виконується.

$$\beta_{1л} = 30,9 + 2 = 32,9^\circ.$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,0005 \cdot 12}{6,28 \cdot 0,3735 \cdot \sin 32,9} = 0,995.$$

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_1^1 = \frac{119,4}{0,995} = 119,98 \text{ (м/с)}.$$

Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА:

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

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{119,98 \cdot 0,64}{411,78 \cdot 0,3735}\right) = 31,0^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_H :

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

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{119,98 \cdot 0,64}{411,78 \cdot 0,5}\right) = 24,2^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі D_0 :

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

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{119,98 \cdot 0,64}{411,78 \cdot 0,5}\right) = 52,8^\circ.$$

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H :

$$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}},$$

$$w_H^1 = \frac{119,98}{\sin 24,2} = 293,1 \text{ (м/с)}.$$

Осьова довжина колеса L_z на діаметрі D_1 у межах чисто радіальної частини лопаток обирається приблизно рівною $(0,35 \dots 0,36) \cdot D_2$ [10], осьова довжина ОСА на тому ж діаметрі, $L_{ОСА}$, повинна складати $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$ [10].

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

$$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{18,3\sqrt{T_a}},$$

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості повинен не перевищувати значень 0,85...0,95 [10]. В нашому випадку умова виконується.

Розрахунок кінематичних параметрів потоку повітря на виході з колеса компресора.

Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса:

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2},$$

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

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

$$C_{2u} = \mu U_2,$$

$$C_{2u} = 0,8142 \cdot 411,78 = 335,27 \text{ (м/с);}$$

$$C_{2r} = \varphi_{2r} U_2,$$

$$C_{2r} = 0,35 \cdot 411,78 = 144,12 \text{ (м/с);}$$

$$C_2 = \sqrt{144,12^2 + 335,27^2} = 364,93 \text{ (м/с).}$$

Кут потоку повітря на виході з колеса:

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

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{144,12}{335,27}\right) = 23,26^\circ.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса:

$$M_{C_2} = C_2 / \sqrt{kRT_2},$$

$$M_{C_2} = 364,93 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 373,31} = 0,939.$$

Значення числа $M < 1$ свідчить, що швидкість повітря не перевищує звукову, тож не буде потреби знижувати її до дозвукової у без лопатковому дифузори, відповідно його можна буде робити максимально коротким з урахуванням тільки необхідності вирівнювати поля швидкостей перед лопатковим дифузором.

Ширина колеса на виході:

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

де ρ_2 – густина повітря на виході з колеса, кг/м^3

$$\rho_2 = \frac{P_2}{287 \cdot T_2},$$

$$\rho_2 = \frac{205812,61}{287 \cdot 373,31} = 1,921 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

$$b_2 = \frac{7,36}{3,14 \cdot 1,921 \cdot 144,12 \cdot 0,77} = 0,034 \text{ (м)}.$$

Відносна швидкість повітря w_2 обчислюється аналітичним способом:

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

$$w_2 = \sqrt{(411,78 - 335,27)^2 + 144,12^2} = 163,17 \text{ (м/с)}.$$

Таким чином, при взаємодії потоку повітря з лопатками робочого колеса компресора температура повітря збільшилась майже на 85°C і стала дорівнювати $373,31 \text{ K}$. Відбулося і збільшення тиску повітря майже в 2,3 рази. Тиск повітря за колесом компресора становитиме майже 206 кПа . Те ж саме відбулося і зі швидкістю потоку повітря, яка збільшилась в 3,05 рази і стала рівною $364,93 \text{ м/с}$.

Розрахункові данні зовнішнього та середньо квадратичного діаметрів колеса компресора на вході, а також визначення усіх інших конструктивних розмірів меридіанного перетину колеса дозволяють виконати його креслення при виконанні повздовжнього перетину турбокомпресора з точністю, достатньою для ескізної проробки конструкції.

4.6 Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузору

З ціллю зниження швидкості потоку повітря на вході в лопатковий дифузор та її вирівнювання між робочим колесом та лопатковим дифузором робиться кільцевий простір з радіальним зазором з паралельними або непаралельними стінками, який і має назву безлопаткового дифузора (БЛД). Режим течії повітря у БЛД є дуже складним, оскільки основна маса (ядро) потоку рухається по спіралеподібній траєкторії, яка характеризується змінним кутом між абсолютною швидкістю та нормаллю до радіусу. Ціль розрахунку БЛД є

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		53

отримання кінцевих параметрів повітряного потоку і, водночас, встановлення таких розмірів БЛД, які б забезпечили бажані значення цих параметрів.

Розрахунок компресорного ступеня вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Завдяки машинним розрахункам необхідна кількість таких ітерацій не має великого значення. Надалі в роботі перші наближення параметрів потоку повітря не приводяться, а вказуються лише їх остаточне значення.

Температура потоку повітря за БЛД визначається за формулою:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2010},$$

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

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

де ρ_3 – густина повітря на виході з колеса, кг/м³;

α_3 – кут виходу потоку повітря з БЛД, град;

D_3 – діаметр на виході з БЛД, м; $D_3 = (0,1 \dots 0,2) \cdot D_2$ [10]. $D_3 = 0,9$ м;

b_3 – ширина БЛД на виході, м;

$$b_3 = y b_2,$$

де $y = 0,72 \dots 0,80$ [10]. Приймаємо $y = 0,74$.

$$b_3 = 0,74 \cdot 0,034 = 0,025 \text{ (м)}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{287 \cdot T_3},$$

де P_3 – тиск повітря за БЛД, Па

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

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

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

де η_3 – політропний ККД на ділянці 3. Лежить в межах від 0,6 до 0,8 [10].

Приймаємо $\eta_3 = 0,8$.

$$k_{n_3} = \frac{1,41}{1,41 - 1} 0,8 = 2,8,$$

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

$$P_3 = 205812,61 \cdot \left(\frac{410,61}{373,31} \right)^{\frac{1,57}{1,57 - 1}} = 241449,34 \text{ (Па)},$$

$$\rho_3 = \frac{241449,34}{287 \cdot 410,61} = 2,049 \text{ (кг/м}^3\text{)},$$

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ tga_2 + \sqrt{1 + tga_2^2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right],$$

де $\lambda_{БЛД}$ – коефіцієнт тертя в БЛД. Має межі значень від 0,0075 до 0,01 [10].

Приймаємо $\lambda_{БЛД} = 0,0075$;

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

$$a_3 = \arctg \left[\frac{0,034 \cdot 1,921}{0,025 \cdot 2,049} \cdot \left\{ tga_{23,26} + \sqrt{1 + tga_{23,26}^2} \cdot \frac{0,0075}{0,025} (0,45 - 0,32) \cdot \left[1 + \frac{1,41 - 1}{1,57 - 1} \cdot \frac{0,939^2}{2} \left(1 - \frac{0,32}{0,45} \right) \right] \right\} \right] = 27,36^\circ$$

$$C_3 = \frac{7,36}{3,14 \cdot 2,049 \cdot \sin 27,36^\circ \cdot 1,05 \cdot 0,025} = 330,98 \text{ (м/с)},$$

$$T_3 = 373,31 + \frac{364,93^2 - 330,98^2}{2010} = 410,61 \text{ (К)}.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД:

$$M_{C_3} = C_3 / \sqrt{kRT_3},$$

$$M_{C_3} = 330,98 / \sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 410,61} = 0,81.$$

Меридіанний перетин без лопаткового дифузору (рис. 4.2) виконується на підставі рекомендацій [10] з урахуванням розмірів, які визначені вище.

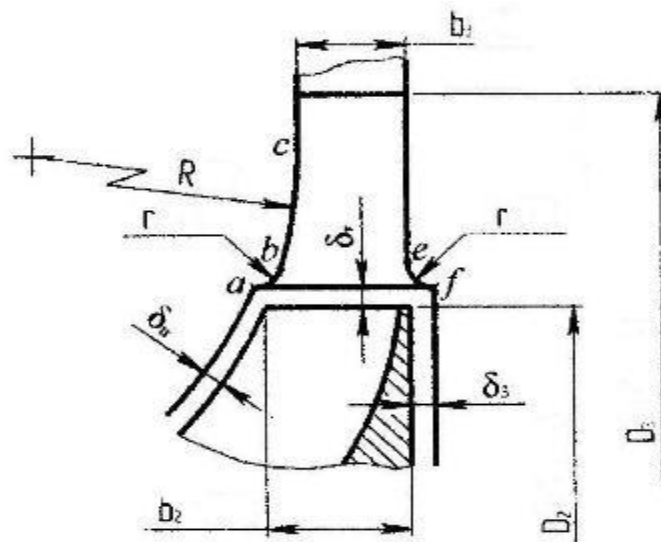


Рис. 4.2. Схема меридіанного перерізу БЛД

Таким чином, число Маха для потоку за БЛД не повинно перевищувати значень 0,80...0,85 [10]. Умова виконується. Безлопатковий дифузор має довжину 75 мм, відповідно співвідношення D_3 / D_2 становить 1,17 (повинно бути 1,16...1,20 [10]). Цього достатньо для вирівнювання структури потоку.

4.7 Розрахунок та конструювання лопаткового дифузору

Лопатковий дифузор (ЛД) встановлюють за ділянкою БЛД для перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну. Лопатки ЛД скеровують потік по такій траєкторії, яка забезпечує збільшення кута α_2 на виході з ЛД порівняно з кутом виходу для дифузора таких самих розмірів, але без лопаток. Це значно скорочує шлях руху часток повітря порівняно зі шляхом у БЛД такої ж радіальної довжини. Водночас збільшується і відношення площин перетину входу та виходу, нормальних до лінії току, або дифузорність ЛД, порівняно з дифузорністю БЛД з рівним радіальним розміром. Збільшення дифузорності у даному випадку не веде до появи додаткових газодинамічних втрат, якщо дифузорність не перевищує допустимих меж, до того ж наявність лопаток позитивно впливає на особливості режиму течії, тамуючи виникнення відривів потоку на розрахунковому режимі. Доцільність застосування ЛД залежить від двох факторів: від значення кута α_2 та умов роботи компресора.

При зменшенні кута α_2 довжина руху часток повітря у дифузорі з однаковою довжиною, але без лопаток, буде інтенсивно зростати порівняно з довжиною руху у дифузорі з лопатками, отож сенс застосування ЛД відповідно зростає. Звичайно ЛД застосовують коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$.

З ціллю досягнення максимальної ефективності лопаткового дифузору його основні конструктивні параметри мають бути оптимізовані. Оптимізація пов'язана з вибором кількості лопаток z_d , кутами установки лопаток на вході та виході $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$, співвідношення діаметрів D_4/D_2 та співвідношення ширин радіального перетину каналу на вході та виході b_4/b_3 . Вибір робиться на підставі відповідних рекомендацій [10] та урахування параметрів повітря за дифузором. Взагалі оптимальний дифузор повинен забезпечити швидкість потоку на виході, наближену до швидкості на вході, а тиск за дифузором повинен бути незначно більшим, ніж заданий тиск на виході з компресора.

Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору обчислюється за формулою:

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

де D_4 – діаметр на виході з ЛД, м. $D_4 = (1,6 \dots 1,8) \cdot D_2$ [10]. Приймаємо $D_4 = 1,36$ м;

b_4 – ширина дифузору на виході, м;

α_4 – кут виходу потоку повітря з ЛД, град;

T_4 – температура повітря на виході з ЛД, К;

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

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

де δ_m – оптимальне значення кута відхилення однієї зі стінок дифузору у радіальному перетині, $\delta_m = 6 \dots 12^\circ$ [10]. Приймаємо $\delta_m = 6^\circ$.

$$b_4 = 0,025 + \frac{1,36 - 0,9}{2} \operatorname{tg} 6 = 0,049 \text{ (м)},$$

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha},$$

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

k_α – коефіцієнт відставання швидкості ЛД. Лежить в межах 1,05...1,07[10].

Приймаємо $k_\alpha = 1,05$.

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

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

$\Delta\alpha$ – різниця кутів входу і виходу потоку повітря В ЛД, град. $\Delta\alpha = 12...18^\circ$ [10]. Приймаємо $\Delta\alpha = 15^\circ$.

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3,$$

де i_3 – кут атаки на вході в ЛД. $i_3 = 0...5^\circ$ [10]. Приймаємо $i_3 = 0^\circ$.

$$\alpha_{3л} = 27,36 + 0 = 27,36^\circ,$$

$$\alpha_{4л} = 27,36 + 15,0 = 42,36^\circ,$$

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 42,36}{1,05} = 34,89^\circ,$$

Розрахунок комплексів показників політропи:

$$k_{2n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1 = \frac{1}{n_4 - 1},$$

$$k_{n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4,$$

де η_4 – політропний ККД на ділянці 4. Лежить в межах від 0,7 до 0,85 [10].

Приймаємо $\eta_4 = 0,85$.

$$k_{n4} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,85 = 2,92,$$

$$k_{2n4} = 2,92 - 1 = 1,92,$$

$$C_4 = 330,98 \cdot \frac{0,025 \cdot 1,05 \sin 27,36}{0,051 \cdot 1,62 \sin 34,89} \cdot \left(\frac{410,61}{463,5} \right)^{1,92} = 56,91 \text{ (м/с)}.$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату.

