

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

Машинобудівний навчально-науковий інститут

(повне найменування інституту, назва факультету)

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломної роботи

бакалавр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 35/44 (MAN 8L35/44DF)

Виконав: студент 4 курсу, групи
4221

напряму підготовки (спеціальності)

142 Енергетичне машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Кирток Б.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Мінчев Д.С.

(прізвище та ініціали)

м. Миколаїв – 2022 року

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Гогоренко О.А.

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

Киртку Богдану Васильовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Розрахунок суднового двигуна типу 8ЧН 35/44
(MAN 8L35/44DF) потужністю $N_e = 4240 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$

керівник проекту (роботи) Мінчев Д. С., к.т.н.,

(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) параметри серійного двигуна: ефективна
потужність $N_e = 4240 \text{ кВт}$, частота обертання колінчастого валу $n = 750 \text{ хв}^{-1}$,
двигун застосовується в якості головного суднового.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1) опис двигуна та особливості його застосування двигуна на об'єкті
використання;

2) розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна за методикою
Гриневецького-Мазінга та в програмному сервісі Blitz-PRO при роботі на
дизельному паливі та на газоподібному паливі;

3) розрахунки динаміки кривошипно-шатунного механізму для номінального режиму роботи двигуна;

4) проектування турбокомпресора системи вільного газотурбінного наддуву двигун;

5) охорона праці.

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

1) *поперечний переріз двигуна;*

2) *переріз турбокомпресора;*

3) *плакат з результатами моделювання робочих циклів;*

4) *плакат з результатами розрахунків динаміки КШМ.*

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
1			
2			
3			
4			
5			
6			

Студент _____ **Кирток Б. В.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи) _____ **Мінчев Д. С.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В даній роботі наведені результати розрахунків суднового двигуна внутрішнього згоряння, потужністю $N_e = 4240 \text{ кВт}$, $n = 750 \text{ хв}^{-1}$

В якості базового двигуна був обраний тип 8ЧН 35/44, який виробляється фірмою MAN B&W. в якості робочого циклу був обраний дизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники ДВЗ.

В проекті виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ, динамічних навантажень, а також спроектований турбокомпресор. Розраховані основні системи двигуна та їх елементи.

В проекті наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Бакалаврська робота виконана українською мовою на сторінці, містить рисунок, таблиці, та список використаної літератури з найменувань. Графічна частина представлена на кресленнях формату А1.

					6.142.4221.01.ДР	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	4
Вступ.....	8
РОЗДІЛ 1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА MAN 8L 35/44DF	9
1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування	9
1.2 Опис загальної будови двигуна	11
РОЗДІЛ 2 Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна за методикою Гриневецького-Мазінга та в програмному сервісі Blitz-PRO при роботі на дизельному паливі та на газоподібному паливі	27
2.1 Вимоги до проектуваного двигуна.....	27
2.2 Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна за методикою Гриневецького-Мазінга.	31
2.3 Побудова індикаторної діаграми	40
РОЗДІЛ 3 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна у двох режимах подачі палива за допомогою програми Blitz pro.....	44
3.1. Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна в програмному сервісі Blitz-PRO при роботі на дизельному паливі та на газоподібному паливі.....	44
3.2. Розрахунок та порівняння робочого циклу двигуна у двох режимах подачі палива	47
Висновок з отриманих розрахункових даних.....	58
РОЗДІЛ 4 Перевірочний розрахунок динаміки кривошипно-шатунного механізму	60
4.1 Розрахунки динаміки кривошипно-шатунного механізму для номінального режиму роботи двигуна	60
4.2 Перевірка врівноваженості двигуна графічним методом	66
РОЗДІЛ 5 Перевірочні розрахунки відцентрованого компресора для агрегату наддуву двигуна	70
5.1 Проектування турбокомпресора системи вільного газотурбінного наддуву двигуна	70
5.2 Основа розрахунків проточної частини.....	82

5.3	Визначення основних параметрів двигуна, типорозміру компресора і окружної швидкості на зовнішньому діаметрі колеса.	86
5.3.1.	Розрахунок основних параметрів двигуна заснований на використанні простих ви-разів, запозичених з теорії ДВЗ.	86
5.3.2.	Визначення типорозміру компресора	88
5.3.3.	Визначення окружної швидкості u_2	89
5.3.4	Розрахунок вхідної ділянки (ділянка а-1, рис.5.10).....	90
5.3.5.	Розрахунок робочого колеса компресора (ділянка 1-2, рис.5.10)	92
5.3.6	Розрахунок та конструювання робочого колеса.	93
5.3.7	Безлопатковий дифузор (ділянка 2-3, рис.5.10).....	101
5.3.8	Розрахунок БЛД.	103
5.3.9	Лопатковий дифузор (ЛД, ділянка 3-4, рис.5.10)	105
5.3.10	Розрахунок лопаткового дифузора (ЛД, ділянка 3-4 рис.5.10)	106
5.3.11	Завитка (ділянка 4-5).....	110
5.3.12	Розрахунок завитки заснований на використанні рівнянь (1,2,11,12,13).111	
5.3.12	Конструювання завитки.	113
5.3.13	Розрахунок потужності компресора, його ККД і частоти обертання ротору.	114
5.3.14	Зміна параметрів повітря по ділянках компресорного тракту.	115
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ		118
ВИСНОВОК.....		122
Список використаних джерел		123

					6.142.4221.01.ДР.Р01								
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата									
					РОЗДІЛ 1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА MAN 8L 35/44DF				Літ.	Аркуш	Аркушів		
Студент	Кирток Б.В										7	123	
									НУК				
Викладач	Мінчев Д.С.												

ВСТУП

У даній дипломній роботі розглядається двигун MAN 8L35/44DF та його робочі агрегати.

Даний двигун був новинкою в своєму ряді, з можливістю працювати на дво-паливному режимі за рахунок надійної конструкції. Зокрема, мова йде про зріджений природний газ і судновий газойль. Доволі надійний та простий у використанні.

Перехід на дво-паливний режим відігравав велику роль у екологічності та економічності без втрати потужності двигуна. Через встановлену систему впорскування Common-Rail, що дає змогу краще підготувати суміш в можливості працювати на паливі дуже низької якості.

Двигун MAN 35/44DF також може бути реалізований як генератор високої потужності з використанням новітніх технологій для чистого та ефективного виробництва електроенергії на борту. Використовуючи надійну та компактну конструкцію, засновану на попередньому досвіді роботи з колишніми поколіннями морської генераторної установки HFO.

					6.142.4221.01.ДР.Р01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		8

РОЗДІЛ 1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА MAN 8L 35/44DF

1.1 Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування

Дизельний двигун MAN 8L35/44DF восьмициліндровий, рядний, чотирьохтактний двигун, водяного охолодження, з газотурбінним наддувом. Область застосування: морський транспорт.

Класифікація двигуна:

За способом здійснення робочого циклу: чотирьохтактний.

За способом дії: простого.

За кількістю циліндрів: багатоциліндровий.

По розташуванню циліндрів: однорядний з вертикальним розташуванням циліндрів в одній площині.

За ступенем стиснення: високого стиснення.

За родом застосовуваного палива: двопаливний.

За способом наповнення робочого циліндру: з наддувом.

За способом сумішоутворення: з внутрішнім сумішоутворенням.

За способом займання палива: з самозапаленням впорскуючого в КЗ палива.

По частоті обертання колінчастого вала: середньообертовий.

Загальні відомості

Двигун MAN L35/44DF від MAN Energy Solutions - це двопаливний судновий двигун, який перетворює рідке паливо або природний газ на електричну або механічну енергію, ефективно та з низьким рівнем викидів. У поєднанні з концепцією безпеки, розробленою MAN Energy Solutions для застосування на перевізниках LNG, багатопаливні можливості двигуна є відповідним рішенням для встановлення на суднах цього типу, а також для інших морських застосувань. Можливість безперешкодного переходу з газового на рідке паливо доповнює широке застосування двигуна.

					6.142.4221.01.ДР.Р01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		9

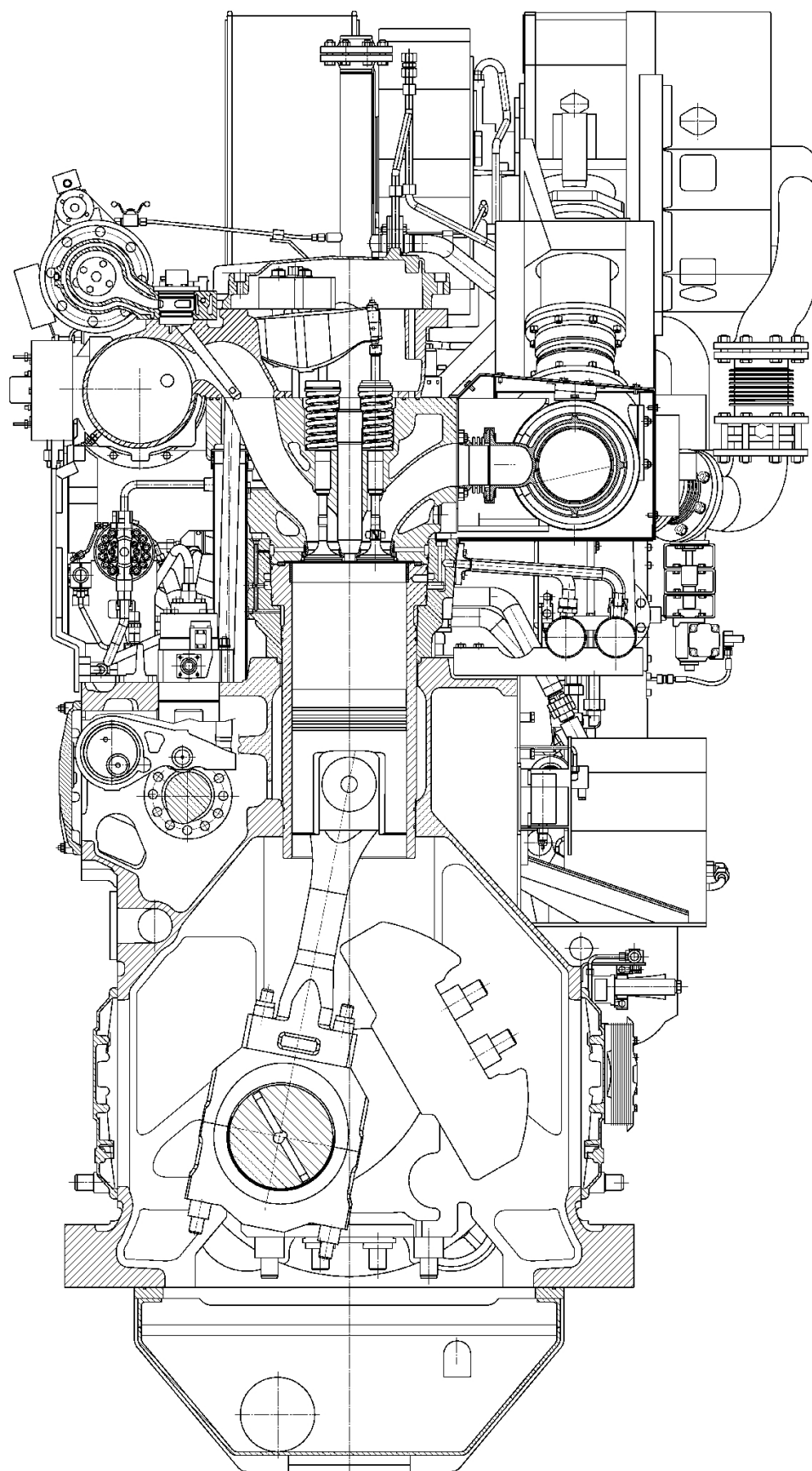


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна MAN 8L 35/44DF

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р01

Аркуш

10

Габаритні розміри двигуна

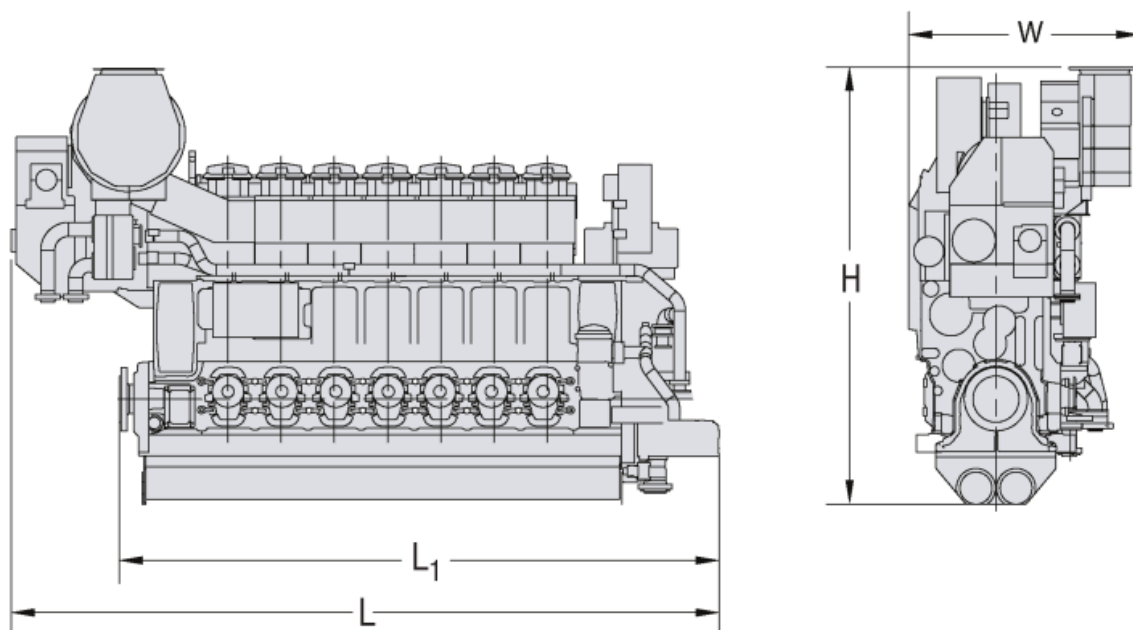


Рисунок 1.2 – Габаритні розміри двигуна MAN 8L 35/44DF

L - довжина двигуна без урахування модуля; L1 - довжина двигуна з урахуванням модуля; W - ширина двигуна з урахуванням модуля; H - повна висота двигуна (з урахуванням модуля). Значення габаритних розмірів:

- L = 7,545 м;
- L1 = 6,407 м;
- W = 2,539 м;
- H = 4,163 м.

На рис. 1.1 зображено поперечний розріз двигуна. На підставі цього перетину розглянемо основні елементи його конструкції. Основна конструкція двигуна складається з остову, деталей руху і розподільчого механізму.

1.2 Опис загальної будови двигуна

Рама двигуна

Жорсткий корпус з литого моноблока без розбірної конструкції із стяжними болтами, що проходять від підвісного корінного підшипника через верхній край рами двигуна та від головки циліндра через проміжну плиту.

					6.142.4221.01.ДР.Р01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		11

Кріплення двигуна

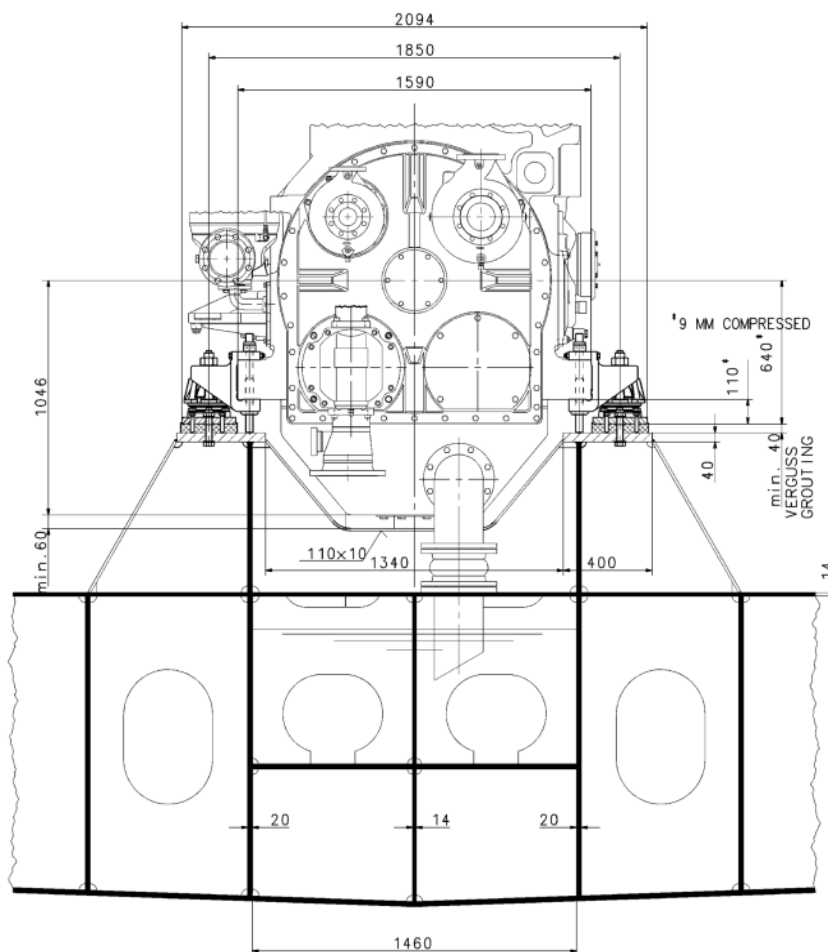


Рис.1.3 Рекомендуюма конфігурація фундаменту

Можливість запуску на газу

При використанні цієї опції доступні такі можливості:

- Запуск двигуна в режимі рідкого палива
- Запуск двигуна у газовому режимі.
- Автономний режим: Двигун може запускатися як на газі, так і на рідкому паливі.

Гільза циліндра

Гільза циліндра(рис. 1.4), встановлена в індивідуальній сорочці циліндра, не схильна до деформацій що виникають під дією рами двигуна, що забезпечує оптимальний хід поршня, тобто високий ресурс та тривалі міжсервісні інтервали.

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р01

Аркуш

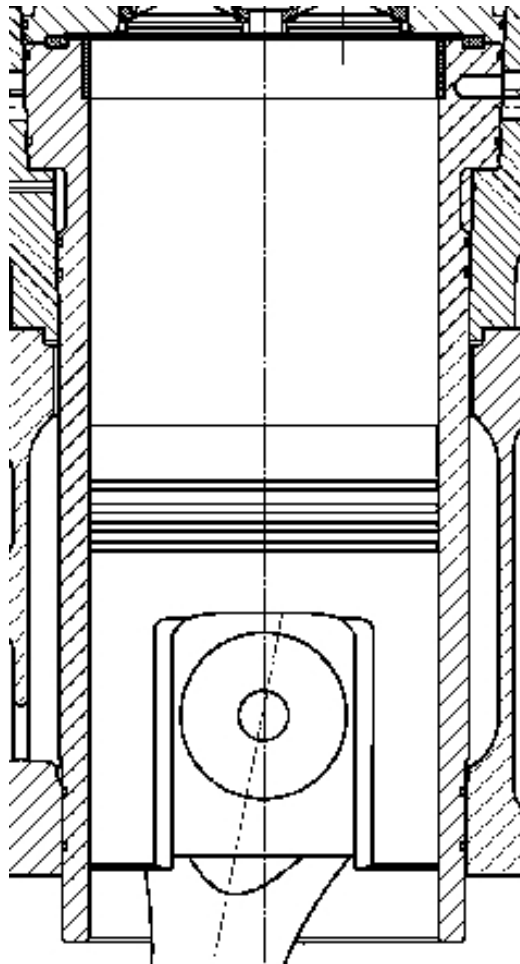


Рис. 1.4 – Гільза циліндра

Гільза ущільнена в нижній частині двома гумовими кільцями круглого поперечного перетину, що знаходяться в канавках на зовнішній поверхні гільзи.

Ступінчасті поршні

Коронка з кованої сталі, високостійка до деформації (з охолодженням у шийці), виготовлена з високоякісного матеріалу та нодулярного чавуну у нижній частині. Хромокерамічне покриття першого поршневого кільця із зносостійкими керамічними частинками на поверхні кільця забезпечує низьке зношування, тобто тривалий термін служби та тривалі міжсервісні інтервали.

Головка циліндра

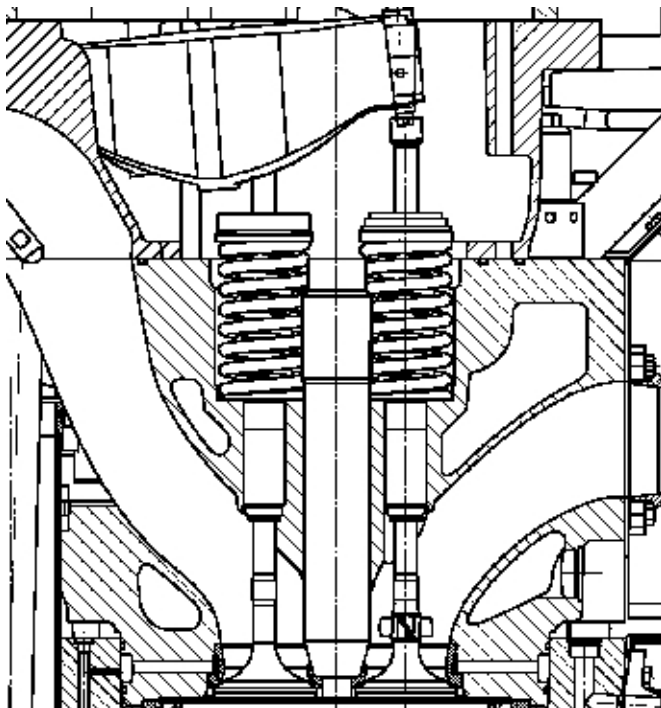


Рис. 1.5 – головка блоку циліндрів

Завдяки геометрії камери згоряння головка блоку циліндрів забезпечує оптимальне згоряння газоподібного та рідкого палива. Розпилення палива в обох режимах роботи відбувається рівномірно, що призводить до дуже гарного розподілу повітря, що надходить: а саме формування паливної суміші і оптимальний процес згоряння, тобто зниження витрати пального в обох режимах роботи.

Кришки циліндрів (рис. 1.4) зроблені роздільними, кришка на кожен циліндр.

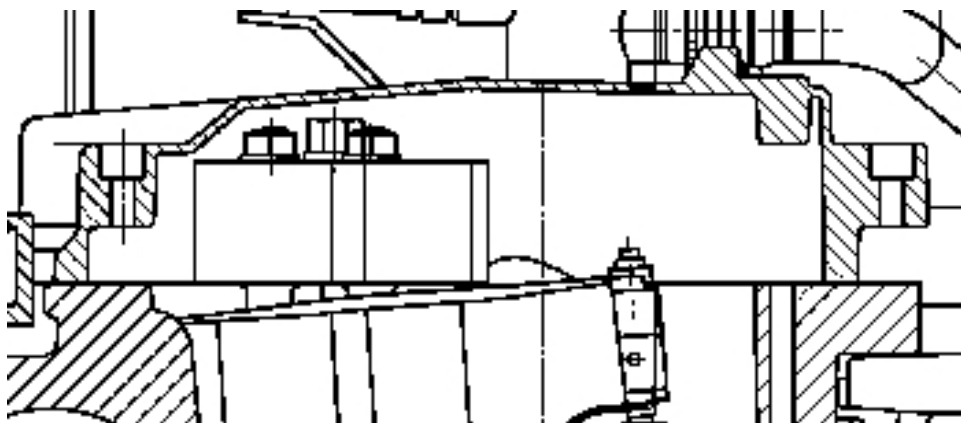


Рис. 1.6 – Кришка циліндра

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р01

Аркуш

14

Клапани

Випускні клапани з водяним охолодженням мають армовані кільця сідел і тому температура клапанів низька. За рахунок наявності крильчаток на валу випускного клапана здійснюється обертання клапана під дією потоку газу з подальшим ефектом очищення поверхонь ущільнювачів.

Впускні клапани оснащені ротокапсулами (Rotocaps). Це забезпечує низьку швидкість зношування, тобто тривалі інтервали між обслуговуваннями.



Рис.1.7 Впускний та випускний клапани

Паливо

Двигун MAN L35/44DF призначений для роботи на рідкому та газоподібному паливі. Газоподібне паливо має відповідати останнім чинним вимогам MAN Energy Solutions для газу. У режимі рідкого палива двигун MAN L35/44DF може працювати на MGO (DMA, DMZ), MDO (DMB) та HFO з в'язкістю до 700 мм²/с (сСт) при 50°C. Воно призначене для палива відповідно до специфікації CIMAC 2003 H/K700/DIN ISO 8217 включно.

Шатуни та шатунні підшипники

Головки з роз'ємним з'єднанням у верхній частині валу, що виключає необхідність зняття шатунного підшипника під час вилучення поршня.

					6.142.4221.01.ДР.Р01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		15

Оптимізовані вкладиші для шатунних підшипників збільшують надійність експлуатації.

Головка циліндра

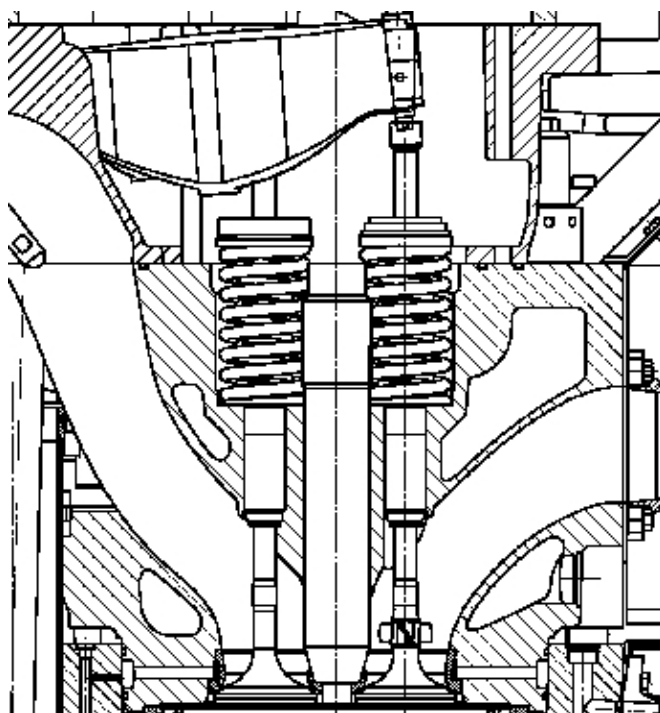


Рис. 1.8 – головка блоку циліндрів

Завдяки геометрії камери згоряння головка блоку циліндрів забезпечує оптимальне згоряння газоподібного та рідкого палива. Розпилення палива в обох режимах роботи відбувається рівномірно, що призводить до дуже гарного розподілу повітря, що надходить: Формування паливної суміші і оптимальний процес згоряння, тобто зниження витрати пального в обох режимах роботи.

Високоєфективні турбокомпресори

Використання турбокомпресорів MAN Energy Solutions, оснащених найновішими високоєфективними компресорними турбінами, може зменшити недолік NO_x-SFOC. Вищий коефіцієнт тиску підвищує ефективність двигуна і, таким чином, компенсує збільшення SFOC, зазвичай пов'язане з нижчими викидами NO_x. Більш високе співвідношення тисків також збільшує можливості використання фаз газорозподілу Міллера.

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р01

Аркуш

16

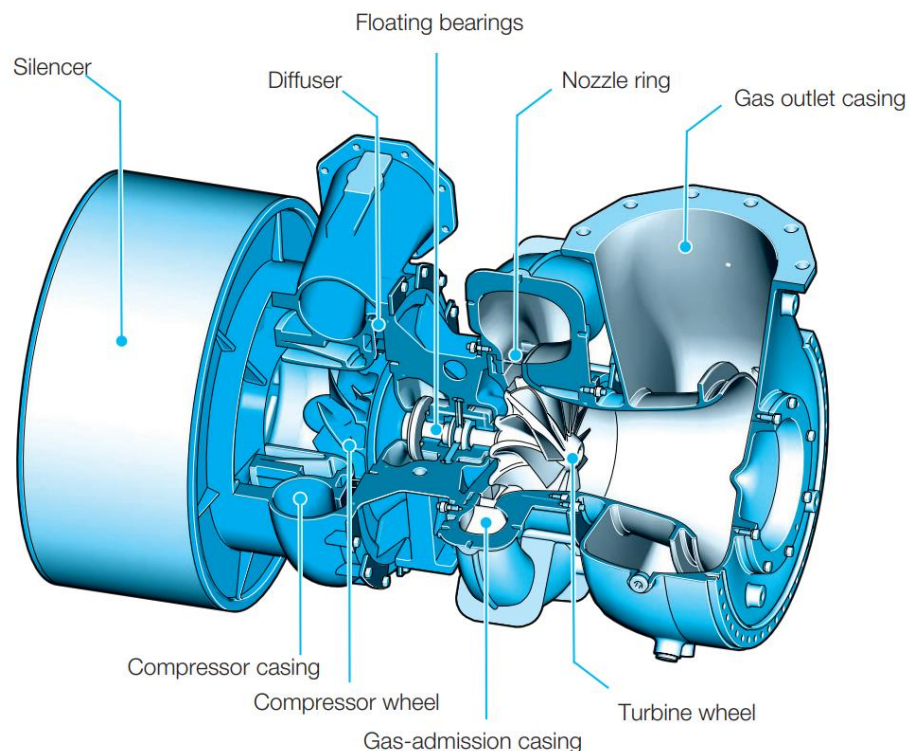


Рис. 1.9 – Турбокомпресор

Вприск Common Rail

Система упорскування MAN L35/44DF використовує новітню технологію MAN Energy Solutions`common rail, яка дозволяє встановлювати різні налаштування фаз упорскування, тривалості та тиску. Ця технічна перевага дозволяє досягти сприятливих показників CO₂ та викидів . Завдяки постійному розвитку концепції безпеки, резервні насоси високого тиску гарантують безперервну роботу двигуна навіть у разі несправності насоса високого тиску.

Система пілотного упорскування палива Common Rail

У MAN L35/44DF використовується передова стратегія пілотного впорскування палива, що створює нові ступеня свободи щодо гнучкості адаптації двигуна. Газоподібне паливо спалахує шляхом упорскування пілотного дизельного палива.

Система пілотного впорскування MAN L35/44DF забезпечує гнучке налаштування часу впорскування, тривалості та тиску впорскування для кожного

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р01

Аркуш

17

циліндра. Аналогічно, технологія Common Rail компанії MAN Energy Solutions на основі технологій MAN Energy Solutions дозволяє MAN L35/44DF швидко реагувати на випадки неправильного згоряння палива в кожному циліндрі.

Для забезпечення охолодження форсунок пілотне упорскування палива залишається в робочому стані під час роботи на рідкому паливі.

Додаткове упорскування (робота на рідкому паливі)

У систему управління інтегрована спеціальна запатентована функція для двигунів Common Rail, яка називається додатковим упорскуванням. Вона здатна визначати збільшення навантаження на двигун на ранній стадії та значно покращувати реакцію двигуна на навантаження шляхом активації форсованого впорскування в системі управління common rail.

Модулі управління упорскуванням

Двигун оснащений двома модулями керування упорскуванням, які безпосередньо встановлені на двигуні. Ці модулі управління впорскуванням відповідають за управління швидкістю, впорскуванням палива у загальну магістраль, управління пілотним паливом та приведення в дію клапанів упорскування газу.

Модуль управління впорскуванням I управляє впорскуванням common rail і має внутрішнє резервне обладнання для забезпечення роботи двигуна.

Модуль управління впорскуванням II відповідає за пілотне упорскування палива і приведення в дію клапанів.

					6.142.4221.01.ДР.Р01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		18



Рис.1.10 Модулі управління упорскуванням

Зручна для обслуговування конструкція

Гідравлічні інструменти для затягування та ослаблення гайок головки блоку циліндрів;

швидкороз'ємні замки та/або хомути та заглушки на трубах/лініях;

кришка картера великого розміру;

гідравлічні інструменти для підшипників колінчастого валу та нижніх шатунних підшипників;

дуже невибагливі в обслуговуванні втулкові пружинні демпфери коливань Geislinger.

Електроніка - SaCoSone

MAN L35/44DF оснащений відповідною вимогам класифікаційного суспільства системою безпеки та керування SaCoSone. SaCoSone об'єднує всі функції сучасного керування двигуном в повну систему. Ретельно інтегрована з двигуном вона утворює єдине ціле з приводним пристроєм.

					6.142.4221.01.ДР.Р01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		19

SaCoSone пропонує:

- Вбудовані функції самодіагностики
- Максимальна надійність та доступність
- Простота використання та діагностики
- Швидка заміна модулів (plug in)
- Безпроблемний та економний час введення в експлуатацію.

Спеціальні функціональні можливості були реалізовані для задоволення вимог, що висуваються до

перевезення LNG. Як приклад можна назвати:

- Менеджер якості палива

Під час кругового рейсу перевізника LNG склад паливного газу змінюється у великому діапазоні. Після бункерування природний відпрацьований газ (NBOG) містить велику кількість азоту. Зміст 20% і від є досить поширеним явищем. Це знижує теплову енергію паливного газу і призводить до більш тривалого упорскування газу. У системі SaCoSone після порівняння зовнішнього вихідного сигналу двигуна з фактичними параметрами двигуна здійснюється коригування параметрів у системі управління, щоб подати достатню кількість газового палива відповідно до необхідного навантаження.

- Адаптивне паливоповітряне керування

Додатково регулюється співвідношення повітря-паливо залежно від зміни кількості газоподібного палива та відповідної зміни теплової потужності та характеристики стуку.

- Цикл очищення під час перемикання

Під час роботи HFO камера згоряння забруднюється відкладеннями, що утворюються при згорянні HFO. Функція циклу очищення активується у разі розпізнавання роботи на HFO та при переході на газ. Таким чином, для цього циклу очищення не потрібно проміжне паливо, таке як MDO, і сильних перебоїв у роботі двигуна можна уникнути.

- Система контролю картера плюс виявлення масляного туману

					6.142.4221.01.ДР.Р01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		20

Як стандарт всі чотиритактні середньооборотні двигуни, що виробляються в Аугсбурзі, будуть оснащені системою контролю картера (CCM = температура масла і корінних підшипників) плюс OMD (система виявлення масляного туману).

- Система контролю картера плюс виявлення масляного туману

Як стандарт всі наші чотиритактні середньооборотні двигуни, вироблені в Аугсбурзі, будуть оснащені системою контролю картера (CCM = температура масла і корінних підшипників) плюс OMD (система виявлення масляного туману). OMD і CCM є невід'ємною частиною безпеки MAN Energy Solutions', і їх поєднання збільшує можливість раннього виявлення можливої відмови двигуна та запобігання подальшому пошкодженню компонентів.

Панель управління

Двигун оснащений місцевою панеллю управління, захищеною від вібрації. Ця панель оснащена TFT-дисплеєм для візуалізації всіх даних двигуна для візуалізації всіх робочих та вимірювальних даних двигуна. На місцевій панелі керування можна повністю керувати двигуном. Для відповідних функцій є додаткові жорстко підключені перемикачі.

Двигуни-генератори не оснащені резервним дисплеєм, як показано у верхній частині панелі місцевого управління.

					6.142.4221.01.ДР.Р01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		21



Рис.1.11 - панель управління

Викиди відпрацьованих газів

Викиди згоряння при роботі на рідкому паливі знаходяться в діапазоні $> 10\%$ навантаження набагато нижче за межу видимості. У газовому режимі викиди згоряння становлять у всьому діапазоні навантаження значно нижче за межу видимості.

Тимчасове регулювання клапана Міллера

Раннє закриття впускного клапана призводить до розширення та охолодження наддувного повітря перед початком стиснення.

Виявлення стукоту

Окремі показники стуку від кожного циліндра збираються блоком виявлення стуку. У поєднанні з індивідуальним керуванням запалюванням по циліндрах система управління SaCoSone забезпечує стабільну роботу з достатнім запасом до граничного рівня стуку.

					6.142.4221.01.ДР.Р01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		22

Модуль контролю стуку

Для розпізнавання стуку на двигуні встановлено модуль контролю стуку, який підключений до системи керування двигуном через шину CAN.



Рис.1.12 - Модуль контролю стуку

Адаптивне керування згорянням (ACC)

MAN L35/44DF оснащений системою керування згорянням на основі тиску в циліндрах, яка індивідуально регулює згоряння палива в кожному циліндрі.

Система запуску

У двигуні використовується стартер на стислому повітрі, який передає момент, що крутить, безпосередньо на маховик. Модуль стартера також включає гнучкий поворотний механізм.

Додаткові примітки

Двопаливні двигуни забезпечують гнучкість використання палива. Двигун, що працює з повним навантаженням, автоматично перемикається в режим роботи на рідкому паливі без перерви в подачі електроенергії. Двигуни DF можуть працювати в:

- рідко-паливному режимі

- Газовий режим (для запалювання невелика кількість дизельного палива впорскується окремими форсунками пілотного впорскування палива)

- Резервний режим роботи (у разі відмови пілотного впорскування палива двигун може продовжувати працювати).

Потужність двигуна в газовому режимі зазвичай дорівнює потужності, що генерується, в режимі рідкого палива.

Пілотне упорскування палива також активується в режимі рідкого палива (охолодження форсунок). Кількість впорскуваного пілотного палива залежить від навантаження двигуна.

Основні технології власного виробництва

Крім досвіду в проектуванні, розробці та виробництві двигунів, MAN Energy Solutions також є лідером у проектуванні та виробництві ключових технологій, які визначають економічні та екологічні характеристики дизельного двигуна.

- Високоєфективні турбокомпресори
- Передове електронне обладнання для впорскування палива
- Електронне обладнання та програмне забезпечення для управління, моніторингу та діагностики двигуна

- Високопродуктивні системи доочищення вихлопних газів.

Вражаючий набір засобів автоматизованого проектування та один із найбільших у двигунобудівній галузі, найкраще оснащений ливарний цех дозволяють значно скоротити терміни розробки та застосування продукції.