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		58

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

де τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході в ЛД;

$z_{Д}$ – число лопаток дифузору. Звичайно число лопаток дифузору лежить в межах 13...35. Для зменшення вірогідності вібрації лопаток колеса приймають $z_{Д} = 13, 17, 19, 23, 29, 31$ й т.д., тобто обирають прості числа [10]. Ураховуючи інтенсивність шуму компресора, небажано обирати $z_{к}/z_{Д} = < 0,5$ або $> 1,5$. Приймаємо $z_{Д} = 42$; f – дифузорність ЛД; α_{CP} – середній кут установки лопатки в ЛД, град.

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

де δ_3 – товщина лопатки ЛД на вході, м. Лежить в межах від 0,5 до 8 мм [10].

Приймаємо $\delta_3 = 0,002$ м.

$$\tau_3 = 1 - \frac{0,002 \cdot 42}{3,14 \cdot 0,9 \cdot \sin 27,36} = 0,945;$$

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

де τ_4 – коефіцієнт захаращення на виході з ЛД;

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

де δ_4 – товщина лопатки ЛД на виході, м. Лежить в межах від 0,3 до 2 мм [10].

Приймаємо $\delta_4 = 0,0005$ м.

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,0005 \cdot 42}{3,14 \cdot 1,36 \cdot \sin 42,36} = 0,994;$$

$$f = \frac{1,36 \cdot 0,049 \cdot 1,05 \cdot 0,994 \cdot \sin 42,36}{\sin 27,36 \cdot 1,05 \cdot 0,025} = 4,81;$$

$$\alpha_{CP} = (\alpha_{4л} + \alpha_{3л}) / 2,$$

$$\alpha_{CP} = (42,36 + 27,36) / 2 = 34,86^\circ;$$

$$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,025 \cdot 0,945 \cdot \sin 27,36}{1,05 \cdot 42}} \cdot \frac{\sqrt{4,81-1}}{\frac{1,36}{0,9}-1}} \cdot 2 \cdot \sin 34,86 \right) = 6,84^\circ.$$

Значення кута розкриття еквівалентного дифузору не повинно перевищувати 8° [10]. У нашому випадку умова виконується.

Температура потоку повітря на виході з ЛД, К:

$$T_4^{(2)} = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2010},$$

$$T_4^{(2)} = 410,61 + \frac{330,98^2 - 56,91^2}{2010} = 463,5 \text{ (К)};$$

Тиск потоку повітря на виході з ЛД, Па:

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

$$P_4 = 241449,34 \cdot \left(\frac{463,5}{410,61} \right)^{2,92} = 314064,79 \text{ (Па)};$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД за рекомендованим допуском [10].

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

де P_K – тиск повітря за компресором, Па.

$$P_K = \Pi_K \cdot P_O,$$

$$P_K = 3,1 \cdot 101300 = 314030 \text{ (Па)};$$

$$\left| \frac{314030 - 314064}{314030} \right| = 0,0001 \leq 0,05.$$

Умова виконується.

Розрахунок радіуса дуги середньої лінії лопатки ЛД.

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

$$R_{\text{Л}} = \frac{1,36^2 - 0,9^2}{4 \cdot (1,36 \cdot \cos 42,36 - 0,9 \cdot \cos 27,36)} = 1,438 \text{ (м)}.$$

Розрахунок радіуса кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД.

$$R_{ц} = \sqrt{R_{л}^2 + R_3^2 - D_3 R_{л} \cos a_{3л}},$$

$$R_{ц} = \sqrt{1,438^2 + 0,45^2 - 1,36 \cdot 1,438 \cdot \cos 27,36} = 1,002 \text{ (м)}.$$

Густина повітря за ЛД, кг/м³:

$$\rho_4 = \frac{P_4}{287 \cdot T_4},$$

$$\rho_4 = \frac{334064,79}{287 \cdot 463,5} = 2,586 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Співвідношення діаметру колеса та виходу з ЛД:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{1,36}{0,64} = 2,125.$$

Співвідношення ширин входу та виходу у радіальному (меридіанному) перетині:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,049}{0,025} = 1,96.$$

Таким чином, розраховані значення кутів установки лопаток на вході та виході, їх геометричні розміри, кількість лопаток лопаткового дифузора, а також підібрані значення співвідношень діаметру колеса та виходу з ЛД і ширин входу та виходу у меридіанному перетині задовольняють умовам досягнення максимального можливого тиску за дифузором, мінімально можливої абсолютної швидкості потоку за ЛД, забезпечення мінімальних кутів атаки на вході в ЛД на розрахунковому режимі, а також оптимальним параметрам міжлопаткових каналів.

Тож, після проходження потоку повітря через лопатковий дифузор його швидкість знизиться і становитиме 56,91 м/с. При цьому тиск повітря збільшиться і становитиме 314,065 кПа.

4.8 Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Повітрозбірна завитка застосовується для збирання повітря, яке виходить з кільцевої щілини попередньої ділянки. Незалежно від форми зовніш-

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		61

нього контуру завитки або закону зміни перетину камери від кута охоплення колеса θ , розхід повітря через щілину дифузора у секторі з довільним кутом θ буде пропорційним значенню цього кута. У кожному перетині завитки приблизно забезпечується середня розхідна швидкість потоку, яка дорівнює середній швидкості на виході з перетину на її виході. Визначаючи швидкість у цьому перетині, планують можливість або неможливість зміни параметрів в завитці. Якщо швидкість на виході з завитки буде приблизно дорівнювати швидкості на виході з попередньої ділянки, то вона працюватиме просто як повітрозбірник. Такий режим є найбільш бажаним, бо ККД завитки як перетворювача енергії дуже малий.

Розрахунок швидкості потоку повітря на виході з компресора:

$$C_5 = C_4 \cdot A,$$

де A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі. Звичайно

$A = 0,5 \dots 0,99$ [10]. Обираємо $A = 0,98$:

$$C_5 = 56,91 \cdot 0,98 = 55,77 \text{ (м/с)}.$$

Швидкість повітря в завитці вважається приблизно постійною, коли виконується наступна умова [10]:

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

$$\left| \frac{55,77 - 56,91}{56,91} \right| = 0,02 \leq 0,03.$$

Умова виконується, тому наша завитка працює просто як повітрозбірник. ККД завитки, як повітрозбірника, дорівнює 0, за умов однакових швидкостей на вході та виході з ділянки.

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

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

$$P_5 = 314064,79 \cdot 2,71^{-0,2 \frac{56,91^2}{2} \frac{1}{R463,5}} = 313228,05 \text{ (Па)}.$$

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора за рекомендованим допуском [10].

$$\left| \frac{P_5 - P_K}{P_K} \right| \leq 0.05 ,$$

$$\left| \frac{313228,05 - 314030}{314030} \right| = 0,003 \leq 0,05 .$$

Умова виконується.

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

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

$$T_5 = 463,5 + \frac{56,91^2 - 55,77^2}{2 \cdot 1005} = 463,56 \text{ (K)} .$$

Таким чином, спроектована завитка має приблизно однакову на вході і виході середньовитратну швидкість потоку повітря, тому температура потоку на виході залишатиметься такою ж як і на вході, тобто залишатиметься незмінною, а падіння тиску відбувається за рахунок сил тертя. Кінцевий тиск потоку повітря на виході із завитки становитиме 313,228 кПа. Спіралеподібний профіль завитки забезпечує приблизно постійну швидкість потоку в усіх точках по колу колеса. Це максимально зменшує радіальне зусилля на колесі від впливу тиску повітря і зменшує втрати енергії при русі повітря через завитку.

4.9 Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротору

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

Адіабатний ККД компресора визначається за формулою:

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\eta_{AD} = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_a},$$

$$\eta_{AD} = \frac{293 \cdot \left[\left(\frac{313228,05}{101300} \right)^{0,286} - 1 \right]}{463,56 - 333,74} = 0,846,$$

Середні значення адіабатного ККД сучасного турбокомпресора такого ж типорозміру і той що підлягав розрахункам, знаходяться в межах від 0,77 до 0,85 [10, табл. 1].

Потужність приводу компресора обчислюється за формулою:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000},$$

$$N_K = \frac{7,36 \cdot 122932,2}{0,846 \cdot 0,97 \cdot 1000} = 3437,82 \text{ (кВт)}.$$

Значення потужності на привод компресора для досягнення таких же значень P_K на сучасних турбокомпресорах знаходиться в межах від 0,34 до 0,45 від потужності двигуна.

Частота обертів ротора турбокомпресора визначається за формулою:

$$n_{тк} = \frac{60U_2}{\pi D_2},$$

$$n_{тк} = \frac{60 \cdot 411,78}{3,14 \cdot 0,64} = 10213 \text{ (об/хв)}$$

Таким чином, повний розрахунок компресорного ступеня дозволяє зробити наступний перелік його основних параметрів:

- степінь підвищення тиску $P_K = P_5/P_0 = 3,041$ (задано 3,1);
- розхід повітря $G = 7,36$ кг/с (згідно розрахунку);
- адіабатний ККД $\eta_{ад} = 0,846$ (припустимий для цього типорозміру);
- швидкість повітря на вході 30 м/с (допустимо з урахуванням можливого рівня шуму на всмоктуванні);
- швидкість повітря на виході 55,77 м/с;
- оберти ротора $n = 10213$ об/хв.;

Зроблені розрахунки свідчать, що два однакових спроектованих компресора, встановлених паралельно для кожного розвалу блока циліндру, мають параметри, які спроможні забезпечити ефективну роботу двигуна типу 12ЧН 46/58 потужністю 8800 кВт.

4.10 Опис спроектованого компресора

Спроекований турбокомпресор маркується як ТК64 так як, він має осьову турбіну. Зовнішні діаметри турбінного та компресорного колеса однакові.

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

Остов турбокомпресора ТК64 складається з трьох корпусів – це корпус компресора 2 (рис. 4.3), газовідвідний корпус 13 та корпус турбіни 15.

Корпус компресора 2 слугує для утворення його проточної частини, в тому числі проточної частини каналу колеса, для створення каналів без лопаткового дифузору, лопаткового дифузору та повіт розбірної завитки, які утворюються деталями корпусу компресора 5, 6, 7 та 8. Крім того в ньому є порожнина 5 для розміщення та закріплення опорно-упорних підшипників. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5.

Газовідвідний корпус 13 слугує для відведення газів після їх роботи у турбіні. Також він обладнаний порожнинами для охолодження водою 11.

Корпус турбіни 15 слугує для створення робочого тракту турбіни, зокрема зовнішньої оболонки проточної частини. В ньому розташовується нерухомий сопловий апарат турбіни 14, 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 порожнини, в яких циркулює вода з системи охолодження. Крім того водяні порожнини робляться для охолодження підшипникових вузлів. Обидва корпуси виготовляють з ливарної сталі.

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
						65
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

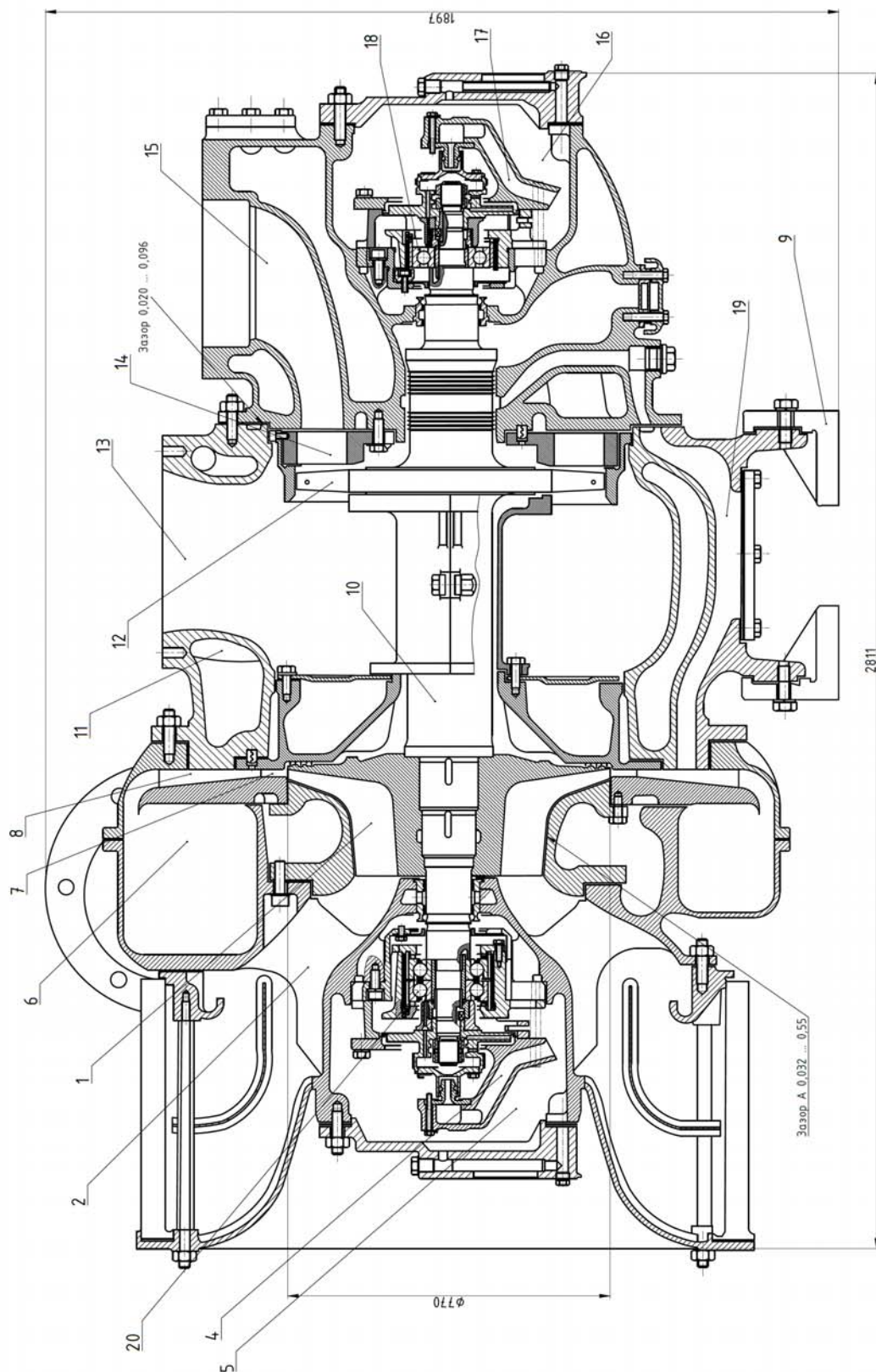


Рис. 4.3. Спроектований турбокомпресор ТК64

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.