Ці технології виробництва двигунів є міцною основою для:

- Низький рівень викидів
- Низькі експлуатаційні витрати
- Низька вартість життєвого циклу
- тривалий термін служби

Схвалені застосування

MAN L35/44DF розроблений як багатоцільовий двигун. Він був схвалений усіма основними класифікаційними товариствами (ABS, BV, CCS, ClassNK, CR, CRS, DNV, GL, KR, LR, RINA, RS). Як судновий головний двигун і допоміжний двигун він може застосовуватися для механічної або електричної тяги для таких застосувань, як:

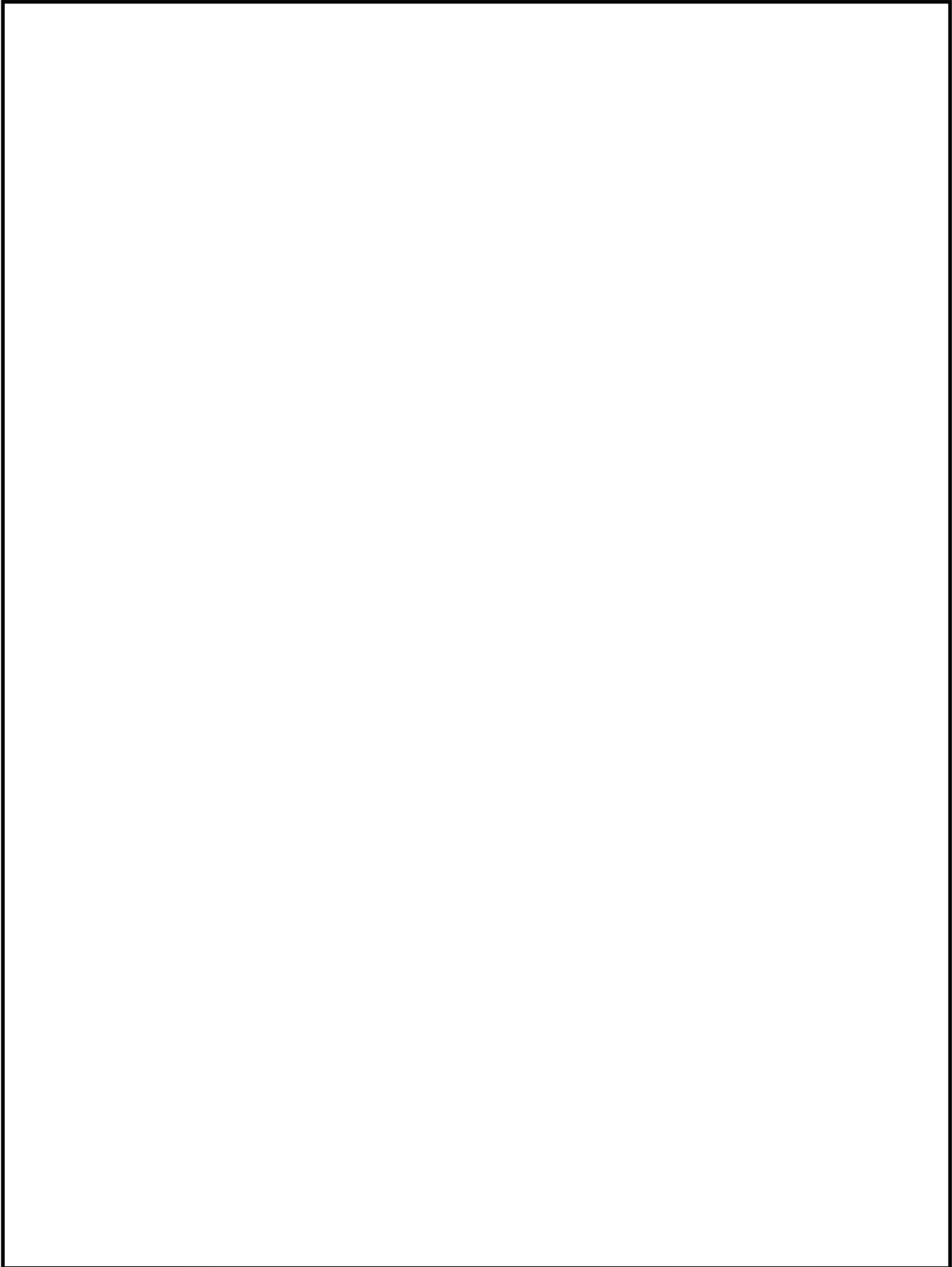
- Балкер, контейнеровоз та судно для перевезення важких вантажів
- Пором та круїзний лайнер
- Танкер
- рибальське судно
- Драгер та буксири відповідно до проектних вимог щодо необхідних технічних характеристик. буде адаптуватися двигун з високим крутним моментом
- Інші – для задоволення всіх потреб замовника вимоги проекту повинні бути визначені на ранній стадії.

Для вищезазначених застосувань MAN L35/44DF може бути використаний для одномоторних та багатомоторних установок.

Двигун MAN L35/44DF як судновий допоміжний двигун може застосовуватися для вироблення електроенергії для виконання допоміжних функцій для таких застосувань, як:

- Допоміжна генераторна установка
- аварійна генераторна установка - всі вимоги проекту, такі як максимальний нахил та необхідний час запуску, мають бути уточнені на ранній стадії проекту

					6.142.4221.01.ДР.Р01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		25



					6.142.4221.01.ДР.Р02		
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата			
Студент		Кирток Б.В			Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна за методикою Гриневецького-Мазінка та в програмному сервісі Blitz-Pro при роботі на дизельному паливі та на газоподібному.		
Викладач		Мінчев Д.С.			Літ. Аркуш Аркушів		
						26	123
					НУК		

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ДВИГУНА ЗА МЕТОДИКОЮ ГРИНЕВЕЦЬКОГО-МАЗІНГА ТА В ПРОГРАМНОМУ СЕРВІСІ BLITZ-PRO ПРИ РОБОТІ НА ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ ТА НА ГАЗОПОДІБНОМУ ПАЛИВІ

2.1 Вимоги до проектованого двигуна

Для забезпечення економічності потрібно звернути увагу на всі параметри, що впливають на витрату палива і мастила.

Крім відпрацювання параметрів робочого циклу двигуна, що забезпечують високий механічний ККД, необхідно раціонально сконструювати системи двигуна, вибрати оптимальний режим охолодження тощо.

Надійність двигуна забезпечується раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках, особливо на міцність. Повинні бути враховані умови роботи двигуна, що можуть виникнути в процесі експлуатації. Припустимий рівень шуму і вібрації забезпечується установкою глушителів шуму, конструктивними заходами зниження шуму у вузлах двигуна. Токсичність вихлопних газів двигуна знижується при правильному виборі параметрів згоряння палива, кута випередження подачі палива, коефіцієнта надлишку повітря.

Зниження токсичності парів палива й мастила забезпечується надійною конструкцією паливної і масляної системи. Надійність і безвідмовність системи пуску впливає на рівень надійності двигуна.

При конструюванні варто забезпечити, легкий доступ до основних вузлів двигуна, максимально забезпечити взаємозамінність деталей, забезпечити вільний демонтаж поршня із шатуном через циліндр.

Двигун не повинний бути захищений трубопроводами, по можливості потрібно уникати навішаних деталей там, де їх можна розташувати окремо. Таким чином, при сукупності конструктивних рішень, ретельного доведення двигуна на іспитах і в процесі експлуатації, можна створити дизель, що стоїть на рівні найвищих сучасних вимог.

					6.142.4221.01.ДР.Р02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		27

Застосування двигуна в складі дизельної електростанції обумовлює такі параметри, як частота обертання і потужність, вимоги до системи регулювання частоти обертання, особливо жорсткі, тому що необхідно забезпечити згоджену роботу на всіх режимах експлуатації.

Методика розрахунку робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного. В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;

- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

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

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Mathcad.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К.

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 17$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні 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 $Пк$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,252$.

Показник адіабати повітря k_s $k_s = 1,33$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m}$ $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{m.ad}$ $\eta_{m.ad} = 0,95$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,032$.

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 $\xi_z = 0,85$; $\xi_b = 0,9$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,121$.

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 $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,9$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,002$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 687$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу: С = 0,755 кг – кількість вуглецю; Н = 0,245 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0 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 згорання палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 49286,45$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 4,3$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 4-тактних двигунів $\varphi_n = 0$.

2.2 Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна за методикою Гриневецького-Мазінга.

1. Вихідні данні

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e := 4240$
1.2 Частота обертання, мин ⁻¹	$n := 750$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 := 0.1013$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 := 273 + 20 = 293$
1.5 Тиск повітря за компресором, МПа	$P_k := 0.412$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a := 1.2$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r := 0.032$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти у точці z	$\xi_z := 0.85$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b := 0.9$
1.10 Ступінь стиснення	$\varepsilon := 17$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda := 1.121$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a := 20$
1.13 Доля ходу поршня, втрачена на газообмін	$\phi_n := 0$
1.14 Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми	$\zeta := 0.98$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m := 0.9$
1.16 Адіабатний ККД компресора турбокомпресора	$\eta_{k.ad} := 0.87$
1.17 Втрата тиску в охолоджувачі повітря, МПа	$\Delta P_{ox} := 0.002$
1.18 ККД системи охолодження повітря	$\eta_o := 0.9$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r := 687$

1.20 Масовий склад палива (кг/кг): $\underline{C} := 0.75$

$\underline{H} := 0.24$

$O := 0$

$\underline{S} := 0$

1.21 Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг $Q_H := 49286.4$

1.23 Число циліндрів $i := 8$

1.24 Діаметр цилінда, м $D_c := 0.3$

1.25 Хід поршня, м $S_c := 0.44$

1.26 Коефіцієнт тактності $z := 0.5$

1.27 Молярна маса палива, кг/кмоль $\mu_f := 18.674$

1.28 Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні $\alpha := 2.252$

1.29 Показник адіабати для повітря $k_a := 1.33$

1.30 Механічний ККД турбокомпресора $\eta_{t.m} := 0.94$

1.31 Внутрішній ККД турбіни турбокомпресора $\eta_{t.ad} := 0.81$

1.32 Коефіцієнт втрати тиску на впускі $\xi_a := 0.71$

1.33 Відношення тиску перед турбіною тиску за компресором $\psi_t := 1.17$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k := T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 459.261$$

2.2 Температура повітря в ресивері, К

$$T_s := T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0)$$

$$T_s = 309.626$$

2.3 Темпартура повітря в кінці наповнення, К

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

$$T_a = 340.707$$

2.4 Тиск повітря в ресивері двигуна

$$P_s := P_k - \Delta P_{ox}$$

$$P_s = 0.410$$

2.5 Тиск в кінці наповнення, МПа

$$P_a := \xi_a \cdot P_s$$

$$P_a = 0.294$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_i := \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$$

$$\eta_i = 0.67$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль*К)

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

3.2 Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж/(кмоль*К)

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

3.3 Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів у циліндрі в кінці процесу стиснення

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

$$b_c = 0.002515$$

$$a_{\nu c} = 19.277$$

3.4 Показник політропи стиснення

					6.142.4221.01.ДР.Р02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		33

$$n_1 - 1 \leftarrow \frac{8.3144}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$$

$$n_1 = 1.368$$

3.5 Тиск у кінці стиснення, МПа

$$P_c := P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = 14.173$$

3.6 Температура в кінці стиснення, К

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

$$T_c = 967.635$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Кількість повітря, що надходить у циліндр, кмоль/кг

$$L := \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) + \frac{1}{\mu_f}$$

$$L = 1.385$$

4.2 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 := 1 + \frac{8 \cdot H + O - \frac{1}{\mu_f}}{32 \cdot L + \frac{1}{\mu_f}}$$

$$\beta_0 = 1.043$$

4.3 Справжній коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta := \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1.0416$$

4.4 Частка палива, що вигоріла до точки z

					6.142.4221.01.ДР.Р02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		34

$$x_z := \frac{\xi_z}{\xi_b}$$

$$x_z = 0.944$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z

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

$$\beta_z = 1.039$$

4.6 Питома ізохорна середня теплоємність у точці z, кДж/(кмоль*К)

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

$$\Delta M := \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_f} \right)$$

$$\Delta M = 0.0077$$

$$L_0 := 0.49 \text{Е}$$

$$\underline{m} := 1 + \frac{\Delta M}{L_0}$$

$$m = 1.016$$

$$a_{vz} = 19.77278$$

$$b_z = 0.00297$$

4.7 Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності робочого тіла у точці b кДж/(кмоль*К)

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

$$a_{vb} = 19.80177$$

$$b_b = 0.002993$$

4.8 Визначення температури у точці z, К

рішення:

					6.142.4221.01.ДР.Р02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		35

$$\frac{\xi_z \cdot Q_i}{L} + [c'_v + 8.314\lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314\lambda)] \cdot T_c \leftarrow \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$T_z = 1.897 \times 10^3$$

4.9 Максимальний тиск у циліндрі, МПа

$$P_z := \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 15.888$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.818$$

5.2 Ступінь подальшого розширення

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

$$\delta = 9.352$$

5.3 Визначення показника політропи розширення та температури робочого тіла у точці b, К.

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

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

$$n_2 = 1.274$$

$$T_b = 1.028 \times 10^3$$

5.4 Тиск у кінці процесу розширення, МПа

					6.142.4221.01.ДР.Р02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		36

$$P_b := \frac{P_z}{n_2^2 \delta}$$

$$P_b = 0.92$$

6. Визначення індикаторних показників циклу

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 2.271$$

6.2 Справжній середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P_i = 2.226$$

6.3 Питома індикаторна витрата палива кг/(кВт ч)

$$g_i := 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_i}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$$

$$g_i = 0.155$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i := \frac{3600}{g_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_i = 0.472$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e := P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 2.003$$

7.2 Ефективний ККД

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

$$\eta_e = 0.425$$

7.3 Питома ефективна витрата палива кг/(кВт ч)

$$g_e := \frac{g_i}{\eta_m}$$

$$g_e = 0.172$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 4.243 \times 10^3$$

7.5 Похибка визначення ефективної потужності

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

$$\Delta N = 0.071\%$$

8. Розрахунок балансу потужності турбіни та компресора

8.1 Визначення витрати повітря двигуном, кг/ч

- Газова постійна повітря

$$\underline{R} := 287$$

$$\underline{G} := \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_i \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$$

$$G = 7.851$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/ч

$$G_t := G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600}$$

$$G_t = 8.054$$

8.3 Тиск газів перед турбіною, МПа

$$P_T := \psi_t \cdot P_k$$

$$P_T = 0.482$$

					6.142.4221.01.ДР.Р02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		38

8.4 Температура газів, К

$$T_t := T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} \quad T_t = 894.052$$

8.5 Кількість робочого тіла, кмоль/кг

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

$$M_s = 1.196$$

8.6 Газова постійна для газів.,

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

$$R_t = 294.172$$

8.6 Показник адіабати для газів, що відходять

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

$$k_t = 1.37$$

8.9 Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі

$$\tilde{\epsilon} := 4.12$$

8.10 Розрахунковий тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} := \tilde{\epsilon} \cdot P_0$$

$$P_{kd} = 0.4174$$

8.11 Похибка визначення тиску наддуву

$$\Delta P_k := \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$$

$$\Delta P_k = 1.283 \%$$

2.3 Побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

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.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Таблиця 2.1- Необхідні данні для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,367
Показник політропи розширення n_2	1,287
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,173
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	17,068
Ступінь попереднього розширення ρ	1,508
Ступінь стиснення ϵ	17

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	17,07	
1,00	14,17	17,07
1,51	8,08	17,07
2,28	4,59	10,01
3,06	3,08	6,87
3,83	2,26	5,14
4,61	1,76	4,06
5,38	1,42	3,32
6,16	1,18	2,79
6,93	1,00	2,40
7,70	0,87	2,09
8,48	0,76	1,85
9,25	0,68	1,65
10,03	0,61	1,49
10,80	0,55	1,35
11,58	0,50	1,24
12,35	0,46	1,14
13,13	0,42	1,05
13,90	0,39	0,98
14,68	0,36	0,91
15,45	0,34	0,85
16,23	0,31	0,80
17,00	0,29	0,76
17,00		0,29

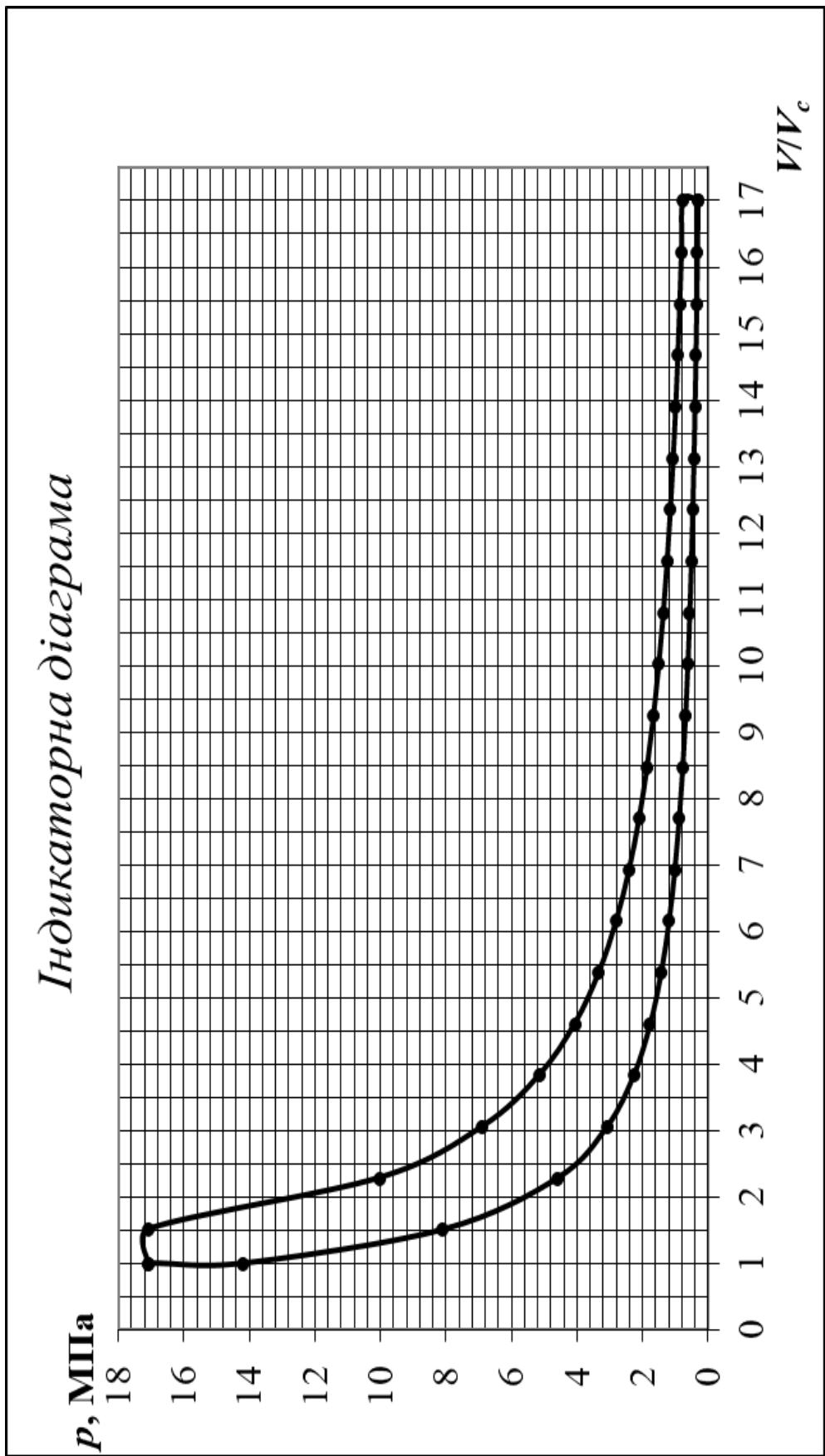


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р02

Аркуш

42

					6.142.4221.01.ДР.Р03		
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата			
					Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна у двох режимах подачі палива за допомогою програми Blitz pro	Літ.	Аркуш
Студент		Кирток Б.В					Аркушів
Викладач		Мінчев Д.С.				43	123
					НУК		

РОЗДІЛ 3 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА У ДВОХ РЕЖИМАХ ПОДАЧІ ПАЛИВА ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМИ BLITZ PRO

3.1. Розрахунок робочого циклу номінального режиму роботи двигуна в програмному сервісі Blitz-PRO при роботі на дизельному паливі та на газоподібному паливі

Blitz-PRO пропонує синтез робочого циклу для різних конфігурацій двигунів ДВС. Проте для будь-якої конфігурації двигуна основний підхід залишається незмінним: двигун поділяється на пару відкритих термодинамічних систем (OTS), які взаємодіють одна з одною за допомогою процесів енергетичного та масообміну.

Для відкритих термомічних систем використовується універсальний набір рівнянь. Ці рівняння базуються на концепціях першого закону термодинаміки, рівності властивостей робочих газів для кожної точки об'єму (0-D підхід), закону стану газу і рівняння масового балансу.

Перший закон термодинаміки виражається так:

$$\left(\frac{dI_{fuel}}{d\phi} + \sum_1^{n_1} \frac{dI_j}{d\phi} \right) + \frac{\delta Q_{comb}}{d\phi} + \sum_1^{n_2} \frac{\delta Q_{wall,i}}{d\phi} = c_{vm} T \left(\sum_1^{n_1} \frac{dm_j}{d\phi} + \frac{dm_{fuel}}{d\phi} \right) + c_v m \frac{dT}{d\phi} + m T \frac{d(c_v)_T}{d\phi} + p \frac{dV}{d\phi}$$

Рівняння першого закону термодинаміки доповнюється рівнянням балансу мас і рівнянням газового стану:

$$dm = \sum_1^{n_1} dm_j + dm_{fuel} ;$$

$$pV = Z \frac{m}{\mu} RT ,$$

Де Z– коефіцієнт стиснення, розрахований за рівнянням Бертло:

$$Z = 1 + \frac{9}{128} \frac{\pi}{\theta} \left(1 - \frac{6}{\theta^2} \right) ,$$

Як правило, для кожної відкритої термодинамічної системи застосовується однозонна модель, тобто весь об'єм системи розглядається як однорідна суміш газів. Але для кількох випадків, також реалізована двозонна модель:

1. Під час горіння спрогнозувати температуру спалених газів і свіжого заряду для NOx та розрахунок утворення CO.
2. Під час періоду продувки двотактних двигунів правильно прогнозувати процеси газообміну.
3. Розглянути відхід спалених газів з циліндра у впускний ресивер.

У двозонній моделі термодинамічна система практично поділена на дві взаємодіючі термодинамічні системи. Загальним поняттям для двозонної моделі є еквівалентність тиску для обох зон і непроникна гнучка межа між ними. Основні рівняння засновані на першому законі термодинаміки:

$$\left\{ \begin{aligned} & \left(\frac{dI_{fuel}}{d\varphi} + \sum_1^{n_1} \frac{dI_j^I}{d\varphi} + \frac{dI_{I-II}}{d\varphi} \right) + \frac{\delta Q_{comb}}{d\varphi} + \sum_1^{n_2} \frac{\delta Q_{wall.i}^I}{d\varphi} + \frac{\delta Q_{I-II}}{d\varphi} = \\ & = c_{pm}^I T^I \left(\sum_1^{n_1} \frac{dm_j^I}{d\varphi} + \frac{dm_{fuel}}{d\varphi} \right) + c_p^I m^I \frac{dT^I}{d\varphi} + m^I T^I \frac{d(c_v)_T^I}{d\varphi} + V^I \frac{dp}{d\varphi}; \\ & \left(\sum_1^{n_3} \frac{dI_j^{II}}{d\varphi} - \frac{dI_{I-II}}{d\varphi} \right) + \sum_1^{n_4} \frac{\delta Q_{wall.i}^{II}}{d\varphi} - \frac{\delta Q_{I-II}}{d\varphi} = \\ & = c_{pm}^{II} T^{II} \sum_1^{n_3} \frac{dm_j^{II}}{d\varphi} + c_p^{II} m^{II} \frac{dT^{II}}{d\varphi} + m^{II} T^{II} \frac{d(c_v)_T^{II}}{d\varphi} + V^{II} \frac{dp}{d\varphi}, \end{aligned} \right.$$

Ці рівняння використовуються разом із загальним однозонним рівнянням, яке використовується для знаходження тиску для наступного часового шару.

Масовий потік між взаємодіючими термодинамічними системами розрахований традиційним квазістаціонарним методом у поєднанні з проф. Метод Орліна до розгляду нестійких ефектів. Квазістаціонарні рівняння для швидкості газового потоку встат від об'єму з вищим тиском до об'єму з нижчим тиском.

$$w_{static} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k_1}{k_1-1} R_\mu T_1^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \right]}, & \text{if } \frac{p_1}{p_2} < \left(\frac{2}{k_1+1} \right)^{\left(\frac{k_1}{1-k_1} \right)}; \\ \sqrt{\frac{2k_1}{k_1+1} R_\mu T_1^*}, & \text{if } \frac{p_1}{p_2} > \left(\frac{2}{k_1+1} \right)^{\left(\frac{k_1}{1-k_1} \right)}, \end{cases}$$

Для розгляду нестационарних явищ використовується рівняння збереження імпульсу:

$$w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial t} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}$$

Він перетворений за проф. Метод Орліна і виражає прискорення газового потоку:

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{w_{static} \cdot |w_{static}| - w \cdot |w|}{2L},$$

Активна довжина труби встановлюється користувачем для впускних і випускних клапанів/портів, але для багатьох інших випадків (турбіна, компресор, інтеркулер тощо) припускається автоматично (зазвичай ділиться на еквівалентний діаметр потоку каналу).

Масовий потік розраховується так:

$$\frac{dm}{dt} = \mu A w \frac{p_2}{R_\mu T_1^*} \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{1-k_1}{k_1}},$$

Розрахунки теплопередачі засновані на законі охолодження Ньютона для моделі квазістаціонарного теплообміну. Відповідно до цієї моделі температури стінки як для гарячої, так і для холодної сторони вважаються постійними і рівними їх середнім значенням.

Швидкість виділення тепла від згоряння палива визначається рівнянням Вібе для двигунів із іскровим запалюванням або математичною моделлю Разлейцева для двигунів із запалюванням від стиснення. Подвійне згоряння розраховується за

комбінованою моделлю Вібе-Разлейцева: спалювання палива розраховується за моделлю Разлейцева, а основне згоряння палива задається рівнянням Вібе.

Перехідне моделювання роботи двигуна засноване на послідовному (цикл за циклом) синтезі зазначеного процесу двигуна. Механічна динаміка двигуна і турбокомпресора задається такими рівняннями:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{60}{J_{rot}} \frac{P_e - P_{load}}{\left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n},$$

$$\frac{dn_{TC}}{dt} = \frac{60}{J_{TC}} \frac{P_{turb} - P_{compr}}{\left(\frac{\pi}{30}\right)^2 n_{TC}},$$

3.2. Розрахунок та порівняння робочого циклу двигуна у двох режимах подачі палива

Таблиця 3.1. Розрахункові данні

Параметри	Одно-паливний	Дво-паливний	Одиниці вимірювання	Опис
Продуктивність двигуна				
P_b	4240.3613	4240.44623	kW	Вихідна потужність гальма
n_{crank}	750	750	rpm	Швидкість кривошипа
α	3,10623	2.252	-	Коефіцієнт надлишку повітря
q_f	4,36941	3.58486	g/cycle	Маса палива за 1 цикл (основне паливо)
$q_{f,ign}$		0.08955	g/cycle	Маса палива запалювання за 1 цикл
T_b	53989.95691	53991.03825	N*m	Вихідний гальмівний момент
p_b	2003.76755	2003.37804	kPa	Середній ефективний тиск
P_{fr}	398.76755	333.82391	kW	Потужність втрат на тертя
p_{fr}	188.39577	157.71347	kPa	Середній ефективний тиск втрат на тертя
η_b	45.45433	47.01986	%	Ефективність
η_m	87.53955	90.06926	%	Механічна ефективність

Продовження таблиці 3.1 – Розрахункові данні

Параметри	Одно-паливний	Дво-паливний	Одиниці вимірювання	Опис
$b_{b.main}$	185.48096	152.04424	g/(kW*h)	Питома витрата основного палива
$b_{b.ign}$		3.80111	g/(kW*h)	Питома витрата палива на запалювання
Вказана продуктивність двигуна				
$P_{i.g}$	4843.93788	4707.98389	kW	Показана повна потужність (такти стиснення та розширення)
$P_{i.n}$	4639.12885	4574.27014	kW	Показана чиста потужність (за весь цикл)
P_{pump}	-204.80904	-133.71375	kW	Потужність накачування
$p_{i.g}$	2288.49472	2224.26392	kPa	Показаний середній ефективний тиск (такти стиснення та розширення)
$p_{i.n}$	2191.73369	2161.09151	kPa	Показаний чистий середній ефективний тиск (за весь цикл)
η_i	51.92434	52.20411	%	Вказана ефективність (використовуються загальні вказані дані)
$b_{i.main}$	162.3692	136.94512	g/(kW*h)	Вказана питома основна витрата палива
$b_{i.ign}$		3.42363	g/(kW*h)	Вказана питома витрата палива на запалювання
Газообмін				
G_{int}	9.5103	7.33605	kg/s	Масовий витрата впускних клапанів (портів).
G_{exh}	9.72881	7.51514	kg/s	Випускні клапани (порти) масовий витрата
G_{turb}	9.72986	7.51709	kg/s	Масовий витрата газу відпрацьованих газів турбіни
G_{WG}	0.0	0.0	kg/s	Масовий потік газу на стічних затворах
η_v	96.54966	81.49763	%	Об'ємна ефективність
γ_r	1.05033	3.20564	%	Частка залишкових газів
φ_a	1.01575	1.03201	-	Коефіцієнт очищення
ϵ_{act}	16.60043	16.99637	-	Фактична ступінь стиснення
R_{crank}	220	220	mm	Радіус кривошипа (розрахований)

Таблиця 3.1. Розрахункові данні

Параметри	Одно-паливний	Дво-паливний	Одиниці вимірювання	Опис
Тиск і температура				
p_{max}	25536.4433	17865.86757	kPa	Максимальний абсолютний тиск у циліндрах
t_{max}	1225.65262	1404.781847	°C	Максимальна температура циліндра
$t_{max,fresh}$	758.22769	674.97727	°C	Максимальна температура циліндра для зони свіжого заряду
$t_{max,burned}$	2743.18384	1595.43952	°C	Максимальна температура циліндра для зони спалених газів
p_c	21080.27196	8987.38667	kPa	Тиск стрільби
t_c	982.89713	810.18222	°C	Температура випалу
$p_{exh.op}$	1317.99243	1166.18176	kPa	Тиск відкриття випуску
$t_{exh.op}$	861.47027	959.94408	°C	Температура відкриття вихлопу
p_{int}	101.05	99.75	kPa	Тиск впускного повітря (після впускного фільтра)
t_0	20	45	°C	Температура вхідного повітря
p_k	454.725	410.97	kPa	Тиск стисненого повітря (після нагнітача)
t_k	196.19534	223.34523	°C	Температура стисненого повітря (після нагнітача)
p_s	449.31405	408.12485	kPa	Тиск ресивера (після охолоджувача повітря)
t_s	54.84345	50.15975	°C	Температура ресивера (після охолоджувача повітря)
p_t	434.6991	364.73844	kPa	Тиск у випускному колекторі (на вході турбіни)
t_t	426.92877	496.76185	°C	Температура випускного колектора (на вході турбіни)
p_{zt}	106.3	103	kPa	Тиск у вихлопній трубі (на виході з турбіни)
t_{zt}	257.89868	329.05133	°C	Температура вихлопної труби (на виході з турбіни)
$\Delta p_{res.fr}$	865.78199	0.20648	kPa	Втрати тиску на тертя на впускному ресивері (додається до САС або опору впускного фільтра)

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р03

Аркуш

49

Таблиця 3.1. Розрахункові данні

Параметри	Одно-паливний	Дво-паливний	Одиниці вимірювання	Опис
$\Delta p_{exh,fr}$	12.94916	10.72439	kPa	Втрати тиску на тертя у випускному колекторі (додається до протитиску вихлопної системи)
Основне спалювання паливна				
$\varphi_{comb,start}$		349.9	c.a.d.	Початок горіння
φ_{comb}		55	c.a.d.	Тривалість горіння
Запалення згорання палива				
$\varphi_{comb,start}$	360.3	340.9	c.a.d.	Початок горіння
φ_{comb}	76.11406	22.6352	c.a.d.	Тривалість горіння
$dp/d\varphi_{max}$	862.93522	514.94741	kPa/c.a.d.	Максимальна швидкість підвищення тиску
p_{inj}	581.07574	83.41797	MPa	Середній тиск упорскування палива
$p_{inj,max}$	818.30281	115.15787	MPa	Максимальний тиск упорскування палива
$\varphi_{inj,dur}$	12	5	c.a.d.	Тривалість упорскування
$\varphi_{inj,start}$	356	337.5	c.a.d.	Початок впорскування палива
d_{32}	9.99339	8.60871	μm	Середній діаметр палива Sauter
φ_i	4.20616	3.3068	c.a.d.	Затримка запалювання
φ_{wall}	362.57556	399.46906	c.a.d.	Момент досягнення розпиленнями палива стінок камери згорання
σ_0	9.42729	49.4782	%	Частка впорскування палива для затримки запалювання
Прогноз токсичних викидів				
$[CO]_{cyl}$	6.42884	0.00049	ppm	Концентрація CO в циліндрі у випускному отворі
$[CO]_{exh}$	6.32918	0.00047	ppm	Концентрація CO у випускному колекторі
$[NO]_{cyl}$	112.56295	9.29757	ppm	Концентрація NO в циліндрі у випускному отворі
$[NO]_{exh}$	110.81801	9.00921	ppm	Концентрація вихлопних газів NO
g_{NO}	0.99682	0.06554	g/(kW*h)	Питомі викиди NOx

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р03

Аркуш

50

Таблиця 3.1. Розрахункові данні

Параметри	Одно-паливний	Дво-паливний	Одиниці вимірювання	Опис
$[C]_{cyl}$	2.0E-5	5.744141212 09126E-20	g/m ³	Концентрація циліндрової сажі у випускному отворі
$[C]_{n.cyl}$	2.360654517 909721E-6	8.989129877 12895E-21	g/m ³	Концентрація сажі в циліндрах у випускному отворі відноситься до нормальних умов
$[C]_{n.cyl.Bosch}$	9.0E-5	3.487153153 234634E-19	Bosch units	
$[C]_{n.cyl.Hartrig e}$	0.00101	3.842942913 7713975E-18	HSU (%)	
Температура стін і параметри теплопередачі				
$t_{w.head}$	311.95322	302.76693	°C	Середня температура поверхні вогню головки циліндрів
$t_{w.pist}$	386.9738	382.09459	°C	Середня температура поверхні вогню поршня
$t_{w.pist.cool}$	301.66331	298.209	°C	Середня температура поверхні охолодження поршня
$t_{w.liner}$	170.3722	173.60377	°C	Середня температура гільзи циліндра
$t_{w.int}$	64.5369	60.12471	°C	Середня температура для стінок ресивера
$t_{w.exh}$	426.84466	496.6249	°C	Середня температура стінок випускного колектора
t_{result}	602.20822	633.14387	°C	Отримана температура для циліндрових газів
$t_{exh.result}$	427.05331	496.88697	°C	Отримана температура для вихлопних газів з колектора
$\alpha_{m.gas}$	0.72066	0.60753	kW/m ² *K	Середній коефіцієнт тепловіддачі від газів циліндрів до стінок циліндрів
$\alpha_{m.exh}$	0.75524	0.71111	kW/m ² *K	Середній коефіцієнт тепловіддачі від вихлопних газів до стінок колектора
Продуктивність нагнітача (нагнітач першого ступеня)				
$\Pi_{cmp r}$	4.50986	4.13021	-	Коефіцієнт підвищення тиску для компресора
Π_{turb}	3.64548	3.20742	-	Коефіцієнт падіння тиску для турбіни
$P_{cmp r}$	1723.18586	1387.896	kW	Потужність для приводу компресора

Таблиця 3.1. Розрахункові данні

Параметри	Одно-паливний	Дво-паливний	Одиниці вимірювання	Опис
P_{turb}	1726.25764	1390.83633	kW	Потужність турбіни
$\eta_{cmpr.ad}$	87	87	%	Адіабатичний ККД нагнітача
$\eta_{e.t}$	81	81	%	ККД турбіни (включаючи механічну ефективність)
μF_t	14850	14620	mm ²	Площа еквівалентного потоку турбіни
μF_{WG}	0.0	0.0	mm ²	Еквівалентна площа потоку для спускного затвора
Енергетичний баланс				
Q_{fuel}	9235.77485	9007.64554	kW	Загальна кількість тепла, що виділяється при згорянні палива
P_b	4240.3613	4240.44623	kW	Вихідна потужність гальма
Q_{EG}	2584.0884	2545.47153	kW	Втрата тепла з вихлопними газами
$Q_{w.ht}$	382.97893	450.72494	kW	Тепло відводиться охолоджуючій воді за рахунок теплопередачі від робочого середовища циліндра
$Q_{w.fr}$	199.38377	166.91195	kW	Тепло відводиться охолоджуючій воді внаслідок тертя
Q_w	582.36271	617.63689	kW	Повна теплота відводиться в охолоджувальну воду
$Q_{oil.ht}$	143.07519	122.22064	kW	Тепло, що відводиться маслу за рахунок передачі тепла від робочого середовища циліндра
$Q_{oil.fr}$	199.38377	166.91195	kW	Тепло, що відводиться маслу через тертя
Q_{oil}	342.45896	289.13259	kW	Повна теплота відведена маслі
Q_{CAC}	1488.79345	1338.36044	kW	Відведення тепла в охолоджувач наддувального повітря
Q_{res}	-70.2396	-21.26455	kW	Повна теплота відводиться до стінок ресивера
Q_{exh}	0.64511	-0.17048	kW	Загальна теплота відводиться до стінок випускного колектора
Q_{sum}	9312.01374	9055.08208	kW	Загальне тепло

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р03

Аркуш

52

Таблиця 3.1. Розрахункові данні

Параметри	Одно-паливний	Дво-паливний	Одиниці вимірювання	Опис
Точність розрахунків				
$\delta\rho_{cyl}$	0.01174	0.01859	%	Точність розрахунків щільності циліндрів
$\delta\rho_{res}$	0.04449	0.02542	%	Точність розрахунків щільності приймача
$\delta\rho_{exh}$	0.00799	0.00126	%	Точність розрахунків щільності випускного колектора
$\delta\Pi_k$	0.0	0.0	%	Точність розрахунків коефіцієнта підвищення тиску
δP_{TC}	0.1781	0.21163	%	Точність балансу потужності турбокомпресора
N_{it}	21	8	-	Кількість виконаних ітерацій
N_{nodes}	1384	1546	-	Розмір сітки
$t_{compute}$	15.62	15.156	s	Час обчислення
t_{total}	26.588	39.727	s	Загальний час виконання

Порівняльний аналіз методик розрахунку

Таблиця 3.2 - Порівняльний аналіз

№	Елементи	Одиниці виміру	Гриневецького-Мазінга	Blitz-Pro
1	Ne	кВт	4240	4240.44623
2	n	1/хв	750	750
3	P.e	Мпа	2.003	2.0037
4	$\eta.e$		0.425	0.47
5	g.e	кг/(кВт*год)	0.172	0.152
6	$\eta.i$		0.427	0.522
7	P.i	МПа	2.226	2.161
8	P.s	МПа	0.410	0.408

Продовження таблиці 3.2 – Порівняльний аналіз

9	T.s	К	309.6	323.1
10	T.a	К	340.7	318
11	P.a	МПа	0.294	0.09
12	T.k	К	459.26	496
13	η_n		0.67	0.94

При наведенні розрахункових даних в табл.3.1 за обома режимами роботи двигуна, на діаграмах (рис.3.1;рис.3.2) показано різницю робочих процесів. Різниця тисків та температури відбувається за рахунок різниці палива.