Лист

66

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 ротора.

Турбокомпресор кріпиться до двигуна на кронштейнів у нижній частині газовідвідного корпусу основної базової деталі конструкції.

Ротор. Рухомою частиною турбокомпресора є ротор. Він складається з валу 10 та приєднаних до нього коліс компресора 1 та турбіни 12. Ротор жорсткий, барабанного типу, кований з нержавіючої сталі 2Х13.

Колесо компресора 1 з'єднується з валом 10 за допомогою шпоночного з'єднання. 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 створюють з одного боку гребінці колеса, а з другого – гребінці на корпусній вставці. Ще один гребінець відносно великої товщини використовується для зняття металу під час динамічного балансування ротору. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву АЛ4.

Колесо турбіни 12 осьового типу з'єднано з ротором через зварювання. Лопатки колеса з'єднані з диском за допомогою замків, які дозволяють замінювати окремі лопатки, якщо вони будуть пошкоджені.

У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною, матеріал робочих лопаток змінено на жароміцний сплав типу Є1437Б. Теж саме стосується і матеріалу соплових лопаток. Диск виготовлений зі сталі 45.

Підшипники. Ротор спирається на підшипники кочення, які розташовані у спеціальних елементах корпусів 5 та 16. Один з підшипників є опорним 18, два інші – опорно-упорними 20. До підшипників через канали 4 та 17 підводиться масло, яке після змащення відводиться назад до картерів 5 та 16.

Опорно-упорні підшипники 20 розташовані в передній частині турбокомпресора з сторони компресора.

					ДР.142.3227зст.02.04.ПЗ.	Лист
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Опорний підшипник 18 розташовується зі сторони турбінної частини турбокомпресора.

Вузли ущільнення. У турбокомпресорі є кілька вузлів ущільнення. Вони слугують для забезпечення непроникнення дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни, для зменшення осьового зусилля на колесі компресора, а також зменшення небажаних перетікань газу вздовж осі ротора. 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 подвійного кільця типу поршневого (контактного) і лабіринтових (безконтактних) ущільнень, утворених гребінцями, що вальцюють у канавки ротора.

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 перетворитися на кокс і заповнювати зазори, перешкоджаючи вільному обертанню ротора. Ущільнення утворене подвійним кільцем і групою лабіринтів, подібно описаному ущільненню з боку компресора. До безконтактного ущільнення підводиться стисле повітря з компресорної завитки по трубопроводу. Воно запобігає розповсюдженню газів та аерозолів масла вздовж ротору.

Безконтактне ущільнення з задньої поверхні диску колеса відокремлює зону з підвищеним тиском повітря (за колесом) від зони із зниженим тиском, яка утворюється за цим ущільненням біля ротору. Зовнішній діаметр цієї зони приблизно дорівнює діаметру входу в колесо, де також має місце знижений тиск. Для створення низького тиску в відокремленій зоні вона з'єднується через спеціальний канал (на кресленні не показаний) з оточуючим повітрям. Зовнішній діаметр зазначеної зони та тиск в ній підбирають таким чином, щоб осьові зусилля на колесі компресора були приблизно однаковими як з боку всмоктування компресора, так і з протилежного боку.

Система змащення. Масло до підшипників підводиться через канали з масляних картерів порожнин для підшипників. Підвід масла до підшипників організовується встановленням на вал ротору турбокомпресору крильчатки, за допомогою якої масло під тиском потрапляє на підшипники.

Система охолодження у конструкції турбокомпресора виглядає як система порожнин, каналів та елементів з'єднання. Завдяки порожнинам у корпусі 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.

4.11 Висновок по розділу

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування двох турбокомпресорів ТК64 для двигуна типу 12ЧН 46/58 потужністю 8800 кВт. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри турбокомпресора з можливими відхиленнями, які не суттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроекований відцентровий компресор має степінь підвищення тиску $P_k = 3,04$ при ККД $\eta_{ад} = 0,846$ (що допускається для таких компресорів) і розході повітря $G = 7,36$ кг/с. Температура повітря на виході з компресора при $T_0 = 293$ К (20 °С) становить $T_k = 463,5$ К (190,5 °С). Потужність приводу на розрахунковому режимі становить 3437,82 кВт, частота обертання ротору 10213 хв⁻¹.

Розміщення опорно-упорного підшипника в корпусі компресора дозволяє зменшити теплові навантаження на підшипник, а також організувати його ретельне змащення.

					ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 5 Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна типу 12ЧН 46/58				Літ.	Арк.	Аркушів		
Розроб.		Васильєв В.В.										70	26
Перевір.		Гогоренко О.А.							НУК				
Реценз.													
Н. Контр.													
Затверд.		Тимошевський Б.Г											

РОЗДІЛ 5

Розрахунок і розробка принципових схем систем двигуна типу 12ЧН 46/58

5.1 Паливна система

Паливна система дизельного двигуна 12ЧН 46/58 (рис. 5.1) складається з фільтрів грубої і тонкої очистки, паливопроводу, розташованого на дизелі, і перепускного клапана. До і після фільтра тонкого очищення, для визначення тиску палива на вході в дизель і засміченості фільтра по перепаду тисків встановлені манометри 2. Паливо з бака через фільтр грубої очистки засмоктується насосом подачі палива і через фільтр тонкої очистки подається по трубі 3 до насосів високого тиску правого і лівого рядів дизеля. Надлишок палива через перепускний клапан 7 і топливоподогреватель відводиться в бак. Паливо, що просочилося з порожнини високого тиску форсунок, по трубі 9 також зливається в паливний бак. На дизелях типу 12ЧН 46/58 встановлені однакові індивідуальні для кожного циліндра паливні насоси високого тиску, які механічно приводяться плунжером-золотником, і форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням руху голки.

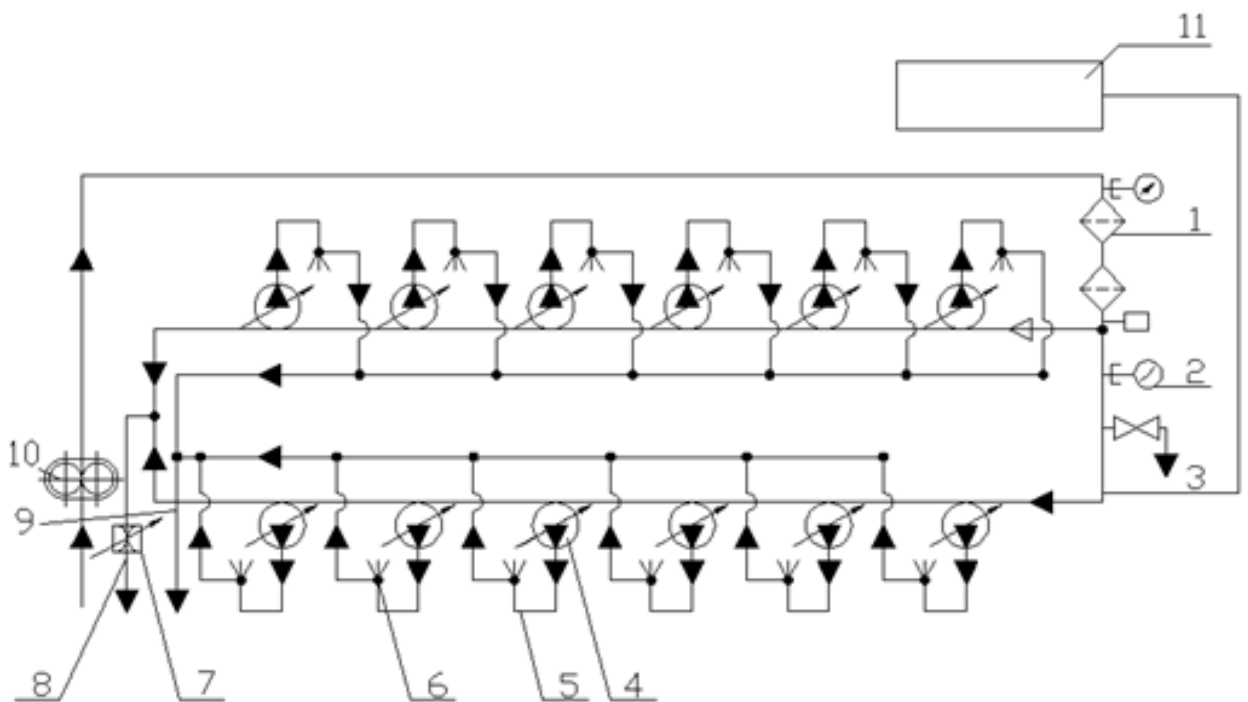


Рис. 5.1. Схема паливної системи дизельного двигуна типу 12ЧН 46/58

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.

Лист

71

1. Фільтр тонкої очистки палива
2. Манометр
3. Труба підведення палива
4. Насос високого тиску
5. Паливопровод високого тиску
6. Форсунка
7. Перепускний клапан
8. Труба зливу надлишку палива з дизеля
9. Труба зливу палива з форсунки
10. Паливопідкачувальний насос
11. Паливний бак

5.1.1 Паливний насос високого тиску

На дизелях 12ЧН 46/58 застосовується 12 індивідуальних паливних насосів високого тиску (рис. 5.2). Всі насоси прикріплені до лотка, на лотку для кожного насоса передбачено по 4-ри шпильки. Корпус насоса відлитий з чавуну, за винятком тих насосів, які випускалися до 2004 року, де корпус був з алюмінію, та й сам насос мав деякі конструктивні відмінності від тих, що випускалися після 2004-го року.

Плунжерна пара складається з плунжера і втулки (гільзи). В гільзі плунжера є 2 отвори:

- нижній для відсікання палива;
- верхній для підведення палива.

На голівці плунжера присутні 2 спіральні кромочки (верхня і нижня), вони необхідні для забезпечення регулювання подачі палива в циліндри двигуна, регулювання відбувається за рахунок обертання плунжера. Ці кромочки розміщені так, що в разі, якщо рейка висувається, то подача палива збільшується, інакше – зменшується. На циліндричних поверхнях плунжерів є кілька кільцевих канавок. Одна цих канавок широка, і постійно з'єднана з каналом всмоктування, що знаходяться в гільзі, завдяки наявності цієї канавки присікається можливе попадання палива за плунжеру в систему змащення двигуна.

					ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.	Лист
						72
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

на. На гільзі розміщений спеціальний зубчастий вінець, в його пази заходить повідець плунжера, звичайно з невеликим зазором. З цим вінцем в постійному зачепленні знаходиться паливна рейка, яка обертає плунжер. Зубчастий вінець 5, утримується на гільзі верхньою тарілкою 7, притиснутою до корпусу насоса пружиною 6. Протилежним торцем пружина 6 впирається в нижню тарілку 3, яка розташована на плунжері і спирається на упор 22 штовхача.