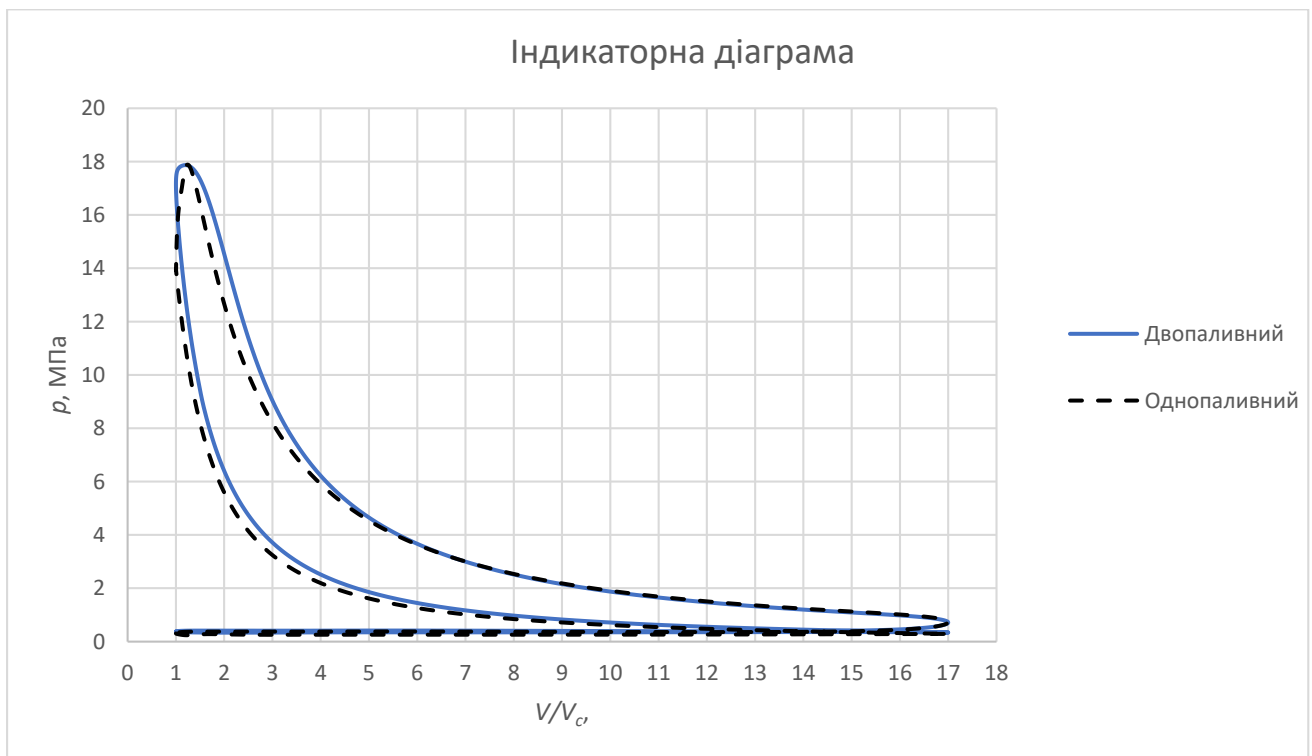


Рис.3.1. Порівняльна індикаторна діаграма на двох різних режимах палива

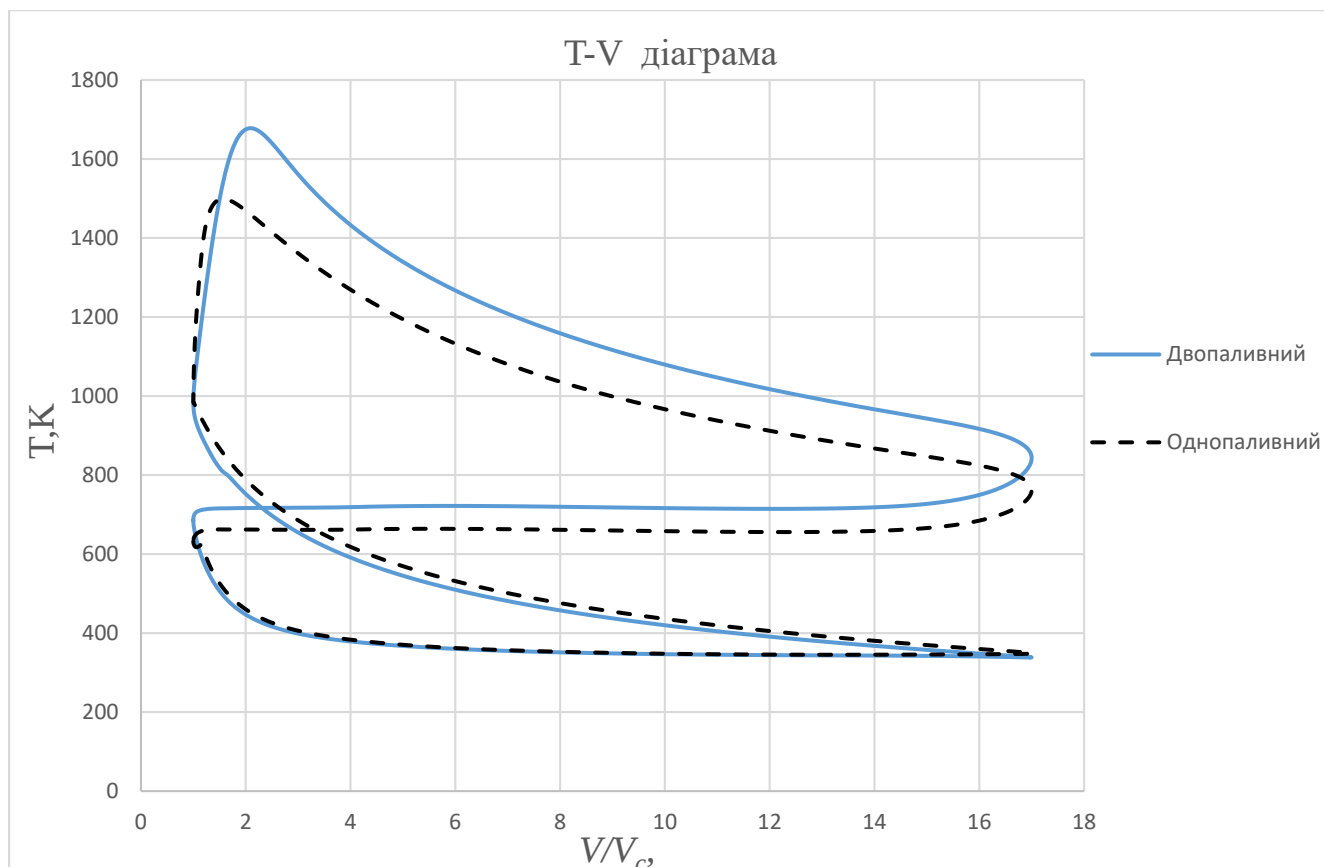


Рис.3.2. Порівняльна T-V діаграма на двох різних режимах палива

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р03

Аркуш

55

Порівняльні розрахункові графіки

Наведено порівняльні діаграми що показують якість розрахунків за двома методами.

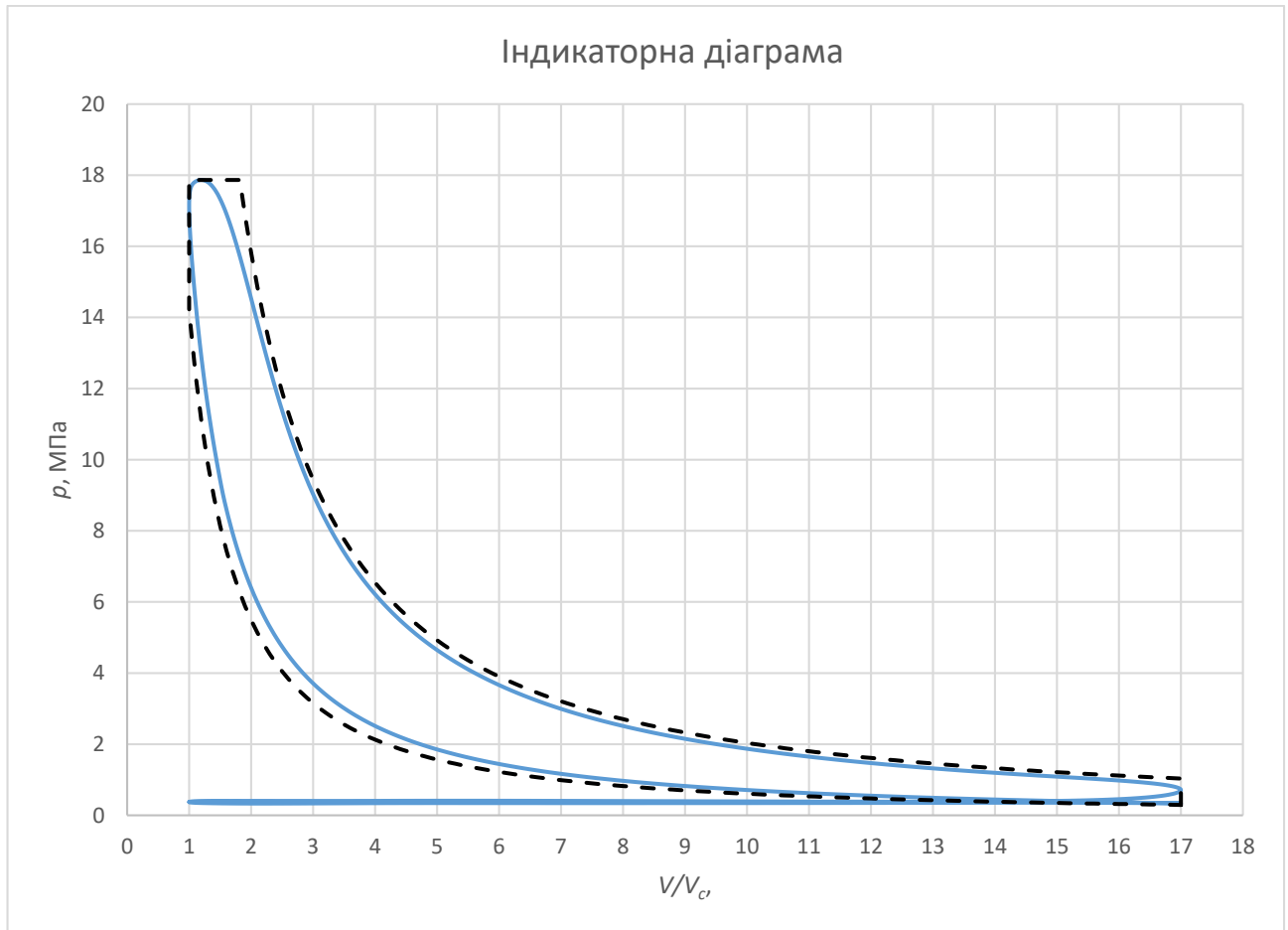


Рис.3.3 – Порівняльні індикаторні діаграми двох методик розрахунків

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

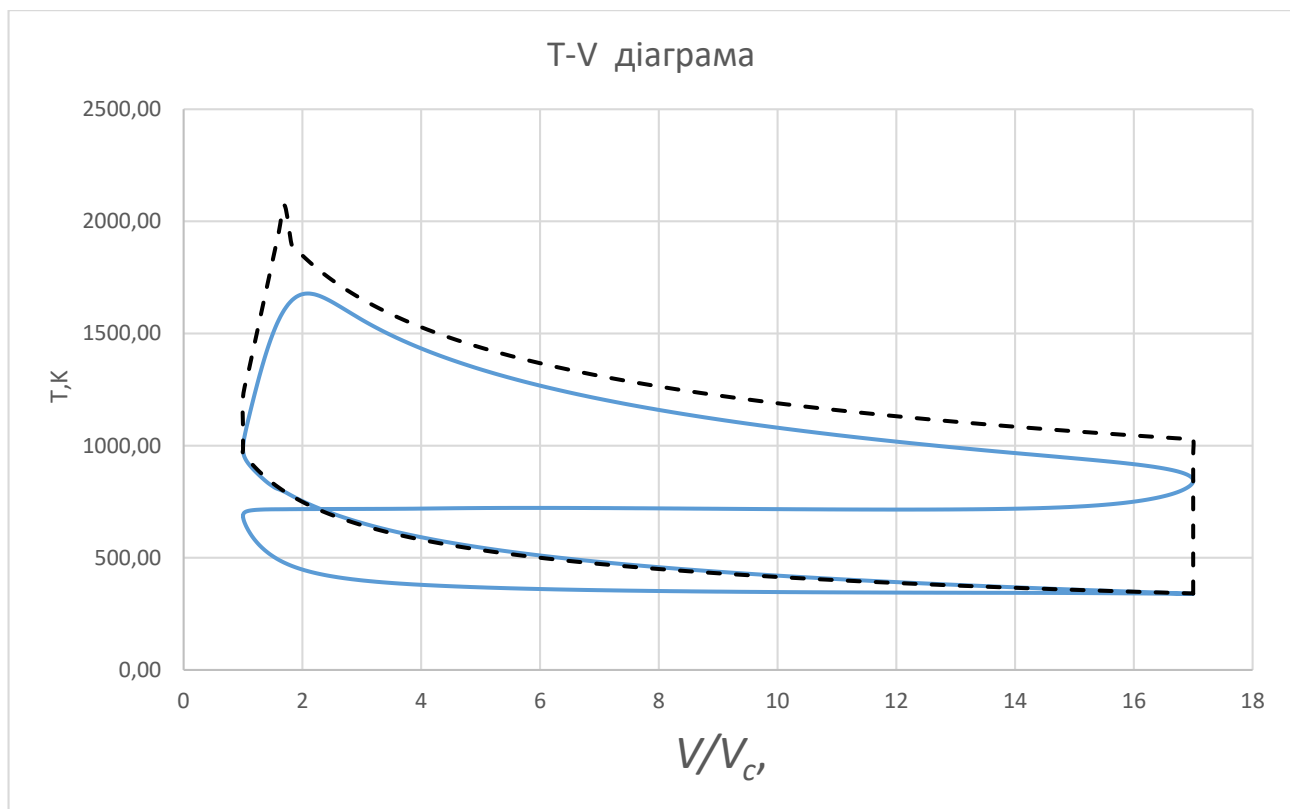


Рис.3.4 – Порівняльні T-V діаграми двох методик розрахунків

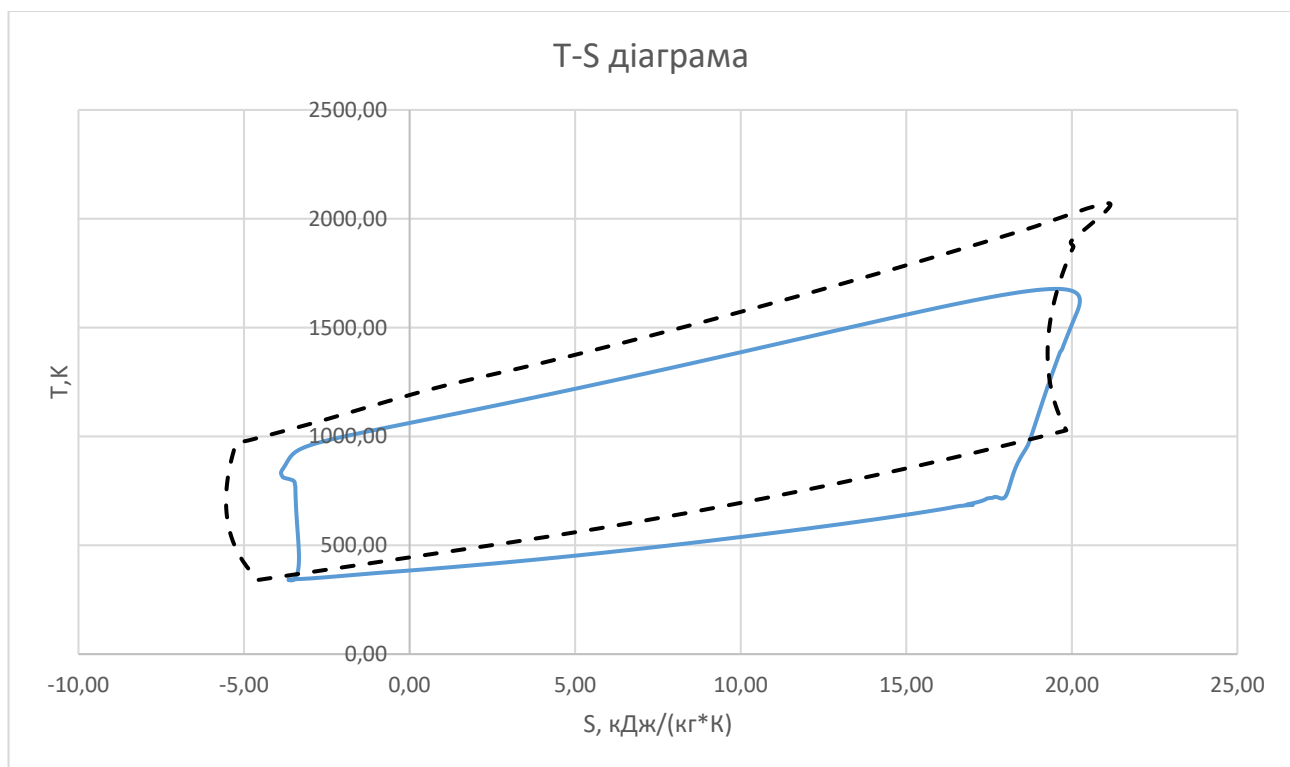


Рис.3.5 – Порівняльні T-S діаграми двох методик розрахунків

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р03

Аркуш

57

ВИСНОВОК З ОТРИМАНИХ РОЗРАХУНКОВИХ ДАНИХ.

За рахунок поданих характеристик двигуна MAN 8L35/44DF(8ЧН35/44), було використано два різних способи для розрахунку. А саме методика Гріневецького-Мазінга, комплекс Blitz-Pro. Побудувавши індикаторні діаграми, та проаналізувавши їх, програмою Blitz-Pro можна більш точно та докладно зробити розрахунки, для отримання більш точних даних. Для уточнення можна враховувати, теплопровідність матеріалу з якого виготовлені деталі, розміри клапанів, більш точно вказати фази газоросподілу для якісного сумішоутворювання в циліндрі, та корегування форсунок. З порівняльних графіків, видно розбіг у робочих процесах двигуна.

					6.142.4221.01.ДР.Р03	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		58

					6.142.4221.01.ДР.Р04		
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата	Перевірочний розрахунок динаміки кривошипно-шатунного механізму		
Студент		Кирток Б.В					
Викладач		Мінчев Д.С.					
					Літ.		
					Аркуш		Аркушів
					59		123
					НУК		

РОЗДІЛ 4 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

4.1 Розрахунки динаміки кривошипно-шатунного механізму для номінального режиму роботи двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_g і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила:

$$P_{руш} = P_g + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 4.1).

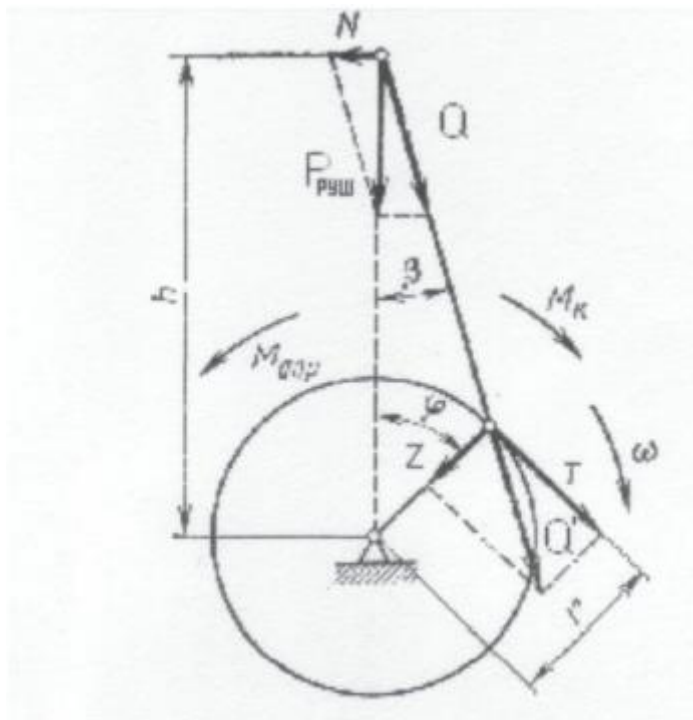


Рисунок 4.1 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Припустимо, що сумарна сила $P_{руш}$ давить вниз на поршень і лінія дії збігається з віссю циліндра. Розкладемо цю силу на дві складові, одну з яких Q направимо по осі шатуна, іншу N перпендикулярно осі циліндра. Бічна сила N притискає поршень до тієї чи іншої стінки циліндра

$$N = P_{руш} * \operatorname{tg} \beta.$$

Сила Q діє по шатуну, чи розтягуючи стискаючи його, і передається на шатунну шийку кривошипа:

$$Q = P_{pyu} / \cos \beta.$$

Перенесемо силу Q по лінії її дії і допустивши, що вона прикладена до кривошипа, повторимо операцію розкладання. У той же час опори двигуна сприймають перекидаючий момент

$$M_{nep} = -N * h,$$

$$\text{де } h = z \sin(\varphi + B) / \sin \beta$$

Перекидаючий момент у точності дорівнює крутному моменту зі зворотним знаком.