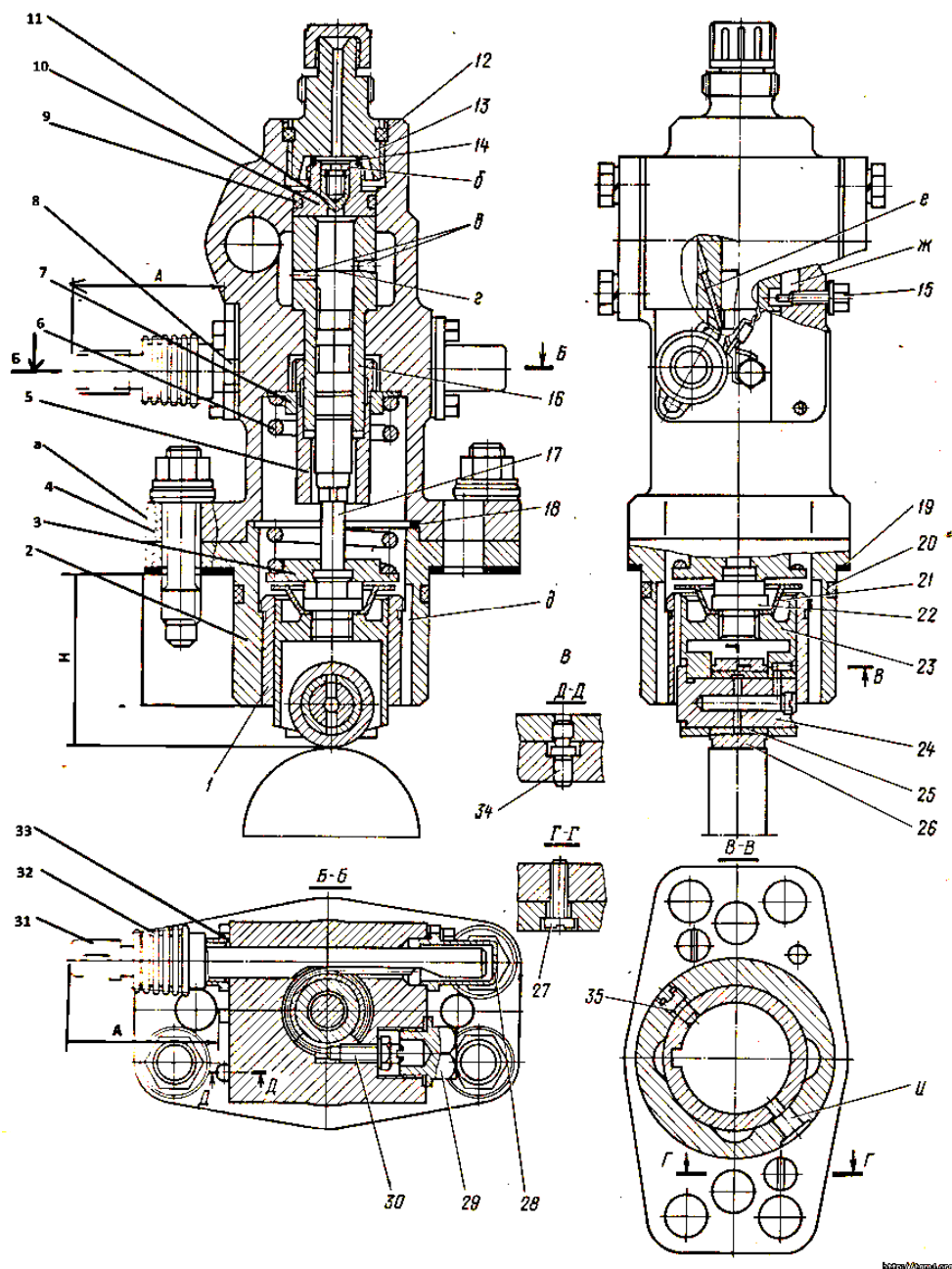


Рис. 5.2. Схематичне зображення ПНВТ

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.

Лист

73

1 – втулка; 2 – напрямна втулка; 3 – тарілка нижня; 4 – корпус насоса; 5 – зубчастий вінець; 6 – пружина; 7 – тарілка верхня; 8 – болт; 9 – ущільнювальне кільце з бензомаслостойкої гуми; 10 – корпус нагнітального клапана; 11 – клапан; 12 – ущільнювальне кільце; 13 – натискний штуцер; 14 – прокладка; 15 – стопорний гвинт; 16 – гільза (втулка) плунжера; 17 – плунжер; 18 – ущільнювальне кільце; 19 – прокладка регулювальна; 20 – ущільнювальне кільце; 21 – тарілка; 22 – упор; 23 – корпус штовхача; 24 – вісь ролика; 25 – втулка; 26 – ролик; 27 – гвинт; 28 – кришка; 29 – пробка; 30 – гвинт; 31 – рейка; 32 – ковпак; 33 – фланець; 34 – штифт; 35 – гвинт стопорний.

А – максимальний вихід рейки ПНВТ, становить 89,3 мм;

Н – відстань від ролика штовхача до торця направляючої втулки;

Цей параметр береться до уваги при підборі прокладок, які ставлять між фланцями лотка і спрямовуючої штовхача. Самі прокладки необхідні для того, щоб забезпечити зазор між корпусом нагнітального клапана і плунжером, коли він знаходиться в крайньому верхньому положенні. Цей зазор повинен складати $2^{+0,15}$.

а - поверхня для маркування товщини прокладки;

б - порожнину, де створюється високий тиск;

в - отвори для відсічення і підведення палива;

г - запірні кромки;

д - зливний масляне отвір;

е - отвір;

ж - простір з низьким тиском;

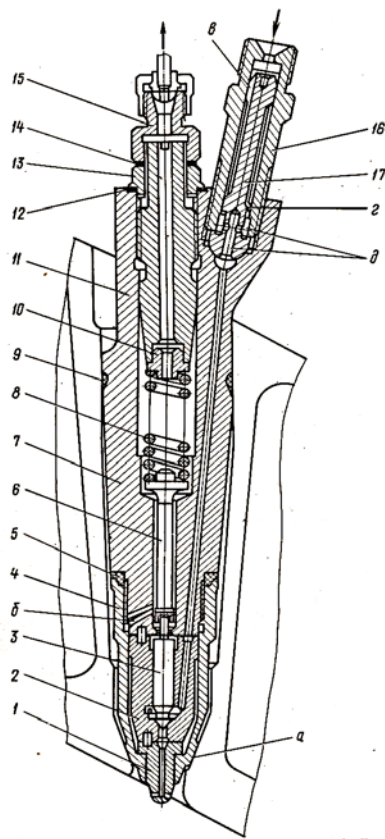
з - масляне отвір для змащування штовхача.

5.1.2 Форсунка

Конструкція форсунки (рис. 5.3) забезпечує максимально можливе наближення пружини до голки розпилювача для зменшення маси рухомих деталей. Щілинний фільтр на вході у форсунку дає можливість захистити розпилювач від забруднення при роботі, а також під час встановлення і зняття трубок з-за зовнішньої різьби на корпусі фільтра. Розпилюючі отвори в соп-

лах розташовані похило, тобто так само, як і форсунки в кришках циліндра. Корпус розпилювача і сопло мають азотовані поверхні, що забезпечує термостійкість і зносостійкість деталей. Пропускні здатність форсунки перевіряють на стенді зі зразковим насосом на режимах, що відповідають номінальній потужності і мінімальній частоті обертання валу при холостому ході.

Рис. 5.3. Поперечний розріз форсунки



Форсунку на дизель встановлюють спеціальну розточування кришки циліндра, виконану під кутом 30 градусів до осі циліндра, що дозволяє розташувати поза закриття кришки зовнішню частину форсунки і полегшити умови її обслуговування в експлуатації. Форсунка кріпиться до кришки циліндра двома шпильками, гайки яких щоб уникнути надмірної деформації ковпака і розпилювача затягують ключем, створюючи момент 0,1...0,2 кН·м

Ущільнення форсунки в кришці забезпечується конусним з'єднанням в нижній частині і гумовим ущільнювальним кільцем 9 у верхній частині. До нижнього торця корпусу 7 кріплять ковпаком 4 корпус 2 розпилювача і сопло 1, торцеві поверхні яких ущільнені за рахунок їх малої шорсткості і високої точності обробки. Деформація деталей обмежена фіксованою затяжкою ковпака.

5.1.3 Паливopідкачувальний насос

Дизельний двигун 12ЧН 46/58 використовує насос шестеренного типу з приводом від колінчастого валу. Даний насос забезпечує тиск в системі до 0,6 МПа.

Насос шестеренного типу з приводом від дизеля встановлено на торці корпусу приводу насосів і приводиться в обертання через проміжний шліцьовий вал, втулку і штифт, що дозволяють за рахунок зазорів в шліцьових

з'єднаннях компенсувати неспіввідношення привідного валика насоса і шестерні приводу.

5.1.4 Паливні фільтри

Перед тим як потрапити в паливну систему дизеля паливо спочатку проходить крізь фільтр грубої очистки палива. Фільтр здатний затримувати чужорідні частинки, розмір яких перевищує 45 мікрон. Фільтр грубої очистки палива розташований з лівого боку дизеля. Фільтр складається з корпусу, в якому розміщений набір фільтруючих елементів, цей набір утворює своєрідний пакет, який надівається на 3-х граний стрижень. Сам стрижень вкручується у верхню кришку, між верхньою кришкою і корпусом є ущільнювальне кільце. Пакет з фільтруючими елементами закріплений на стержні гайкою з шайбою, яка стопориться гранями і захищає фільтруючі елементи від можливого пошкодження, коли затягується гайки. Після затяжки гайка стопориться шплінтом. У нижній частині корпусу фільтр присутній різьбова пробочка, яка призначена для зливу палива і механічних домішок, які осідають внизу корпусу після очищення. Дизельне паливо засмоктується у фільтр грубої очистки крізь отвір в нижньому фланці, а далі через фільтруючі елементи потрапляє всередину пакета. Після цієї процедури очищення, паливо виходить по трубопроводу і спрямовується до паливопідкачуючого насоса. Частина "затриманих" чужорідних тіл залишаються на фільтрувальних елементах, інша ж частина опускається вниз корпусу фільтра.

5.1.5 Паливні трубки високого тиску

Паливо від насосів до форсунок подається по паливопроводу високого тиску. На всіх дизельних двигунах типу 12ЧН 46/58 застосовується паливопровод довжиною 570 мм з зовнішнім діаметром 8 мм і внутрішнім діаметром 2,6 мм. Тривала надійна робота паливопроводу високого тиску забезпечується раціональним вибором його розмірів і конфігурації, високою якістю виготовлення і монтажу на дизелях.

					ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.	Лист
						76
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

5.1.6 Розрахункова частина

Циклова подача палива:

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{\text{дв}} i} \text{ г/цикл},$$

де $g_e = 0,1819 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$ – питома витрата палива;

$N_e = 8800 \text{ кВт}$ – потужність двигуна;

$\tau = 4$ – коефіцієнт тактності;

$n = 500 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання колінчатого валу;

$i = 12$ – кількість циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = \frac{0,1819 \cdot 8800 \cdot 4}{120 \cdot 500 \cdot 12} = 8,9 \cdot 10^{-3} \text{ г/цикл}.$$

Запас палива

$$G_{\text{тт}} = [K_{\text{м}} (g_e N_e)] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}} = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт, який враховує можливе збільшення витрати палива;

$\tau = 20$ – час ходового режиму, годин;

$$G_{\text{т}} = [1,1 \cdot (0,1819 \cdot 8800)] \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 35,2 \text{ т}.$$

Об'єм витратної цистерни

$$V = (G_{\text{т}} / \rho_{\text{п}}) K_1 K_2 \cdot 10^3, \text{ м}^3.$$

де $\rho_{\text{п}} = 830 \text{ кг/м}^3$ – щільність палива;

$K_1 = 1,01 \dots 1,05$ – коефіцієнт захащення цистерни;

$K_2 = 1,03 \dots 1,05$ – коефіцієнт, який враховує мертвий об'єм цистерни.

$$V = \frac{35,2}{830} \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 48,0 \text{ м}^3.$$

Продуктивність паливopідкачуючого насоса (ППН):

$$W_{\text{пн}} = K_3 N_e g_e / \rho_{\text{п}}, \text{ м}^3/\text{год},$$

де $K_3 = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу подачі палива.

$$W_{\text{пн}} = \frac{1,5 \cdot 8800 \cdot 0,1819}{830} = 2,9 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Потужність привода ППН:

$$N = W_{\text{пн}} p K_4 \cdot 10^3 / (3600 \eta), \text{ кВт},$$

де $p = 0,5 \text{ МПа}$ – тиск нагнітання;

$K_4 = 1,1 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу потужності;

$\eta = 0,6 \dots 0,7$ – ККД ППН.

$$N = \frac{2,9 \cdot 0,5 \cdot 1,5}{3600 \cdot 0,7} \cdot 10^3 = 0,86 \text{ кВт}$$

Площа поверхні фільтруючих елементів:

$$F_{\text{ф}} = W_{\text{пн}} / (3600 \nu_{\text{т}} K_{\text{ж.п}}) \text{ м}^2,$$

де $\nu_{\text{т}} = 0,02 \dots 0,05 \text{ м/с}$ – швидкість фільтрації;

$K_{\text{ж.п}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перетину.

$$F_{\text{ф}} = \frac{2,9}{3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2} = 0,2 \text{ м}^2.$$

5.2 Масляна система

Масляна система забезпечує подачу масла в необхідній кількості і з заданою температурою для змащення й охолодження підшипників, поршнів і інших тертьових деталей. Резервуаром для масла служить масляна ванна, виконана в поддизельній рамі. Рівень масла у ванні контролюється щупом. З ванни через сітчастий маслозаборник і розміщений у ньому безповоротний клапан масло надходить у усмоктувальну порожнину масляного насоса. Під тиском, створюваним насосом, масло по каналу подається через фільтр грубого очищення в полнопоточний фільтр тонкого очищення і потім по трубопроводу в охолоджувач. На виході з охолоджувача потік розділяється на три частини. Одна частина масла направляється до відцентрових фільтрів і звідти зливається у ванну; інша надходить через фільтри грубої очистки в дизель і розподіляється по всіх циліндрах. По третьому каналу масло через редукційний клапан підводиться до поздовжнього каналу лотка. Від трубопроводу подачі масла до дизеля є відвід на турбокомпресор.