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

Напрямку сил і моменту, що крутить, по годинній стрілці прийнято вважати позитивними. Зворотні ним - негативними.

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

$$P_j = -msj\ddot{a}$$

Як масу ms беруть масу всіх деталей, що разом з поршнем роблять зворотно-поступальний рух.

Аналіз виконаних конструкцій д. в. с. показує, що на частку маси, віднесеної до осі 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,

$$P_j = -ms \cdot r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi).$$

де ms - 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 колінчатого валу.

Таблиця 4.1 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,35
Частота обертання КВ	хв^{-1}	n	750
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	17,068
Тиск на початку стиску	МПа	P_a	0,37
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,41
Тиск залишкових газів	МПа	P_r	0,33
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,34
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	280
Радіус кривошипа	м	r	0,1
Ступінь стиснення		ϵ	17
Показник політропи стиснення		n_1	1,367
Показник політропи розширення		n_2	1,287
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,508

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 4.2–4.3. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 4.2 – 4.4.

Таблиця 4.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4100	-2,4043	-1,9943	0,0000	-1,9943	0,0000
15	0,4100	-2,2615	-1,8515	-0,1633	-1,7461	-0,6370
30	0,4100	-1,8589	-1,4489	-0,2487	-1,1304	-0,9399
45	0,4100	-1,2688	-0,8588	-0,2105	-0,4584	-0,7561
60	0,4100	-0,5921	-0,1821	-0,0552	-0,0432	-0,1853
75	0,4100	0,0639	0,4739	0,1615	-0,0333	0,4996
90	0,4100	0,6101	1,0201	0,3608	-0,3608	1,0201
105	0,4100	0,9927	1,4027	0,4780	-0,8247	1,2312
120	0,4100	1,2022	1,6122	0,4889	-1,2295	1,1517
135	0,4100	1,2688	1,6788	0,4116	-1,4781	0,8960
150	0,4100	1,2489	1,6589	0,2848	-1,5790	0,5828
165	0,4100	1,2048	1,6148	0,1425	-1,5967	0,2803
180	0,3700	1,1842	1,5542	0,0000	-1,5542	0,0000
195	0,3755	1,2048	1,5803	-0,1394	-1,5625	-0,2743
210	0,3929	1,2489	1,6418	-0,2818	-1,5628	-0,5768
225	0,4259	1,2688	1,6947	-0,4155	-1,4921	-0,9045
240	0,4815	1,2022	1,6837	-0,5106	-1,2840	-1,2028
255	0,5734	0,9927	1,5661	-0,5336	-0,9208	-1,3746
270	0,7282	0,6101	1,3382	-0,4734	-0,4734	-1,3382
285	1,0027	0,0639	1,0666	-0,3635	-0,0750	-1,1243
300	1,5294	-0,5921	0,9373	-0,2842	0,2225	-0,9538
315	2,6533	-1,2688	1,3845	-0,3394	0,7390	-1,2190
330	5,3403	-1,8589	3,4814	-0,5976	2,7162	-2,2582
345	11,6430	-2,2615	9,3816	-0,8277	8,8477	-3,2276
360	17,7920	-2,4043	15,3877	0,0000	15,3877	0,0000
375	17,0680	-2,2615	14,8065	1,3063	13,9639	5,0940
390	9,3264	-1,8589	7,4674	1,2818	5,8261	4,8438

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р04

Аркуш

63

Продовження таблиці 4.2 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
405	4,8274	-1,2688	3,5586	0,8724	1,8994	3,1332
420	2,8737	-0,5921	2,2816	0,6919	0,5416	2,3219
435	1,9312	0,0639	1,9951	0,6798	-0,1403	2,1031
450	1,4290	0,6101	2,0390	0,7213	-0,7213	2,0390
465	1,1410	0,9927	2,1337	0,7271	-1,2546	1,8728
480	0,9681	1,2022	2,1703	0,6582	-1,6551	1,5504
495	0,8625	1,2688	2,1312	0,5225	-1,8765	1,1375
510	0,7994	1,2489	2,0483	0,3516	-1,9497	0,7197
525	0,7659	1,2048	1,9708	0,1739	-1,9486	0,3421
540	0,7554	1,1842	1,9397	0,0000	-1,9397	0,0000
555	0,3300	1,2048	1,5348	-0,1354	-1,5176	-0,2664
570	0,3300	1,2489	1,5789	-0,2710	-1,5029	-0,5547
585	0,3300	1,2688	1,5988	-0,3919	-1,4076	-0,8533
600	0,3300	1,2022	1,5322	-0,4647	-1,1685	-1,0946
615	0,3300	0,9927	1,3227	-0,4507	-0,7777	-1,1610
630	0,3300	0,6101	0,9401	-0,3325	-0,3325	-0,9401
645	0,3300	0,0639	0,3939	-0,1342	-0,0277	-0,4152
660	0,3300	-0,5921	-0,2621	0,0795	-0,0622	0,2667
675	0,3300	-1,2688	-0,9388	0,2301	-0,5011	0,8265
690	0,3300	-1,8589	-1,5289	0,2625	-1,1929	0,9918
705	0,3300	-2,2615	-1,9315	0,1704	-1,8216	0,6645
720	0,3300	-2,4043	-2,0743	0,0000	-2,0743	0,0000

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р04

Аркуш

64

Таблиця 4.3 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

Кут заклинки, град			90							
φ°	T _Σ								T _Σ	T ^{ср} _Σ
	Номер циліндра									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
0	0,000	0,471	0,000	-0,788	0,00	1,95	0,00	-0,39	1,637	3,897473
15	0,063	0,447	-0,086	-1,061	7,42	1,41	-0,08	-0,35	8,197	3,897473
30	0,145	0,379	-0,182	-1,489	7,79	1,00	-0,16	-0,28	7,645	3,897473
45	0,249	0,287	-0,295	-2,205	5,48	0,68	-0,24	-0,18	4,197	3,897473
60	0,357	0,188	-0,430	-3,290	3,80	0,42	-0,32	-0,09	1,044	3,897473
75	0,439	0,092	-0,590	-3,812	2,70	0,20	-0,38	-0,04	-0,973	3,897473
90	0,471	0,000	-0,788	0,000	1,95	0,00	-0,39	0,00	1,637	3,897473
									23,385	

4.2 Перевірка врівноваженості двигуна графічним методом

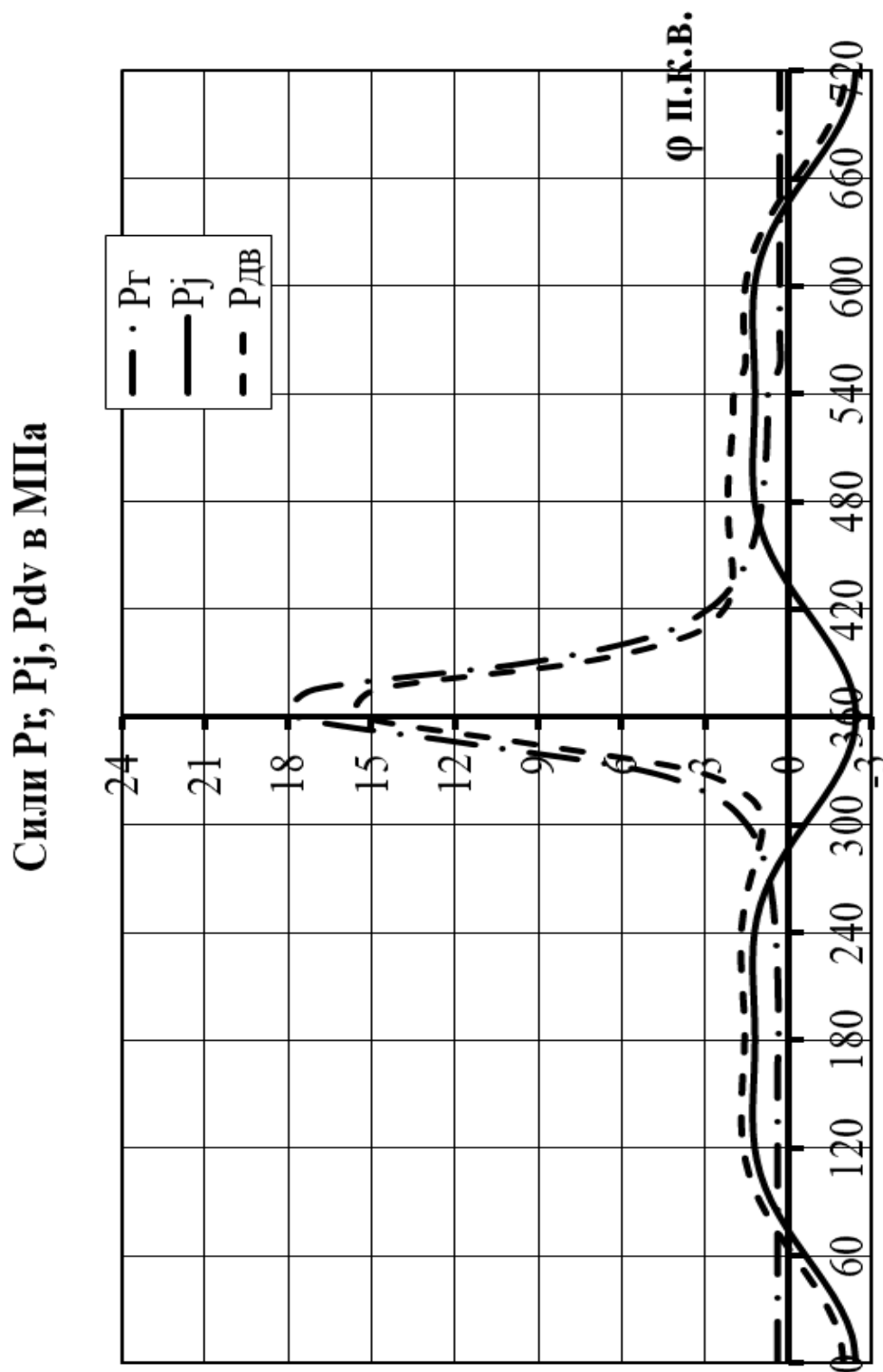


Рисунок 4.2 – Діаграма сил P_r , P_j , P_{dv}

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р04

Аркуш

66

Сили N, Z, T в МПа.

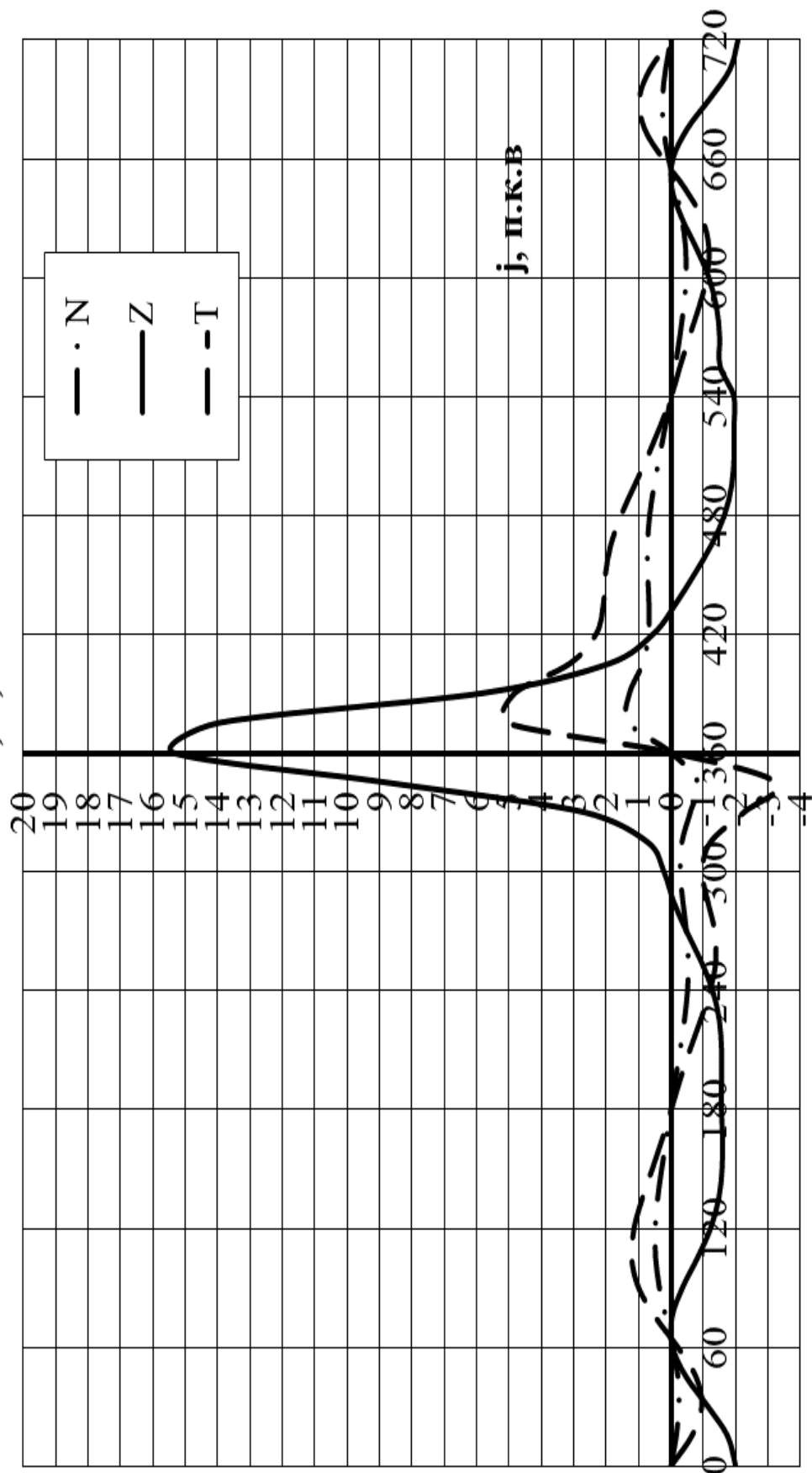


Рисунок 4.3 – Діаграми сил N,Z,T

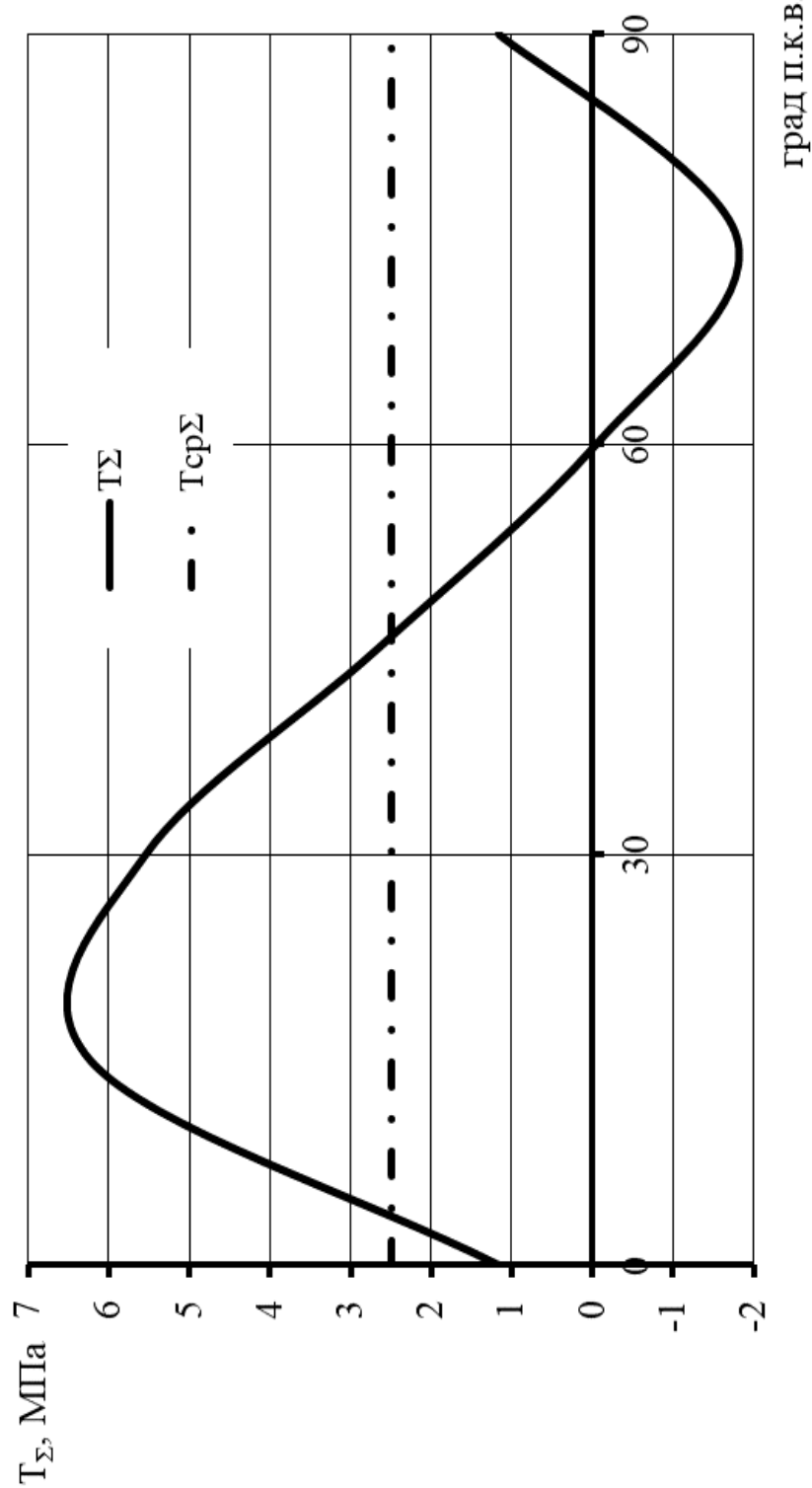


Рисунок 4.4 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки колінчастого валу

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р04

Аркуш

68

РОЗДІЛ 5 ПЕРЕВІРОЧНІ РОЗРАХУНКИ ВІДЦЕНТРОВАНОГО КОМПРЕСОРА ДЛЯ АГРЕГАТУ НАДДУВУ ДВИГУНА

5.1 Проектування турбокомпресора системи вільного газотурбінного наддуву двигуна

Опис турбокомпресора.

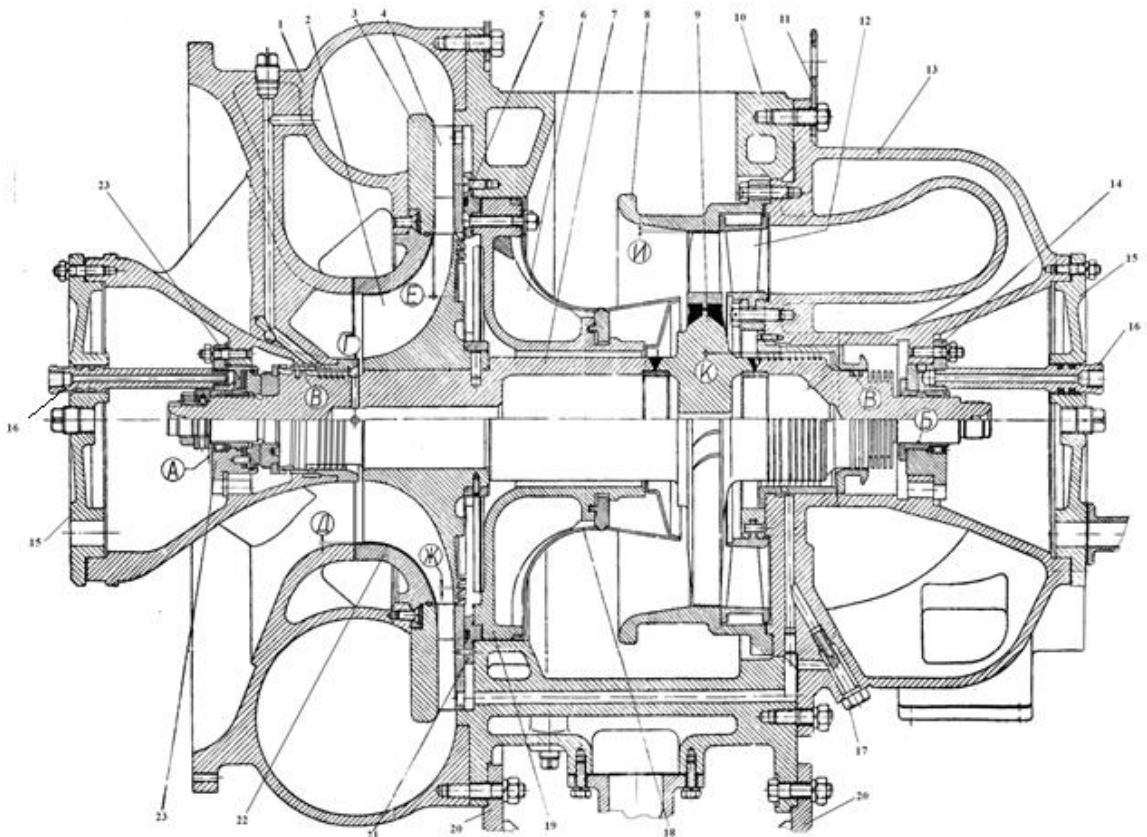


Рисунок 5.1 - Турбокомпресор-прототип

Турбокомпресор типу ТК, конструкції СКБТ (Пенза, Росія, ТК18 ... 38).
Поздовжній розріз: 1 – корпус компресора; 2 – робоче колесо компресора; 3 – вставка; 4 – дифузор; 5 – гумове кільце; 6 – кожух теплоізоляційний; 7 – ротор; 8 – кожух соплового апарату; 9 – робоче колесо турбіни; 10 – корпус вихлопний; 11 – вушко; 12 – соплової апарат; 13 – корпус газоприймальний; 14 – підшипник опорний; 15 – кришка підшипника; 16 – штуцер; 17 – дросель; 18 – екран; 19 – кожух ротора; 20 – кронштейн; 21 – лабіринт; 22 – вставка компресорна; 23 – підшипник упорно-опорний

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р05

Аркуш

70

На рис.5.1 зображений турбокомпресор-прототип. Це турбокомпресор з консольними підшипниками і серединним розташуванням коліс турбіни і компресора. Схема ТК відповідає рис.5.2. Така схема використовується для великих машин. В ній умови роботи підшипників і їхній огляд та ремонт відносно правильні. Тепловий потік від турбіни та компресора, що надходить до підшипників, у цій схемі значно менший, ніж при іншому розташуванні підшипників, що сприяє кращому змащенню шипів та кращій умові роботи таких підшипників. Відповідно ресурс таких підшипників більший. Порівняно з іншими схемами тут гірші умови роботи компресора і турбіни, збільшені маса, габарити та момент інерції.

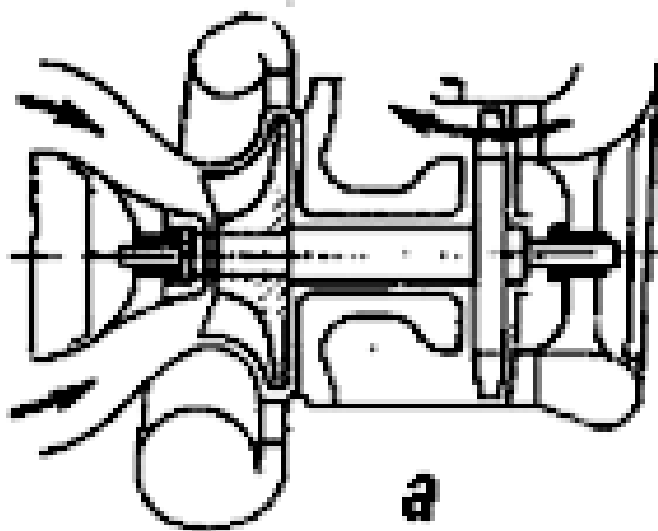


Рисунок 5.2 Схема будови турбокомпресора

Водночас застосована схема така, що осьове зусилля, що виникає на колесі компресора, складається з зусиллям на колесі турбіни. Обидва зусилля діють у одному напрямку і компенсуються тільки дією упорного підшипника.

На рис.5.3 дана копія креслення спроектованого турбокомпресора. Відміни турбокомпресорів на рис.5.2 і рис.5.3 полягають тільки у розмірах і у конструкції перетинів завитки. Завитка має іншу, більш досконалу форму перетинів.

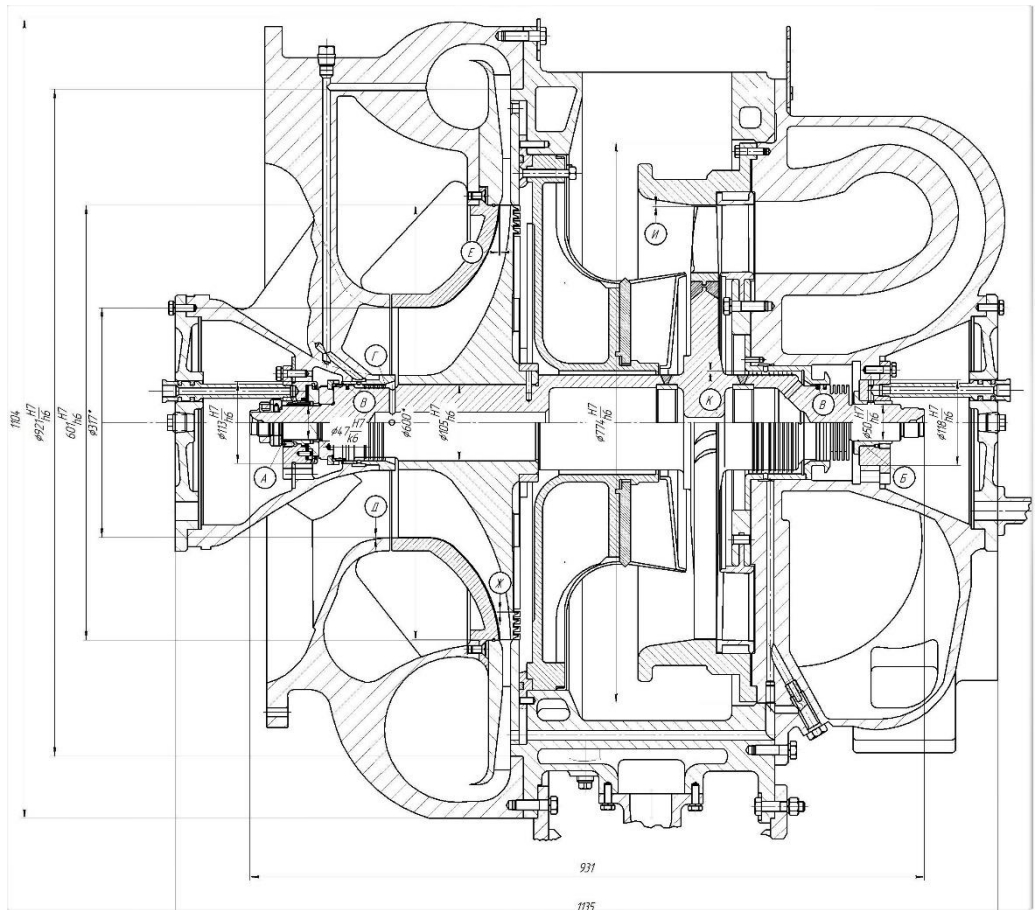


Рисунок 5.3 - Поздовжній розріз спроектованого турбокомпресора

Спроекований турбокомпресор має діаметр колеса компресора 600мм, тож його позначення може бути як ТК60В. У вибраній схемі лівий підшипник є опорно-упорним, а правий – тільки опорним. Осьове зусилля на розрахунковому режимі направлено на рисунку по осі вліво.

У конструкції турбокомпресора є ряд вузлів і деталей. Розглянемо їх системно, виділивши для цього елементи турбокомпресора в залежності від особливостей роботи, призначення і впливу елемента на забезпечення нормальної роботи всієї конструкції. Відповідно можна виділити рухомі і нерухомі елементи, вузли, що забезпечують специфічні функції, а також системи турбокомпресора.

До рухомих елементів слід віднести ротор турбокомпресора.

До нерухомих елементів відносяться деталі остова.

Специфічні функції забезпечують вузли підшипників і ущільнень.

Турбокомпресор має системи змащення й охолодження, які забезпечують нормальну роботу турбокомпресора в цілому.

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р05

Аркуш

72

Ротор турбокомпресора в зборі призначений для сприйняття енергії відхідних газів двигуна і передачі цієї енергії надувному повітрю. Він складається з валу і приєднаних до нього робочих коліс компресора 2 і турбіни 9 (рис.5.1). Вал ротора суцільний, виконаний зі сталі 45. Всередині валу зроблена порожнина, яка зменшує його вагу і слугує для сполучення потоків контр-повітря. Диск турбіни приєднаний сваркою до ротора і є нерозбірним складовим елементом такого ротору. Робочі лопатки турбіни вилиті і приєднуються до диску зварюванням (можливе застосування індивідуального кріплення лопаток ялинковим замком). Ліворуч (на кресленні) на вал ротора одягнуте колесо компресора. Воно садиться на вал по гарячій посадці. Для передачі крутного моменту від валу до колеса застосовуються штифти. Штифти фіксуються спеціальною втулкою, яка виключає їх виліт під дією відцентрової сили під час роботи. На валу, з обох сторін, виконуються канавки для встановлення безконтактних та контактних ущільнень. Ліворуч і праворуч ближче до кінців валу, зроблені радіальні свердлення для проходу контр-повітря для ущільнень. Ліворуч на валу зроблено циліндричні посадочні поверхні для утворення лівого шипу, а також для посадки упорного гребня. Лівіше шипа зроблена ще одна циліндрична посадочна поверхня для розміщення допоміжного упорного гребня (у вигляді кільця), а далі виконана різьба для встановлення гайки. Правий кінець валу має аналогічну конструкцію, але тут не розташовується упорний гребінь і не встановлюється гайка. Крім того, праворуч на кінці валу, зроблені чотири гребні, які запобігають розповсюдженню масла ліворуч по валу від правого підшипника. На кінцях ротору цапфи (шипи) закалюються СВЧ. Ліворуч на ротор одягається масивне кільце 37 (рис.5.4) з закаленою полірованою поверхнею, через яке передається осьове зусилля. Шайба 30 (допоміжний упорний гребінь) закріплюється гайкою 29 і обмежує осьовий люфт ротора. Як шайба 30, так і шайба 37 не можуть обертатися відносно ротору, бу цьому запобігають штифти. Гайка стопориться замковою платівкою 28. Один кінець замкової платівки розташовується у виточці гайки, а другий – у виточці шайби 30.

					6.142.4221.01.ДР.Р05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		73

На вал одягається розбірний кожух теплоізоляційний 6, який формує канал для виходу газів з відносно малим газодинамічним опором.

Вал у зборі проходить статичне і динамічне балансування. Балансування повинно забезпечити остаточно́й момент на валу не більше 3гсм. Воно забезпечується зйомом металу з дисків компресора та турбіни, для чого є спеціальні місця на вказаних дисках. Балансування забезпечує відсутність додаткового радіального навантаження на підшипники під час роботи, запобігає вібрації конструкції.

Колесо компресора 2 напіввідкритого типу. Лопаті радіальні, колесо виконане за схемою так званої «радіальної зірки». На задній стороні диску виконані канавки, які разом з нерухомою деталлю на корпусі утворюють лабіринтове ущільнення. Нижче канавок на задньому диску є гребінь для зняття металу під час балансування. Колесо і обертовий скеровуючий апарат виконуються відцентровим виливанням у кокіль заодно з алюмінієвого сплаву. Окремий ОСА відсутній. Така конструкція здешевлює виготовлення, зменшує осьовий габарит без зменшення радіусу кривизни міжлопаткового каналу і дещо збільшує жорсткість вхідних ділянок лопатей. Такі колеса сьогодні можна виготовляти з поковки шляхом механічної обробки. Колесо і ОСА з'єднано з валом ротора по циліндричній поверхні на гарячій посадці. З'єднання не порушується під час нагрівання при роботі компресора, бо воно робиться при більшій температурі, ніж та, яка виникає при роботі. Крутний момент від валу на колесо додатково підсилений трьома радіальними штифтами, які проходять крізь гребінь на маточині колеса і утримуються насадною втулкою. Відповідно з'їм і посадка колеса і ОСА на вал робляться після їх попереднього підігріву. Натяг в з'єднанні колесо - вал складає 0,07- 0,10 мм. Він не порушується навіть при максимальному числі обертів ротора. Колесо компресора і ОСА надягають на вал ротора в нагрітому стані. Нагрівання відбувається в електропечі, температура в якій строго контролюється. Зазвичай при складанні і розбиранні турбокомпресора ротор не розбирається.

Колесо турбіни осьового типу. Лопатки колеса виконуються виливанням під тиском і скріплюються з диском колеса зварюванням.

					6.142.4221.01.ДР.Р05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		74

Корпус турбокомпресора.

Базовим конструктивним елементом, до якого приєднуються нерухомі деталі, є вихлопний, або **середній корпус компресора 9**. Він виливається з сірого чавуну і має порожнину, в яку подається вода для охолодження. До цього корпусу приєднується праворуч **газоприймальний корпус 13** і ліворуч корпус компресора 1, який виливається з алюмінієвого сплаву. Корпус 13 виготовляється з одним, двома, або чотирма газопідвідними отворами. Він має порожнини, через які прокачується охолоджуюча вода. Ця вода охолоджує і газоприймальні завитки, що знаходяться у цьому корпусі. Таке рішення сьогодні неможна назвати раціональним, бо це впливає на нераціональну втрату енергії випускними газами. До корпусу 13 прикріплюється сопловий апарат турбіни 12, який виготовляється шляхом точного виливання з жароміцної сталі.

Загальний вид турбокомпресора надається рис.5.4

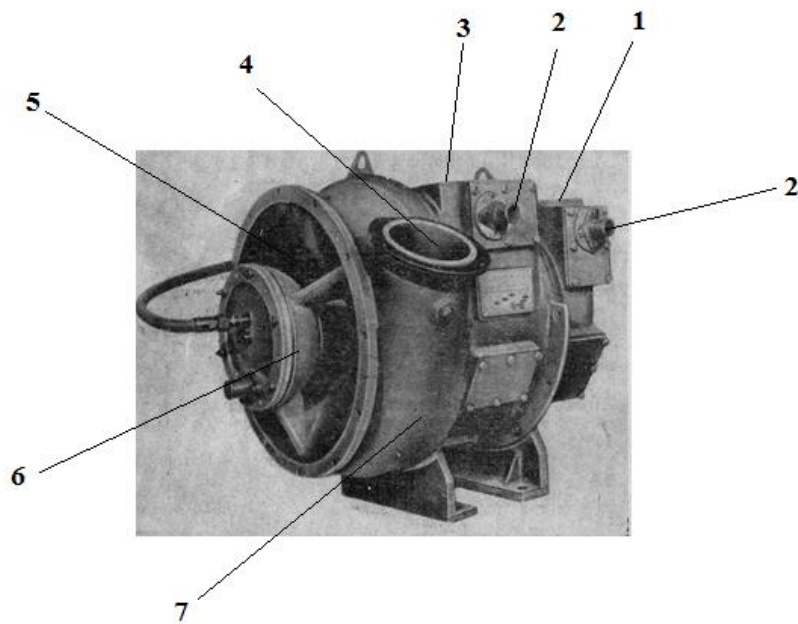


Рисунок 5.4 Загальний вид турбокомпресора: 1 – отвір для підведення газів; 2 – отвори для відведення охолоджуючої води; 3 – отвір для відведення газів; 4 – отвір з завитки для подачі повітря до ресивера; 5 – всмоктуючий отвір компресора; 6 – корпус упорно-опорного підшипника

Усі три корпуси з'єднуються між собою фланцями та центруються посадочними буртами. Це дозволяє збирати корпуси в різних взаємних положеннях з поворотом через кожні 30°. Крім того, центрування по посадкам дає змогу витримати точну рівність осі ротора і підшипників у необхідних межах. Передбачається можливість встановлення на всмоктуванні корпусу компресора спеціального фільтру та глушника, або спеціально забірника повітря.

Корпус компресора 1. Виконується з алюмінієвого сплаву. Має складну будову, в якій є різні порожнини. Одні з порожнин забезпечують зменшення ваги конструкції і забезпечують створення проточного каналу компресора. Інші порожнини утворюють канал завитки, що збирає повітря після стиснення.

Крім того, у корпусі компресора сформований корпус упорно-опорного підшипника, який встановлюється на ребрах у повітроприймальному каналі. Крізь корпус компресора проходять свердловини для проходу контр-повітря, яке надходить до вузлів ущільнення.

Завитка компресора має спіральну форму. У проекті завитка має функцію збірника повітря. Профілі перетинів завитки мають розраховані значення. Завитка виконується з алюмінієвого сплаву АЛ5 литтям в кокіль. Вона «завалена» в сторону всмоктування і має в перетині профіль, близький до кругового. При утворенні завитки в проекті сформований «кіготь» (див. рис.5.1). «Кіготь» покращує структуру потоку повітря в равлику і підвищує ККД цієї ділянки.

До корпусу компресора кріпиться **лопатковий дифузор 3**. Лопатковий дифузор зцентрований з вставкою 22 посадкою, а вставка 22 зцентрована з корпусом. **Вставка 22** утворює частину каналу компресорного тракту. Вона повинна мати малі зазори відносно колеса (зазори Е та Д на рис.5.1). Зазори роблять малими для підвищення ККД компресора. Величина зазорів має бути не більше 0,12мм. Для дотримання зазорів вставка 22 центрується відносно осі ротора. Центрування забезпечується тим, що вставка стикується з корпусом компресора по посадці.

					6.142.4221.01.ДР.Р05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		76

Підшипники ротору. Ротор спирається на два підшипники ковзання, які розташовані в крайніх корпусах. З боку компресора розташований упорно-опорний підшипник, а опорний – з боку турбіни.

Упорно-опорний підшипник (рис.5.5) приймає не тільки радіальне, але й осьове зусилля. Він має підп'ятник 35 з високоолов'янистої бронзи з змащувальними канавками на робочому торці, зафіксований від провертання штифтом 39. Підп'ятник, демпфований. Демпфування виконується на компресорах таких схем при $P_k > 1,7$. Для демпфування підп'ятник має пружну основу, яка складається з набору металевих платівок 34 та слою масла між ними, яка слугує для компенсації перекосів упорного торця, що виникають при роботі та монтажу вузла. На упорний гребінь 37 насаджено імпелер 38 з лопатками, які при роботі створюють потік повітря, що перешкоджає надходженню масла у бік всмоктування компресора. Опорні частини цього і опорного підшипника (з боку турбіни) виконується з високоолов'янистої бронзи без покриття бабітом. Масло надходить у підшипник по штуцеру (трубка 26), далі йде у холодильник, розташований у верхній частині опорного підшипника, через який воно надходить на упорну частину, змащуючи демпфуючі платівки і поверхні тертя. Масло, що спрацювало у підшипнику, зливається вниз, де відходить через отвір у масляну систему двигуна.