З порожнини підшипників турбокомпресора масло зливається в привід насосів. Система каналів у блоці, колінчастому валі, приводах, шатунах і поршнях забезпечує роздачу масла по всім елементам дизеля, які труться.

Напірна магістраль дизеля з'єднана з реле тиску і запобіжним клапаном, який перепускає масло в картер при перевищенні тиску вище 0,6 МПа. У разі підвищення перепаду тисків у фільтрі тонкого очищення вище 0,18 МПа спрацьовує клапан, що перепускає масло повз фільтра. Обмеження верхньої межі тиску масла (0,9 МПа) забезпечується перепускним клапаном, вбудованим в корпусі насоса. Перед пуском дизеля і після його зупинки включається маслопрокачуючі насоси, які забирають масло з поддизельної рами і під тиском через безповоротний клапан подають його в систему дизеля.

Масляна система двигуна 12ЧН 46/58 включає два масляних насоса і два охолоджувача. З ванни масло проходить через фільтр грубого очищення, всмоктується правим насосом і подається до фільтру тонкого очищення, з якого потрапляє в правий охолоджувач і звідти у лівий масляний насос. Від лівого насоса під тиском надходить у фільтр грубої очистки і потім на змазку дизеля.

5.2.1. Масляний насос двигуна 12ЧН 46/58

Головний масляний насос (рис. 5.4) 12-циліндрових дизелів 12ЧН 46/58 встановлений на передньому торці двигуна, а саме на корпусі приводу насосів. Він призначений для забезпечення циркуляції масла в системі дизеля з необхідним тиском. Номінальна частота обертання масляного насоса 1500 об/хв; подача не менше 110 м³/год при тиску нагнітання 0,7 МПа і температурі масла 65...82 °С. Тиск відкриття перепускного клапана 0,9 МПа. Насос шестеренного типу, односторонній, нереверсивний.

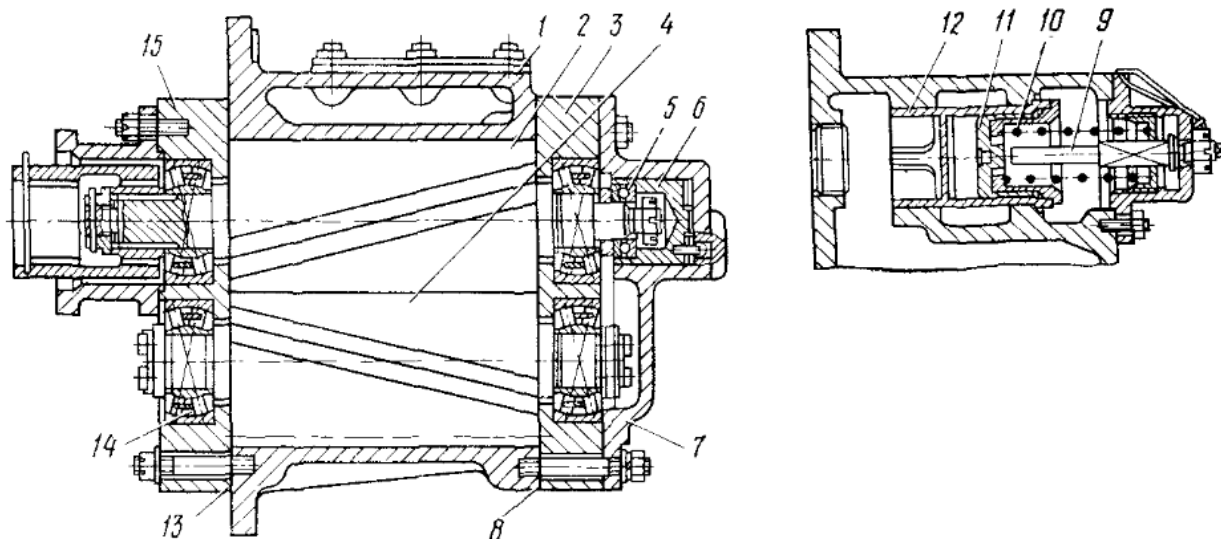


Рис. 5.4. Насос масляний

- | | |
|-------------------------------|--------------------------------|
| 1. Корпус; | 8, 13. Лакотканевіе прокладки; |
| 2. Шестірня ведуча; | 9. Стрижень; |
| 3, 15 Плити підшипників; | 10. Пружина; |
| 4. Ведена шестерня; | 11. Поршень; |
| 5. Упорний підшипник; | 12. Клапан; |
| 6. Розвантажувальний поршень; | 14. Підшипник. |
| 7. Кришка; | |

5.2.2 Масляні фільтри

Фільтр масла відцентрового типу. Ротор фільтру обертається на осі. У кришці ротора встановлено сопла і два відбійника. Опорами ротора служить бронзові втулки, запресовані в корпус і кришку ротора, а також упорний підшипник, що сприймає навантаження від маси ротора і зафіксований на осі пружинним кільцем. В ковпаку запресована втулка, яка служить опорою для верхнього кінця осі. Внутрішня стінка корпусу ротора вкрита паперовою прокладкою, що полегшує видалення відкладень продуктів зносу з масла при очищенні фільтра.

У процесі експлуатації при технічному обслуговуванні розбирають відцентровий фільтр для очищення внутрішньої порожнини ротора від відкладень. При розбиранні та складанні фільтра необхідно звертати увагу на вста-

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

новлення сопел в задане положення, так як це забезпечує створення реактивного моменту для обертання ротора.

5.2.3 Фільтр повнопотоковий

Для тонкого очищення масла призначений повнопотоковий фільтр (рис. 5.5). Його використання дозволило істотно поліпшити фільтрування масла і підвищити надійність і зносостійкість вузлів тертя дизеля. В експлуатації необхідно постійно стежити за станом фільтруючих елементів і періодично їх замінювати.

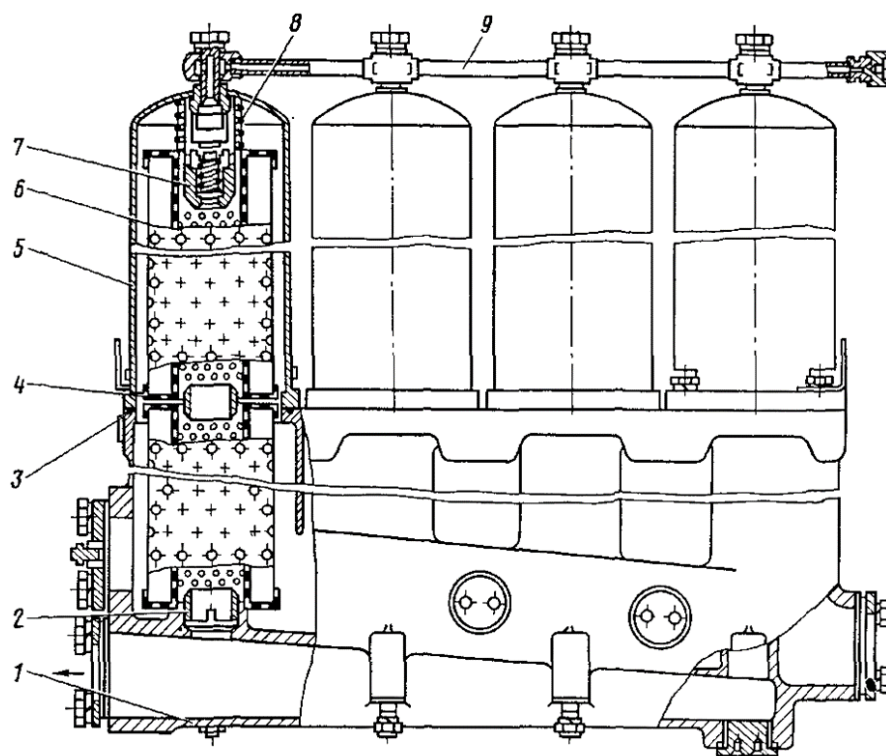


Рис. 5.5. Фільтр масла повнопотоковий

5.2.4 Охолоджувач масла

Для відводу тепла, що виділяється в масло від тертьових деталей, і при охолодженні поршнів використовується охолоджувач (рис. 5.6). Водяна порожнину охолоджувача розділена навпіл перегородкою 5 в кришці 11. Вода циркулює в охолоджуючій секції з оребреними трубками 6, закріпленим у передній 3 і задній 16 трубних дошках. Для поліпшення теплообміну в охолоджуючій секції встановлені сегментні перегородки 13, створюють поперечний омивання маслом трубного пучка.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.

Лист

81

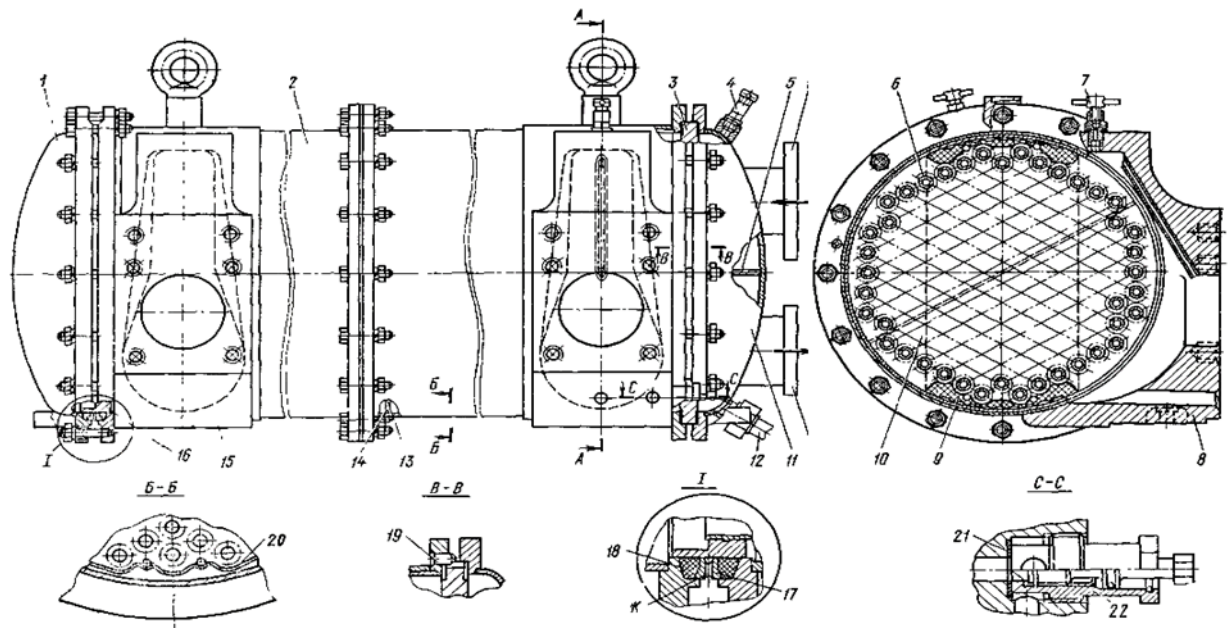


Рис. 5.6. Охолоджувач масла:

- 1, 11 – кришки; 2 – корпус; 3, 16 – дошки трубні; 4, 7 – вентиль;
 5, 13 – перегородки; 6 – охолоджуючі трубки; 8, 15 – кронштейн;
 9, 20 – заповнювачі; 10 – охолоджуюча секція; 12 – труба; 13 – дріт;
 14 – шнур; 17 – кільце проміжне; 18 – кільце ущільнювальне; 19 – штифт;
 21 – прокладка; 22 – вентиль для зливу масла; $г$, $д$ – патрубки; $ж$ – отвір

Стик перегородок і корпусу ущільнений гумовим шнуром 14. Температурні подовження трубок охолоджуючої секції викликають переміщення задньої трубної дошки 16, яка ущільнюється в корпусі 2 і кришці 1 двома гумовими кільцями. Положення секції відносно корпусу фіксується штифтом 19.

Вода в охолоджувач надходить по патрубку $г$ передньої кришки, проходить по трубках 6 і однієї половини секції, потім по трубках іншої половини і виходить з патрубка $д$. Масло в охолоджувач надходить по трубопроводу в рамі через отвір в кронштейні 15, проходить в міжтрубному просторі і виходить через кронштейн 8.

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.

Лист

82

Розрахункова частина

1. Мощность главного двигателя, кВт

$$N_e = 8800$$

2. Удельный расход топлива, кг/(кВт*ч)

$$g_e = 0.1819$$

3. Количество теплоты трения, отводимой маслом, кДж/ч

Доля теплоты трения, принята маслом

Лежит в диапазоне $\alpha_{тр}=0.4-0.45$, принимаем

$$\alpha_{тр} = 0.42$$

Механический КПД двигателя

$$\eta_M = 0.93$$

$$Q_{тр} = 3600 \cdot \alpha_{тр} \cdot N_e \cdot \left[\left(\frac{1}{\eta_M} \right) - 1 \right] = 3600 \cdot 0.42 \cdot 8800 \cdot \left(\frac{1}{0.93} - 1 \right) = 1.0015e6$$

4. Проток в контуре масла для отвода теплоты трения, м³/ч

Теплоемкость, кДж/(кг*К)

$$c_M = 2.05$$

Плотность, кг/м³

$$\rho_M = 900$$

Допустимая разность температур, °С

$$\Delta t_M = 10$$

$$W_1 = \frac{Q_{тр}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{1.0015e6}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 54.28$$

5. Поток масла в контуре охлаждения поршней, м³/ч

Доля теплоты отводимая от поршней

Лежит в диапазоне $\alpha_{тр}=0.04-0.05$, принимаем

$$\alpha_{о.п} = 0.05$$

Теплота сгорания топлива, кДж/ч

Лежит в диапазоне $Q_p=40000-43000$, принимаем

$$Q_p = 42664.4$$

Теплота, отведенная от поршней, кДж/ч

$$Q_{о.п} = \alpha_{о.п} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_p = 0.05 \cdot 0.1819 \cdot 8800 \cdot 42664.4 = 3.414688e6$$

$$W_2 = \frac{Q_{о.п}}{(c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_M)} = \frac{3.414688e6}{2.05 \cdot 900 \cdot 10} = 185.1$$

6. Подача циркуляционного масляного насоса, м³/ч

Коэффициент запаса подачи

$$k_W = 1.53$$

$$W_{MH} = k_W \cdot (W_1 + W_2) = 1.53 \cdot (54.28 + 185.1) = 366.3$$

7. Необходимый запас циркуляционного масла, кг

Кратность циркуляции, 1/ч

$$K_{ц} = 72$$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

Подача циркуляционного насоса, м³/ч

$$G_{\text{сист}} = \frac{W_{\text{мн}}}{K_{\text{ц}}} = \frac{366.3}{72} = 5.087$$

$$G_{\text{цм}} = G_{\text{сист}} \cdot \rho_{\text{м}} = 5.087 \cdot 900 = 4578.3$$

8. Коэффициент загромождения картера элементами конструкции

$$K_1 = 1.04$$

Коэффициент учитывающий мертвый объем картера

$$K_2 = 1.05$$

Вместимость картера для хранения запаса масла, м³

$$V_{\text{м}} = \frac{G_{\text{цм}} \cdot K_1 \cdot K_2}{\rho_{\text{м}}} = \frac{4578.3 \cdot 1.04 \cdot 1.05}{900} = 5.56$$

9. Рекомендуемое время работы самоочищающегося сепаратора в сутки, ч

$$\tau_{\text{с}} = 10$$

Рекомендуемая частота сепарации масла, сут.⁻¹

$$K = 2$$

Суммарная пропускная способность сепараторов, м³

$$W_{\text{пзс}} = \frac{V_{\text{м}}}{\tau_{\text{с}}} \cdot K = \frac{5.56}{10} \cdot 2 = 1.11$$

10. Температура масла после подогревателя, °С

$$t_{2\text{м}} = 85$$

Температура масла в картере, °С

$$t_{1\text{м}} = 45$$

Коэффициент теплопередачи, кДж/(м²·ч·К)

$$K_{\text{ТП}} = 500$$

Температура насыщенного пара, поступающего в подогреватель, °С

$$t_{\text{см}} = 170$$

Средняя разница температур между насыщенным паром и маслом, °С

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{см}} - \frac{t_{2\text{м}} + t_{1\text{м}}}{2} = 170 - \frac{85 + 45}{2} = 105$$

Количество одновременно работающих сепараторов

$$n_{\text{с}} = 1$$

Коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности отложениями

$$k_3 = 1.2$$

Площадь теплопередающей поверхности подогревателя масла перед сепаратором, м²

$$F_{\text{пс}} = \frac{W_{\text{пзс}} \cdot c_{\text{м}} \cdot (t_{2\text{м}} - t_{1\text{м}}) \cdot \rho_{\text{м}}}{K_{\text{ТП}} \cdot \Delta t_{\text{м}} \cdot n_{\text{с}}} \cdot k_3 = \frac{1.11 \cdot 2.05 \cdot (85 - 45) \cdot 900}{500 \cdot 105} \cdot 1.2 = 1.872$$

11. Мощность, потребляемая насосом, кВт

Напор насоса, м

$$H_H = 4$$

К.П.Д насоса

$$\eta_H = 0.75$$

$$N_{цн} = 0.272 \cdot \frac{W_{мн} \cdot H_H \cdot \rho_M}{\eta_H} \cdot 10^{-5} = 0.272 \cdot \frac{366.3 \cdot 4 \cdot 900}{0.75} \cdot 10^{-5} = 4.782$$

12. Площадь фильтрующей поверхности фильтра грубой очистки, м²

Скорость фильтрации, м/с

$$v_M = 0.05$$

Коэффициент живого сечения

$$K_{жс.} = 0.2$$

$$F_{фго} = \frac{W_{мн}}{3600 \cdot v_M \cdot K_{жс.}} = \frac{366.3}{3600 \cdot 0.05 \cdot 0.2} = 10.175$$

13. Удельная пропускная способность материала, из которого выполнен фильтрующий элемент, м³/(м²*ч)

$$q_{\phi} = 1.2$$

Площадь поверхности фильтра тонкой очистки, м²

$$F_{фто} = \frac{W_{мн}}{q_{\phi}} = 305.25$$

14. Коэффициент теплопередачи, кДж/(м²*ч*К)

$$k_{ТП} = 1400$$

Коэффициент загрязнения холодильника

$$k_3 = 1.2$$

Температуры охлаждающей жидкости на входе и выходе из охладителя масла, °С

$$t_1 = 80 \quad t_2 = 95$$

Температурный напор, °С

$$\Delta t_H = \frac{t_{1M} + t_{2M}}{2} - \frac{t_1 - t_2}{2} = \frac{45 + 85}{2} - \frac{80 - 95}{2} = 72.5$$

Площадь теплопередающей поверхности маслоохладителя, м²

$$F_M = \frac{Q_{тр} + Q_{о.п.}}{k_{ТП} \cdot \Delta t_H} \cdot k_3 = 52.211$$

5.3 Система охолодження

Вода із системи охолодження надходить по роздаткових магістралях уздовж блоку до обох рядів циліндрів, вводиться в зарубашкові порожнини втулок в їх нижній частині, омиває втулки і через трубки надходить до порожнин охолодження кришок циліндрів. З кришок вода перетікає в охолоджуючі порожнини випускних колекторів, звідки по трубах направляється на охолодження корпусів турбокомпресора і далі знову в систему охолодження.

При згорянні палива в циліндрі дизеля температура газів сягає 1500...1600 °С і, відповідно, зростає температура дотичних з ним деталей: поршня, втулки циліндра, та ін. Якщо не охолоджувати ці деталі, то температура їх підвищиться настільки, що вони можуть вийти з ладу. Щоб температура деталей не перевищувала допустимі межі, деталі необхідно охолоджувати.

На сучасних судах застосовується замкнута система охолодження водою, має суттєві переваги перед проточною, що застосовується в деяких стаціонарних і суднових установках. Ця система дозволяє працювати на високому температурному режимі (температура води на виході з дизеля 90...95 °С), що підвищує економічність двигуна.

Як відомо, кількість води, яка потрібна для охолодження, залежить від температурного перепаду (різниця температури, що входить і виходить з двигуна). Великий температурний перепад, пов'язані з поданням малої кількості води, а, отже, малій швидкості її руху, призводить до значної нерівномірності температури в сорочці втулки циліндра (вода холодна біля входу і гаряча біля виходу). Тому бажано мати таку систему охолодження, в якій завжди забезпечувалася б необхідна витрата води і скорочувалася б різниця температури між виходом і входом (практично різниця в 5...7 °С, а рівень температури 75...85 °С незалежно від навантаження).

Застосування водяних насосів з великою подачею забезпечує майже сталу швидкість води на всіх режимах. Крім того, температура охолодження води в холодильнику регулюється зміною продуктивності насоса забортного

					ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.	Лист
						86
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

контур, що досягається застосуванням багатоступеневих редукторів. Саме така система охолодження використовується на судновому дизелі 12ЧН 46/58. Циркуляційна, примусова, відкритого типу з розширювальним баком, що виключає утворення повітряних або парових мішків в трубопроводах.

5.3.1 Склад системи

Функціонально система охолодження складається з таких підсистем: водяних насосів, охолоджувачів, розширювальної цистерни, регуляторів, трубопроводів.

Призначення водяних насосів (рис. 5.7) – забезпечення безперервного руху (циркуляції) охолоджуючої води в системі.

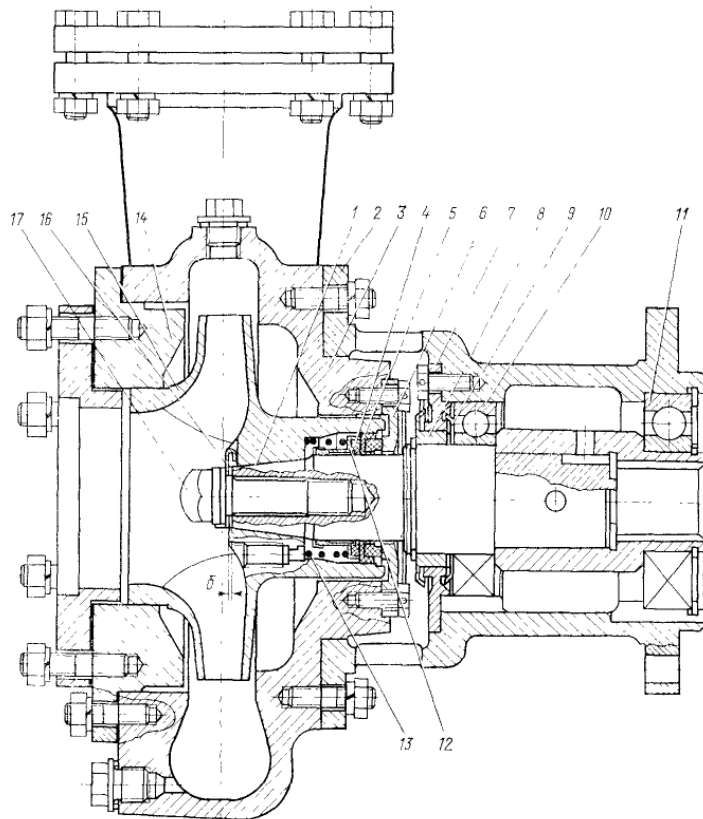


Рис. 5.7. Водяний насос

Охолоджувачі призначені для відводу надлишкової теплоти, яка міститься в охолоджуваній рідині і наддувному повітрі в повітря.

Розширювальна цистерна служить для компенсації зміни об'єму води в системі внаслідок зміни її температури, для поповнення втрат води в системі

з-за витоків і випаровування, а також видалення з системи повітря й водяних парів.

Регулятори повинні автоматично підтримувати температуру води, а також охолоджувальних рідин в заданому діапазоні.

Трубопроводи слугують для транспортування води.

5.3.2 Класифікація системи

Система охолодження двигуна класифікуються за такими ознаками:

- за кількістю водяних контурів;
- по температурному рівню охолоджуючої води;
- за напрямом руху охолоджуючої води в двигуні.

За кількістю водяних контурів систем є одноконтурною. В такій системі використовується холодна вода, яка прокачується насосом через порожнини охолодження двигуна, охолоджувачі робочих рідин і потім повертається.

Залежно від температурного рівня води, що відводить теплоту від нагрітих деталей двигуна, системи є помірно температурної. Системи з помірним рівнем температури (70...95 °C).

За напрямом руху охолоджуючої води в двигуні система є з природним напрямком потоку води. Охолоджуюча вода підводиться до нижньої порожнини охолодження, піднімається вгору у міру підвищення температури і відводиться з двигуна в його верхній частині.

Розрахункова частина

1. Общее количество воды в системе, м³

$$V_v := 4.450$$

Коэффициент температурного расширения воды в интервале температур от 8 до 90 °C;

$$\beta := 0.00043$$

Приращение температуры при работе двигателя (принимается $\Delta t=50-70$ °C);

$$\Delta t := 70$$

Коэффициент запаса

$$k_3 := 2$$

Объем расширительного бака, м³

$$V_{pб} := 2V_v \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot k_3 = 0.536$$

2. Эффективная мощность двигателя, кВт

$$N_e := 8800$$

Доля теплоты, отводимой в охлаждающую воду от рабочих цилиндров

$$\alpha_{nv} := 0.13$$

Удельный эффективный расход топлива двигателем, кг/(кВт*ч)

$$g_e := 0.1819$$

Низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$$Q_{np} := 42664.4$$

Количество теплоты, отводимой пресной водой от цилиндров, кДж/ч

$$Q_{nv} := \alpha_{nv} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{np} = 0.13 \cdot 0.1819 \cdot 8800 \cdot 42664.4 = 8878188.588$$

3. Теплоемкость пресной воды, кДж/(кг*К)

$$c_{nv} := 4.19$$

Плотность пресной воды, кг/м³

$$\rho_{nv} := 1000$$

Перепад температур при охлаждении цилиндров, °C

$$\Delta t_{nv} := 8$$

Коэффициент запаса подачи насоса

$$K_{п} := 1.15$$

Подача циркуляционного насоса пресной воды, м³/ч

$$W_{nv} := \frac{Q_{nv} \cdot K_{п}}{c_{nv} \cdot \rho_{nv} \cdot \Delta t_{nv}} = 304.592$$

4. Температура воды на входе в теплообменник, °C

$$t_1 := 95$$

Температура воды на выходе из теплообменник, °C

$$t_2 := 70$$

Температура воздуха на входе в теплообменник, °C

$$t_3 := 40$$

Температура воздуха на выходе из теплообменника, °C

$$t_4 := 80$$

$$\Delta t_{cp} := \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_3 + t_4}{2} = 22.5$$

5. Коэффициент теплопередачи от пресной воды воздуху, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$

$K_B := 4000$

Площадь теплопередающей поверхности водо-водяного теплообменника, м^2

$$F_{ov} := \frac{Q_{nv}}{K_B \cdot \Delta t_{cp}} = 98.647$$

5.4 Системи повітропостачання і газовідводу

Сукупність пристроїв, що забезпечують подачу в циліндри двигуна необхідної кількості повітря із заданими тиском і температурою, називається системою повітропостачання. Підвищити ефективність робочого процесу в циліндрах дизеля можна шляхом подачі повітря в кількості, відповідному оптимальному співвідношенню мас повітряного заряду і подаваного палива. Наповнення циліндрів необхідною кількістю повітря досягається за рахунок підвищення його щільності. Повітря через повітряні фільтри 1 (рис. 5.8) надходить у всмоктуючі патрубки компресорів 2.

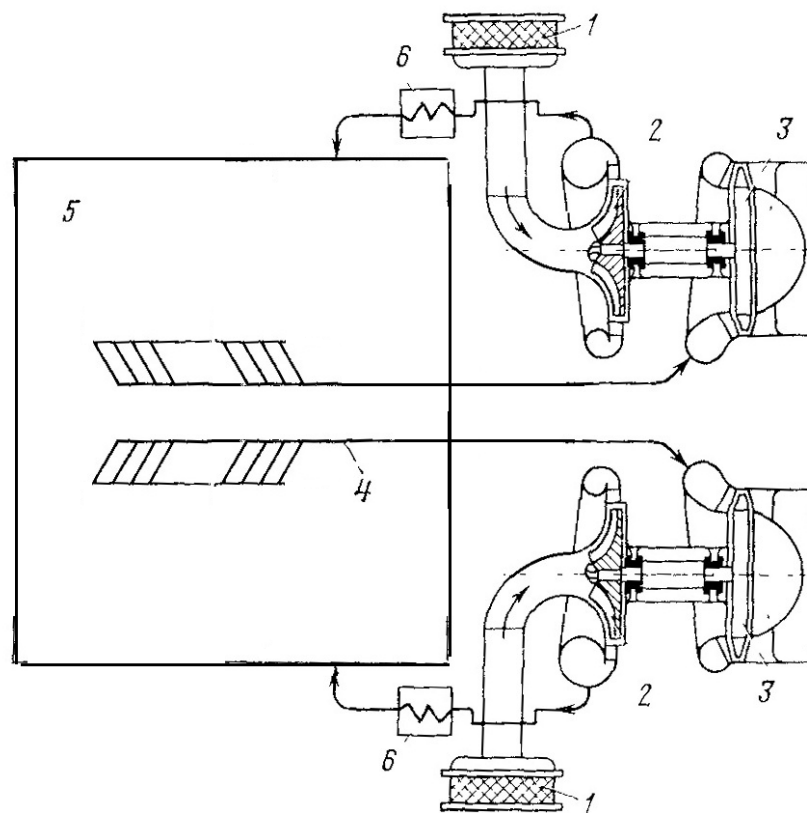


Рис. 5.8. Схема системи повітропостачання

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.

Лист

90

В компресорах повітря стискається, а потім надходить у водоповітряні охолоджувачі 6, де охолоджується до 70...80 °С. Стисле і охолоджене повітря подається в наддувний ресивер, а звідти через впускні клапани в циліндри дизеля 5. Газ, що випускається з циліндрів, через газовипускні колектори 4 підводиться до турбін 3 турбокомпресорів. Потенційна енергія випускних газів перетворюється в механічну в турбінах, потужність яких використовується для приводу компресорів. Турбіна і компресор компонуються в одному агрегаті, званому турбокомпресором.

Ефективність системи повітропостачання визначається сукупністю характеристик всіх елементів, що входять до її складу. Проте визначальний вплив на параметри дизеля у всьому діапазоні його робочих режимів надає турбокомпресор. Тому при створенні двигуна проводиться узгодження характеристик дизеля і турбокомпресора з метою оптимізації параметрів у всьому діапазоні режимів гвинтової характеристики. В експлуатації може виникнути неузгодженість характеристик дизеля і турбокомпресора при зміні опорів на всмоктуванні повітря і випуску газів. Нормальна робота системи повітропостачання характеризується певною залежністю тиску наддуву і витрати повітря від потужності двигуна, частоти обертання його колінчастого валу і параметрів навколишнього середовища. Ця залежність зазвичай представляється графічно у вигляді характеристики компресора, на яку накладається лінія робочих режимів дизеля.

5.4.1 Охолоджувач наддувного повітря

Для підвищення щільності і тим самим поліпшення наповнення циліндрів, повітря після виходу з кожного компресора охолоджується в теплообмінному апараті, який називається охолоджувачем наддувного повітря. Повітря охолоджується водою холодного контуру водяної системи дизеля. Охолоджувач (рис. 5.9) встановлений на кронштейні 8 і кріпиться до нього шпильками 7. Кронштейн прикріплений до блоку циліндрів болтами 9. Зварний корпус 12 охолоджувача наддувочного повітря з патрубком 13 закритий верхній 2 і нижній 6 кришками. В середині корпуса розташована охолоджуюча

					ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.	Лист
						91
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Рис. 8. Охладитель наддувочного воздуха:

1 — трубка отвода пара; 2 — крышка верхняя; 3 — трубка; 4 — доска трубная верхняя; 5 — трубка; 6 — крышка нижняя; 7 — шпилька; 8 — крошитель; 9 — болт; 10 — кольцо резиновое; 11 — доска трубная нижняя; 12 — корпус; 13 — патрубок; 14 — заглушка; Б — фланец; Д — перегородка; Е, С — патрубки; Ж, И — детали.

Рис. 8. Охладитель наддувочного воздуха:

1 — трубка отвода пара; 2 — крышка верхняя; 3 — трубки; 4 — доска трубная верхняя; 5 — труба; 6 — крышка нижняя; 7 — шпилька; 8 — кронштейн; 9 — болт; 10 — кольцо резное; 11 — доска трубная нижняя; 12 — корпус; 13 — патрубок; 14 — заглушка; Б — фланец; Д — перегородка; Е, С — патрубки; Ж, И — напы.

Гази, що відпрацювали в циліндрах дизеля, відводяться до кожної турбіни через випускні колектори, розташовані на кожному ряду циліндрів з зовнішньої сторони двигуна.

<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>

Лист

Завдяки значному обсягу випускного трубопроводу і великому числу об'єднуються циліндрів (чотири і більше) імпульси тиску газів в колекторі зменшуються, так що параметри газу на вході в турбіну мало змінюються в часі. Така система називається ізобарною.

Конструктивно ізобарна система простіше імпульсної. При високих тисках наддуву вирівнювання параметрів газу в часі забезпечує підвищення к. к. д. турбіни і за рахунок цього поліпшення економічності дизеля. Крім того, зменшуються динамічні навантаження на робочі лопатки турбіни, що підвищує її надійність.

За умовами роботи до колектора пред'являються наступні вимоги: можливо менший рівень гідравлічних втрат при переміщенні газу від циліндрів до турбіни; збереження високої температури газу (запобігання теплових втрат) перед надходженням в турбіну; надійність в роботі при значних змінах температур і тисків газу на різних режимах; низький рівень температур на зовнішній поверхні, що виключає можливість загоряння при випадковому попаданні самозаймистих рідин; можливо меншу кількість газоплотних стиків, простота збірки і розбирання. Всі ці вимоги були реалізовані в конструкції колекторів двигунів типу 12ЧН 46/58.

5.4.3 Розрахункова частина

Сумарну продуктивність компресорів знаходимо із умови витрати повітря через двигун для номінального режиму:

$$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \varphi_a (1 - \psi) \text{ кг/с,}$$

де $D = 0,46$ м – діаметр циліндра;

$S = 0,26$ м – хід поршня;

$R = 287$ Дж/(кг·К) – універсальна газова стала для повітря;

$i = 12$ – кількість циліндрів;

$\chi = 2$ – коефіцієнт тактності;

$n = 500$ об/хв – частота обертання КВ;

					ДР.142.3227зст.02.05.ПЗ.	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		93

$\varphi_a = 1,05$ – коефіцієнт продувки;

$\psi = 0$ – доля ходу поршня втрачена на газообмін;

$P_s = 0,98 \cdot P_{\text{оПк}}$ МПа – тиск повітря в ресивері;

$T_s = T_k - \eta_{\text{ох}} (T_k - T_{\text{вл}})$ К – температура повітря в ресивері;

$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$ – коефіцієнт наповнення;

$$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_a (1 - \psi) = 14,725 \text{ кг/с.}$$

Розрахунок газовідвідної труби:

$$d_r = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{g_e N_e (\alpha_{\Sigma} L_0 + 1) T_r}{p_r v_r}} \text{ м,}$$

де $g_e = 0,1819$ кг/(кВт·год) – питома витрата палива;

$N_e = 8800$ кВт – ефективна потужність двигуна;

$\alpha_{\Sigma} = 2,0 \dots 2,7$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря. Приймаємо:

$\alpha_{\Sigma} = 2,0$;

$L_0 = 14,3$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива;

$T_r = 647$ К – температура газів за турбіною;

$p_r = 0,103 \dots 0,107$ МПа – тиск в газопроводі при допустимій швидкості газу

$v_r = 40 \dots 50$ м/с. Приймаємо: $p_r = 0,107$ МПа, $v_r = 50$ м/с.

$$d_r = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,1819 \cdot 8800 \cdot (2 \cdot 14,3 + 1) \cdot 647}{0,107 \cdot 50}} = 0,76 \text{ м.}$$

Якщо врахувати, що двигун типу 12ЧН 46/58 має дві газовідвідні труби, то діаметр кожної можна знайти з половини площі газовідвідної труби діаметром 0,76 м. В результаті розрахунків діаметри окремих газовідвідних труб повинні складати 0,54 м.

Розрахунок ізоляції

$$d_{\text{из}} = x d_n \text{ м,}$$

де d_n – зовнішній діаметр газоходу, мм;

x знаходимо з рівняння:

$$y = x \ln x = \frac{2\lambda_{u3}}{\alpha_2 d_n} \frac{t_n - t_{u3}}{t_{u3} - t_b}$$

де $\lambda_{u3} \approx 0,5 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м·год·К) – коефіцієнт теплопровідності совелита або вермикуліту при $t_{сер} \approx 573$ К;

$\alpha_2 \approx 3,6 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м²·год·К) – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря;

$t_{u3} = 333$ К – температура на поверхні ізоляції;

$t_b = 313$ К – температура повітря;

$t_n \approx 573$ К – температура потоку газу.

$$y = x \ln x = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{3,6 \cdot 10^{-3} (110 + 6)} \frac{573 - 333}{333 - 313} = 0,029$$

Виводимо з рівняння x , і отримуємо:

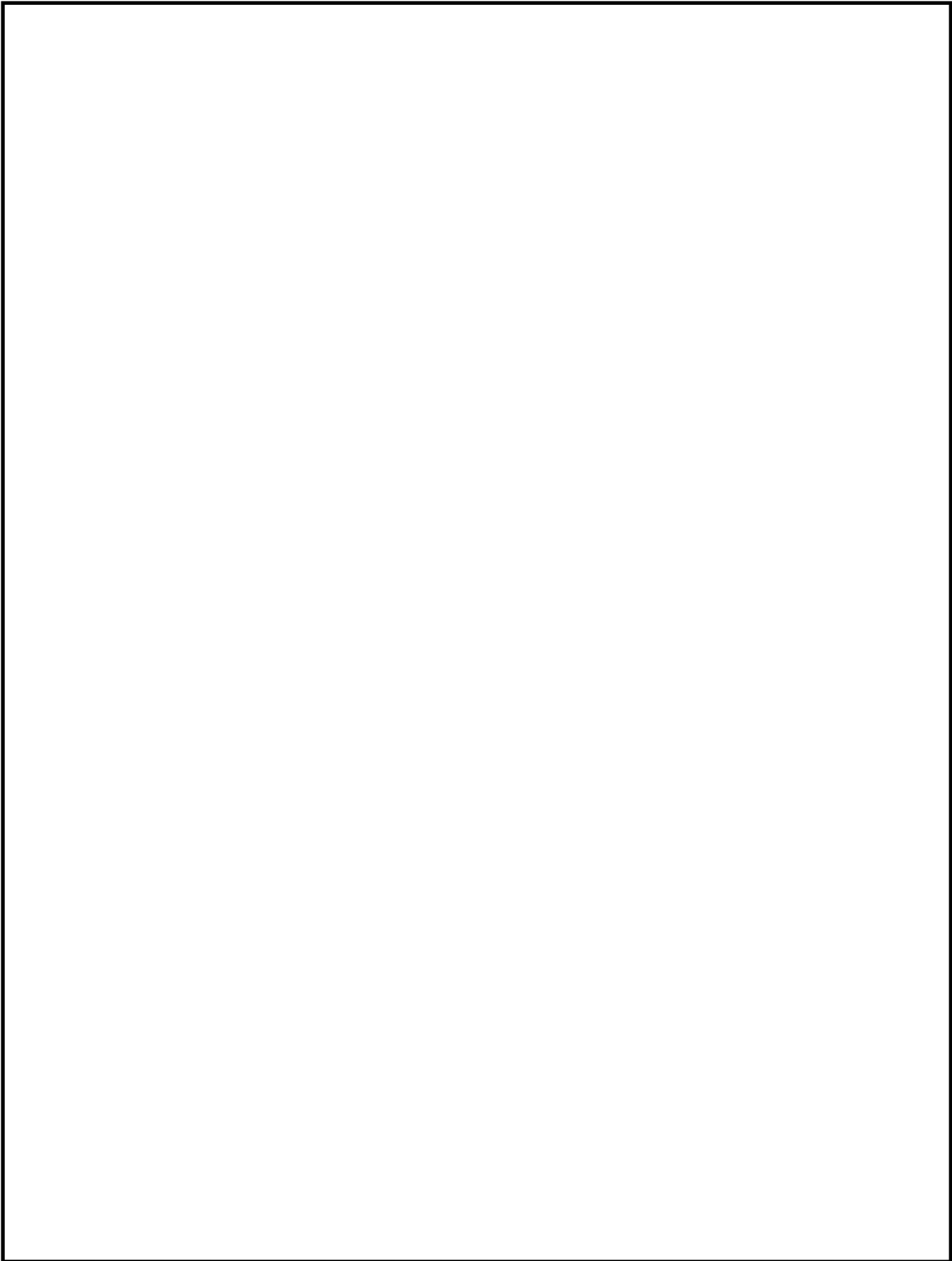
$$x = 1,029,$$

$$d_{из} = 1,029 \cdot (0,54 + 0,006) \approx 0,562 \text{ м.}$$

5.5 Висновки по розділу

Розглянуто паливну, масляну, систему охолодження і повітропостачання та газовипуску. Складені принципові схеми зазначених систем, визначені основні параметри елементів систем. Визначено запас палива з урахуванням 20 годинного режиму роботи двигуна, визначено кількість масла і охолоджуючої рідини у відповідних системах.

Виконані розрахунки систем дозволяють оцінити об'єми, які необхідно передбачити в машинному відділенні судна для розміщення самих систем і їх елементів.



					ДР.142.3227зст.02.06.ПЗ.			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗДІЛ 6 Організація охорони праці			
Розроб.		Васильєв В.В.						
Перевір.		Гогоренко О.А.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Тимошевський Б.Г						
						Літ.	Арк.	Аркушів
							96	6
						НУК		

РОЗДІЛ 6

Організація охорони праці

6.1 Організація охорони праці

Охорона праці – це система законів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально – економічних, організаційних, технічних і санітарно – гігієнічних заходів.

Задачі охорони праці – звести до мінімуму можливі поранення і захворювання працюючих, з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання чи зниженню працездатності.

Між небезпечним і шкідливим факторами не завжди можна провести чітку границю. Той самий фактор може привести до нещасного випадку чи до зниження продуктивності праці.

При роботі ДВЗ, а також різних систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Ці фактори регламентовані ДСТ 12.0.003 – 83.

Пари палива та мастила проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань легких і дихальних шляхів.

За ДСТ 12.1.005-88 установлені припустимі границі концентрації пар дизельного палива – 100 мг/м^3 – у повітрі виробничих приміщень.

При роботі двигуна також виділяється велика кількість шкідливих речовин у результаті згоряння палива й мастила.

По СНіПу 245-71 величина припустимої границі концентрації оксиду вуглецю не повинна перевищувати 20 мг/м^3 .

					ДР.142.3227зст.02.06.ПЗ.	Лист
						97
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Висока температура відкритих частин двигуна (випускний колектор, газова турбіна, глушник) здатна заподіяти людині шкоду, що виражається в опіках. Для того щоб запобігти цьому треба всі гарячої частини двигуна покривати теплоізоляційними матеріалами.

Причиною пожеж у машинному відділенні є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами.

Електробезпечність. Проходячи через тіло, струм впливає:

1. Термічно. Виражається в опіках, нагріванні кровоносних судин, нервів і інших тканин, гіперскорочення м'язових тканин.
2. Електрично. Виражається в зміні фізико – хімічного складу крові й інших рідин.
3. Біологічно. Виражається в подразненні і руйнуванні тканин організму, а також у порушенні внутрішніх процесів.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система призначена для забезпечення освітлення машинного відділення.

Освітлювальне електроустаткування машинного відділення складається з наступних елементів:

- щит освітлення з автоматичними вимикачами. Він споживає напругу 380 В з частотою 50 Гц;
- світильники з лампами накаливання потужністю 100 Вт;
- світильники з двома люмінесцентними лампами потужністю по 40 Вт;
- світильники аварійного освітлення;
- пробки освітлення;
- вимикачі.

У результаті порушення герметичності з'єднань деталей двигуна в приміщенні машинного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки (СО;

					ДР.142.3227зст.02.06.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		98

SO₂; CH). Щоб запобігти підвищення концентрації шкідливих речовин, необхідна система вентиляції.

Система вентиляції призначена для створення нормальних метеорологічних умов повітряного середовища в приміщенні машинного відділення.

Система вентиляції розроблена відповідно до вимог і норм СНіП .

Вентиляції, що застосовуються в машинному відділенні: штучна, приточна і природна. Витяжна вентиляція з машинного відділення здійснюється природним шляхом через газонепроникні перегородки і жалюзі, установлені на кожухах димарів. Приточна вентиляція машинного відділення забезпечується вентилятором.

Для ефективної роботи систем вентиляції важливо щоб були виконані наступні технічні і санітарно – гігієнічні вимоги:

1. Кількість приточного повітря повинне відповідати кількості вилученого, різниця між ними повинна бути мінімальною.
2. Система вентиляції не повинна створювати шум на робочих місцях, що перевищує припустимі норми.
3. Система вентиляції повинна бути електробезпечна, пожежобезпечна і вибухобезпечна, проста в пристрої, надійна в експлуатації й ефективна.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливає на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається втома слухового апарату, що може привести до часткового чи навіть до повної втрати слуху.

Для зниження аеродинамічного шуму, створеного двигуном, використовуються глушники різних конструкцій. Використання глушників дозволяє знизити загальний рівень шуму на 10...12 дБ.

Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями двигуна, використовуються звукоізолюючі чи кожухи бокси, що дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10...15 дБ, а додатково на 20 дБ і вище.

Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазори між деталями і вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з великим внутрішнім

тертям і шумопоглинальними покриттями.

Вібрація виникає через динамічну неврівноваженість мас кривошипно-шатунного механізму ДВЗ. Локальна вібрація викликає спазми судин і погіршує кровообіг. Загальна вібрація з частотою 0,7 Гц викликає морську хворобу, з частотою 4...30 Гц може викликати ушкодження плечового пояса, більшості внутрішніх органів через резонансні явища.

Для зменшення рівня вібрації в конструкції двигуна передбачено: добір поршнів і шатунів по вагових групах, маховик, противаги й інші.

Шум і вібрація, присутня двигунам внутрішнього згоряння впливає на здоров'я працюючих у машинному відділенні, зменшує продуктивність праці, притупляється увага. Двигуни відносяться до найбільш гучних механізмів, у більшості випадків є основними джерелами шуму і вібрації. Найбільш ефективним і, у той же час, найбільш складним є метод боротьби із шумом самого двигуна. Суть методу – у спеціальній організації робочого місця і конструктивному оформленні двигуна і його вузлів, у поліпшеній технології виготовлення й обробки деталей двигуна (підвищена точність нарізування зубів шестірни, загальне доведення і притирання деталей, вибір малогучних підшипників).

Одним з найбільш розповсюджених методів є ізоляція звуку і вібрації. Ізоляцію повітряного шуму виконують за допомогою звукоізолюючих кожухів і перегородок, а також за допомогою звукоізоляції машинного приміщення.

Ефективним способом зменшення шуму і вібрації є установлення віброгасників у місцях підвищеної вібрації, а також закріплення дверей та люків з метою зменшення тремтіння.

Дуже ефективним і важливим способом зменшення шкідливого впливу шуму на людський організм є використання індивідуальних способів захисту від шуму: пробок і навушників, гермошоломів і касок у сукупності з пробками, звукоізолюючих кабін з який провадиться управління двигуном. Способи

індивідуального захисту в залежності від їхньої конструкції і частоти шуму дозволяє зменшити сприйнятий людиною звук на 15...20 дБ.

6.2 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал

До роботи на дизелі допускаються люди, що пройшли спеціальну технічну підготовку і мають посвідчення по техніці безпеки з правил експлуатації ДВЗ.

Перед пуском дизеля необхідно дотримувати наступні правила:

- перевірити колінчастий вал дизеля з відкритими газовими клапанами не менше двох обертів;
- попередити присутніх про запуск дизеля;
- за допомогою приладів визначити загазованість машинного відділення;
- при роботі в нічний час забезпечити нормальне освітлення машинного відділення;
- при роботі дизеля відкривати індикаторні крани без приєднаних до них вимірювальних пристосувань забороняється.

					ДР.142.3227зст.02.06.ПЗ.	Лист
						101
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

В даній роботі розглянуто дизельний двигун типу 12ЧН 46/58 (*Wartsila W46*), його конструкцію, елементи та системи.

Розгляд двигуна полягав в детальному описі його конструкції і його основних частин, розрахунку його термодинамічного циклу, теоретичної індикаторної діаграми, розрахунку динаміки, які показали високу ефективність, збалансованість, перспективність даного двигуна.

В четвертому розділі виконано розрахунок турбокомпресорів для даного двигуна, які спроможні забезпечувати потрібний тиск наддуву. Передбачається, що на двигуні типу 12ЧН 46/58 буде встановлено два однакових паралельно працюючих компресора, кожен з яких буде забезпечувати половину потрібної витрати повітря через двигун на режимі номінальної потужності. Розрахована проточна частина компресору. Розроблена конструкція компресору на базі прототипу, зі зміною (від заводських) геометричних параметрів проточної частини.

В розділі 6 «Організація охорони праці» були розглянуті основні небезпечні фактори та чинники, які присутні в машинному відділенні судна при роботі даного головного двигуна.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, індикаторна діаграма і діаграми динаміки, турбокомпресор та схеми основних систем двигуна.

					ДР.142.3227зст.02.ПЗ.	Лист
						102
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384с.
2. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский, А. И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.: ил.
3. Дизели: Справочник. Под ред. В. А. Ваншейдта. М. – Л.: Машиностроение, 1964. – 600 с.: ил.
4. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / В. А. Ваншейдт – Л.: Судостроение, 1977. – 392 с.: ил.
5. Лабораторні роботи з дисципліни "Інформаційні основи САПР ДВЗ". Частина 2 : методичні вказівки / Д. С. Мінчев., А. В. Нагірний – Миколаїв : Видавництво НУК, 2012. – 100 с.
6. Pounder's. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition, 2004. – 914 p.
7. Мошенцев Ю.Л. Розрахунок ступені відцентрового наддувочного компресора: Методичні вказівки. – Миколаїв: УДМТУ, 2006. – 49 с.
8. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания: Учебник / П. А. Истомин – Л.: Судостроение, 1964. – 288 с.: ил.
9. Судовые ДВС: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
10. Лукин А.И., В.В. Добровольский. Конструктивные схемы систем судовых ДВС. Учебное пособие. Учебное пособие.. – Н.: НКИ, 1983. – 54 с.
11. Лукин А.И., Ткаченко С.Г. Системы судовых дизельных установок: Учебное пособие. – Н.: НКИ, 1990. – 76 с.

					ДР.142.3227зст.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		103

12. Эпельман Т.Е., Лукин А.И., Ткаченко С.Г. Расчёт определяющих параметров основных механизмов и оборудования СДУ на стадии эскизного проектирования: Учебное пособие.. – Н.: НКИ, 1984. – XX с.

13. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчёты прочности судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1969. – 640 с.

14. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика, В.А. Шнацкий, Л.: Судостроение, 1976.

					ДР.142.3227зст.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		104

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки
				<u>Документація</u>		
A1			ДР.142.3227зст.02.03.	Турбокомпресор типу ТК64		
				<u>Складові одиниці</u>		
		1		Робоче колесо	1	
		2		Корпус компресора	1	
		3		Опорно-упорний підшипник	2	
		4		Пер. злив мастила	1	
		5		Пер. порожника підшипника	1	
		6		Повітрозбірна завитка	1	
		7		БЛД	1	
		8		Лопаточний дифузор	1	
		9		Кронштейн кріплення	2	
		10		Вал ротору	1	
		11		Водяна порожнина	1	
		12		Турбінне колесо	1	
		13		Газовивідний корпус	1	
		14		Сопловий апарат	1	
		15		Корпус турбіни	1	
		16		Задн. порожнина підшипників	1	
		17		Задн. злив мастила	1	
		18		Задн. опорний підшипник	1	
		19		Канал забору контр повітря	1	
				ДР.142.3227зст.02.03.		
Зм.	Лист	№ докум	Підпись	Дата	Турбокомпресор типу ТК64	
Студент		Васильєв В.В.				
Консульт.						
Керівник		Гозоренко О.А.				
Зав. каф.		Тимошевський Б.Г.				
					Літ.	Лист
						Листостів
					НУК	