					6.142.4221.01.ДР.Р05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		77

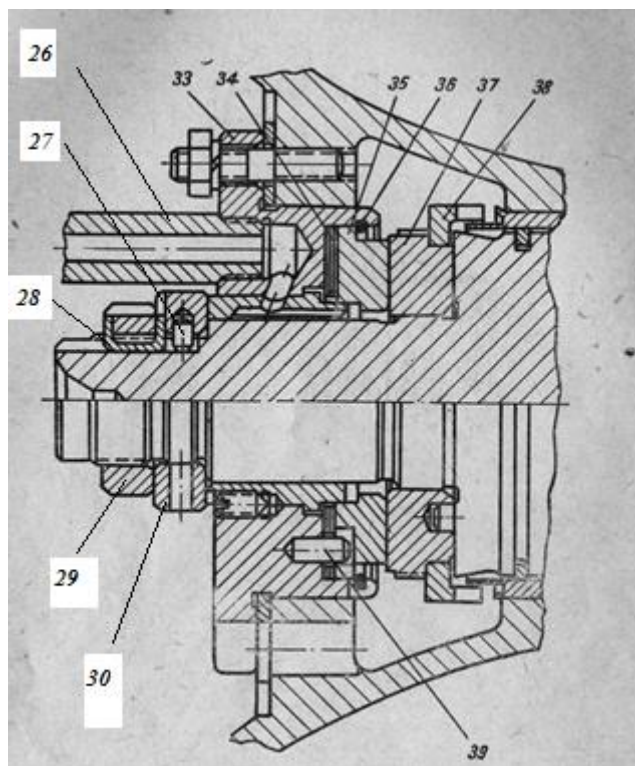


Рисунок 5.5 Упорно-опорний підшипник: 26 – штуцер підведення масла; 27 – штифт; 28 – замкова пластина; 29 – гайка; 30 – допоміжна упорна п'ята, 33 – корпус підшипника; 34 – набір платівок; 35 – підп'ятник; 36 – стопорне кільце; 37 – п'ята; 38 – імпелер; 39 – штифт

Опорний підшипник має тільки опорну частину. Вона майже така, як і у упорно-опорного підшипника, але в ній немає виходу з холодильника на торець.

Ущільнення турбокомпресора. На даному турбокомпресорі є контактні і безконтактні ущільнення.

Безконтактні ущільнення виконуються як послідовний набір щілин, де повітря дроселюється з набором ємностей, де воно розширюється. Послідовне, багаторазове виконання цих процесів потребує великих втрат енергії. Відповідно витрата повітря через такий набір буде порівняно малою. Безконтактні ущільнення застосовані тут на задній поверхні колеса і на самому роторі.

Радіальне безконтактне ущільнення на колесі виконане як сполучення виступів і западин на задньому диску колеса з такими ж елементами на нерухомій деталі, закріпленій на середньому корпусі. Воно забезпечує зниження тиску за колесом завдяки тому, що за ущільненням порожнина сполучається з атмосферою через спеціальний отвір. Це сприяє зменшенню осьового зусилля. Водночас

витрата повітря через цей отвір відносно мала завдяки дії радіального ущільнення. Таке ущільнення схематично показано на рис.5.6.

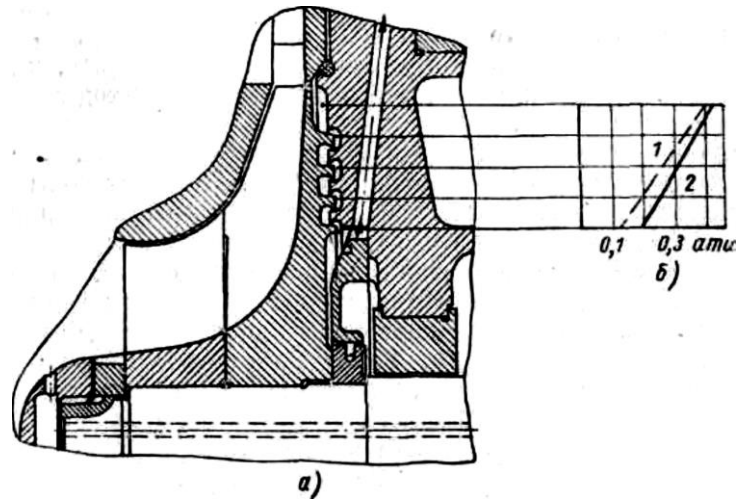


Рисунок 5.6. Лабіринтове ущільнення (радіальне):

a - вузол ущільнення; *б* - розподіл тисків; 1 - при діаметрі дренажних отворів 13 мм; 2 - при діаметрі 10 мм

Осьові безконтактні ущільнення виконані на роторі з сторони компресора і з сторони турбіни. Вони працюють у парі з контактними ущільненнями. Ущільнення виконується закачуванням в канавки, виточені на роторі, спеціальних платівок товщиною 0,1-0,3 мм з нержавіючої сталі (1X18Н9Т або 1X13) і має вигляд, показаний на рис.5.7. Послідовність операцій при постановці таких пластин на ротор показана на рис.5.8.

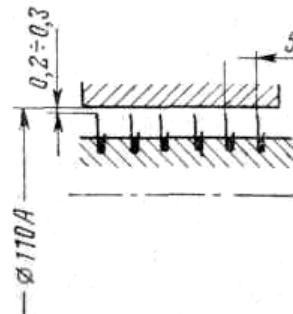


Рисунок 5.7 Осьове лабіринтове (безконтактне) ущільнення

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р05

Аркуш

79

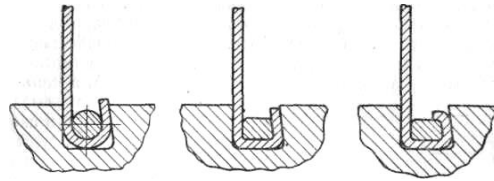


Рисунок 5.8 Послідовність виготовлення лабіринтового ущільнення

Між безконтактним та контактним ущільненням збоку компресора підведене контр-повітря, яке надходить через свердловину від завитки. Це повітря відтісняє пари й краплі мастила з боку контактного ущільнення і потроху проходить крізь безконтактне ущільнення, яке створює опір його проходженню з правого боку. Біля упорно-опорного підшипника, на всмоктуванні компресора, є канал, що веде до отвору у середині валу. Цей канал веде від входу в колесо компресора в середину валу. Через нього відсмоктується повітря з середини валу, знижується його тиск, а відповідно знижується тиск між контактним і безконтактним ущільненнями з боку турбіни. Знижується завдяки каналу, що веде всередину валу з проміжку між ущільненнями з боку турбіни. Це зменшує осьовий тиск на кільця контактного ущільнення, а від того зменшуються втрати тертя у цьому ущільненні. До безконтактного ущільнення з боку турбіни підводиться ущільнююче повітря крізь канал від завитки компресора. Цей канал ускладнений вставкою спеціального дроселя. Наявність дроселя пов'язана з дозованою витратою ущільнюючого повітря. Якби не було дроселя, витрата такого повітря була б надмірною з відповідними наслідками.

Осьові контактні ущільнення. Протидіють витраті повітря (і забруднень у повітрі) вздовж осі валу. Працюють добре, якщо не поламані. Ущільнення виконані відповідно до рис.5.9. Зазначені буквами розміри витримуються обов'язково. В ущільненні розрізне кільце 2 тисне на циліндричну поверхню втулки 1. Також тиском ущільнюваного середовища кільце притискається до торця канавки, проточеної в роторі. Таким чином, для проходження середовища, яке ущільнюється, лишається тільки розріз кільця. В даному компресорі встановлено

одне кільце контактної ущільнення з боку компресора і два кільця з боку турбіни. Кількість кілець ущільнення прагнуть звести до мінімуму, щоб забезпечити високий механічний ККД турбокомпресора.

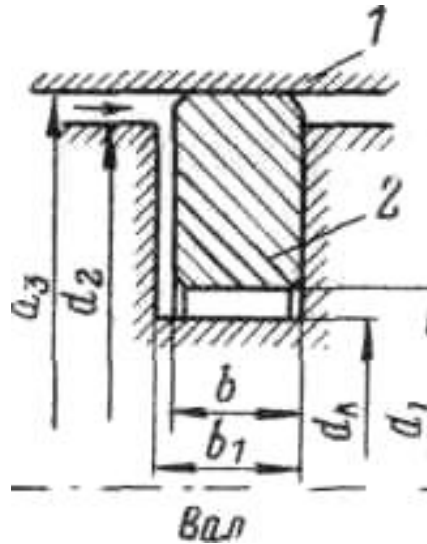


Рисунок 5.9. Контактне ущільнення

Відповідно до завдання кафедри виконано розрахунок проточної частини компресору для наддуву двигуна з такими параметрами: тип двигуна: 8ЧН 35/44 при 750 об / хв колінчастого валу; $P_k = 3,8$.

Метою розрахунку є визначення типорозміру компресора, за допомогою якого повинен виконуватися наддув, і виконання розрахунку його проточної частини. Розрахунок проточної частини виконується для того, щоб відповідний типорозмір турбокомпресору мав оптимальну проточну частину, оскільки реальні типорозміри проектують приблизно з 16-ма варіантами проточних частин. При підборі турбокомпресора для двигуна вибирають найбільш підходящу проточну частину. Її розміри повинні відповідати результатам розрахунку, отриманим у проекті.

Розрахунок заснований на вирішенні так званої оберненої задачі. Відповідно всі розміри проточної частини, які потрібно визначати, попередньо задаються з використанням спеціальної системи підказок. Після вибору розмірів виконується

розрахунок параметрів компресора з вибраними розмірами проточної частини. Якщо параметри не задовольняють завданням, розміри

змінюються з урахуванням їх впливу на кінцеві параметри компресора. У розрахунку вибираються і змінюються не тільки розміри проточної частини, але і частота обертання ротора, а також деякі інші параметри, наприклад, швидкість повітря на вході в колесо.

В результаті розрахунків встановлено, що для даного двигуна повинен бути застосований турбокомпресор типу ТК60. За прототип конструкції прийнятий варіант, розроблений СКБТ (м. Пенза, Росія) під марками ТК18...30. При розробці турбокомпресора в проекті принципів змін в конструкцію турбокомпресора не вносилося. Змінено основні розміри і пропорції проточної частини компресора відповідно до розрахунків на задані параметри.

За результатами розрахунку наддувочного компресор задовольняє значенням витрати повітря, P_k і величині адіабатного ККД. Потужність, споживана компресором, становить 4240 кВт, частота обертання ротора 141590 об/хв.

5.2 Основа розрахунків проточної частини.

Загальні відомості про методику розрахунку. Розрахунок компресорної ступені виконується, як і розрахунки інших, досить складних технічних об'єктів, на підставі так званого спадного способу проектування. Цей спосіб при найзагальнішому розгляді, полягає в тому, що для проектного об'єкта з самого початку проектування вважають відомими початкові умови і більшість конструктивних параметрів, а далі виконується розрахункова перевірка відповідності конструктивних параметрів вимогам щодо забезпечення необхідних властивостей спроектованого об'єкта. Більш конкретно і стосовно до розрахунків компресорної ступені можна сказати, що тут вирішується так звана зворотна задача, коли відомі всі конструктивні параметри об'єкта, параметри енергопостачання і параметри робочого тіла на вході, а розраховуються параметри робочого тіла на виході з усіх ділянок проточної частини і на виході самого

					6.142.4221.01.ДР.Р05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		82

компресора. У разі невідповідності отриманих параметрів виконують наступне розрахункове наближення, коректуючи конструктивні параметри і параметри енергопостачання об'єкта проектування. Отже, такий спосіб проектування вимагає використання ряду наближень, ітерацій. І ці, можливо багаторазові повернення до початку розрахунків, не дотримуються вважати помилкою проектувальника, а необхідністю проходження певної методології, яка не має альтернативи при проектуванні складних технічних об'єктів.

Проточна частина представляється як набір ділянок (рис.1). Згідно вище сказаному, під час проектування компресорного ступеня, необхідно спочатку встановити всі основні геометричні параметри проточної частини ступеня, а також параметри енергопостачання, які повинні забезпечити задану степінь підвищення тиску P_k при заданій витраті повітря G і нормованому значенні адіабатного ККД компресора, $\eta_{ад}$.

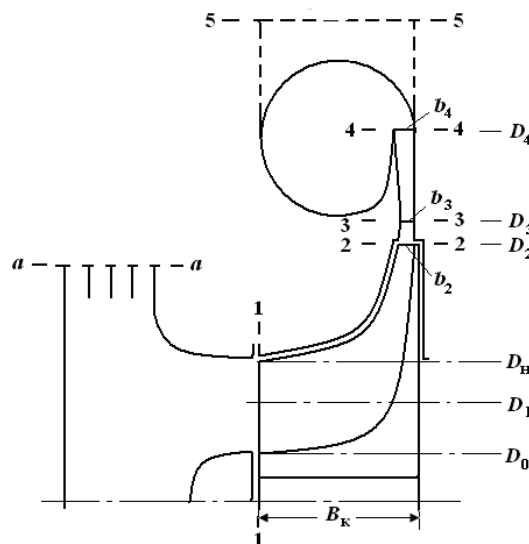


Рисунок 5.10. Схема проточної частини компресора

Всі геометричні параметри компресора є тими параметрами, які потрібно визначити на підставі розрахунку. У той же час зараз не існує достатньо простого способу їх встановити, крім як призначити їх попередньо, а потім перевірити, чи правильно зроблений вибір.

Для зменшення кількості можливих ітерацій при розрахунках існують спеціально розроблені рекомендації відносно попереднього вибору потрібних параметрів у вигляді довідників, діаграм, графіків і ін.

На цій підставі було отримано значення зовнішнього діаметра колеса компресора D_2 . Доцільно звернути увагу на те, що цей вибір також слід вважати переднім, тому що в ході розрахунків ступеня може виникнути ситуація, коли виникне потреба змінити обраний типорозмір, якщо він не зможе задовольнити встановленим обмеженням. У функції від обраного D_2 попередньо призначаються діаметри D_3 і D_4 (див. Рис.1).

Наступним параметром, який теж визначається попередньо і також може бути замінений іншим значенням після отримання кінцевого результату, є окружна швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса u_2 . Це параметр, який визначає умови енергопостачання компресорного ступеня. З рівняння Ейлера відомо, що u_2 є основним фактором, який визначає значення повної внутрішньої роботи L_i , виконуваної компресором над кожною одиницею маси повітря. Параметр L_i , в свою чергу, пов'язаний зі степенню підвищення тиску P_k складною залежністю, яка може бути повністю реалізована тільки після виконання розрахунків всіх елементів ступені. Разом з тим існує приблизна залежність між P_k , u_2 і L_i , яка заснована на використанні коефіцієнта напору компресора, який вибирається орієнтовно (для даного компресора = 1,25 ... 1,45). У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресора L_i використовується адіабатна робота компресорного ступеня $L_{ад}$, яка на відміну від першої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступеня.

$$\bar{H}_k = \frac{L_{ад}}{\frac{U_2^2}{2}},$$

З якого

$$U_2 = \sqrt{\frac{2L_{ад}}{\bar{H}_k}},$$

де

					6.142.4221.01.ДР.Р05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		84

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} RT_0 (\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)$$

Вибір виконується по довідковій таблиці, де його значення пов'язане з зовнішнім діаметром колеса D_2 , а також з наявністю або відсутністю лопаткового дифузора. Після визначення u_2 частота обертів ротора в хвилину знаходиться за формулою

$$n_{\text{тк}} = \frac{60U_2}{\pi D_2}$$

Коли швидкість u_2 визначається перший раз, її знаходять за наведеною вище формулою. При виконанні розрахунків в наступних наближеннях значення швидкості u_2 можна задавати просто числом, з огляду на отриманий раніше результат, і відповідно збільшуючи або зменшуючи попереднє значення. Якщо такий спосіб незручний через відповідні зміни програми розрахунку, можна використовувати для визначення правильного значення u_2 записану вище формулу, в якій слід змінювати в потрібному напрямку попередньо вибране значення $\bar{H}_k$.

$$\bullet \quad G = f_{\text{ср}}, \quad (1)$$

$$\bullet \quad \rho = \frac{P}{RT}, \quad (2)$$

$$\bullet \quad P'' = P' \left(\frac{T''}{T'} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (3)$$

$$\bullet \quad T'' = T' \left(\frac{P''}{P'} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (4)$$

$$\bullet \quad T'' = T' + \frac{c'^2 - c''^2}{2010}, \quad (5)$$

$$\bullet \quad T'' = T' + \frac{U_2^2}{2C_p} [2(\mu + \alpha_{me}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2], \quad (6)$$

$$\bullet \quad \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} - \frac{L_r \Big|_r}{R(T'' - T')}, \quad (7)$$

$$\bullet \quad \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \eta_{\Pi}, \quad (8)$$

$$\bullet \quad \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \frac{1}{\eta_{\Pi}}, \quad (9)$$

$$\bullet \quad L_r = \xi \frac{c'^2}{2}, \quad (10)$$

$$\bullet \quad L_r = \xi \frac{c''^2}{2}, \quad (11)$$

де всі позначення відповідають зазначеним.

При розрахунку кожної ділянки проточної частини використовується, звичайно, частка записаної системи рівнянь. У розрахунковій методиці наведені вирази дещо змінені і доповнені з урахуванням геометричних особливостей проточної частини, а також з урахуванням залучення ряду розрахункових формул емпіричного характеру, які застосовуються для обчислень окремих параметрів. Наприклад, для обчислення величини кута виходу потоку з безлопаткового дифузора після напіввідкритого робочого колеса використовується спеціальна формула.

5.3 Визначення основних параметрів двигуна, типорозміру компресора і окружної швидкості на зовнішньому діаметрі колеса.

В даному розділі визначаються основні параметри двигуна, зовнішній діаметр колеса компресора і окружна швидкість на цьому діаметрі. Параметри двигуна встановлюються по заданому значенню Π_k , найменуванню двигуна по ДСТу і частоті обертання колінчастого валу.

5.3.1. Розрахунок основних параметрів двигуна заснований на використанні простих ви-разів, запозичених з теорії ДВЗ.

Метою розрахунку є визначення витрати повітря через двигун, його потужності і середнього ефективного тиску.

Дано: D, S, n, i, g_e .

визначити: Q, N_e, P_e .

Всі обчислення відповідають табл. 5.1.

При розрахунках враховується наступне.

1. Для визначення витрати повітря через двигун орієнтовно, в залежності від типу і призначення двигуна приймаються значення $g_e, \varphi_a, \psi, \varepsilon, \alpha, \gamma_r, \Delta T_a, T_r, T_{w1}, \eta_{ox}$ позначення яких відповідають прийнятим в двигунобудуванні: g – питома ефективна витрата палива; φ_a – коефіцієнт продування; ψ – частка ходу поршня, втрачена на продувку (для двотактних машин); ε – ступінь стиснення; α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні; γ_r – коефіцієнт залишкових газів; ΔT_a – підігрів повітряного заряду циліндра; T_r – температура залишкових газів; T_{w1} – температура води перед входом в охолоджувач наддувочного повітря (ОНВ); η_{ox} – ККД ОНП.

Слід мати на увазі, що величини g_e і α не впливають на параметри проточної частини компресора. Вони використовуються тільки для наближеної оцінки параметрів двигуна.

Масова витрата повітря через двигун рахується по (1.26), табл.5.1. Тут і далі в круглих дужках вказуються рядки таблиць, наведених в якості копій розрахунків в даному проекті.

					6.142.4221.01.ДР.Р05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		87

Таблиця.5.1.Визначення основних параметрів двигуна и турбокомпресора

1.1.	D , м	Згідно завдання на проектування	0,35	Діаметр циліндру
1.2.	S , м		0,44	Хід поршня
1.3.	n , об/хв		750	Обороти колінчатого вала
1.4.	i		8	Кількість циліндрів
1.5.	g_e , кг/кВт·г		0,174	Питома витрата пального
1.6.	χ		2	Коефіцієнт тактності
1.7.	φ_a		1	Коефіцієнт продувки
1.8.	ψ		0	Доля ходу поршня, витрачена на продувку
1.9.	ε		13,5	Ступінь стискання
1.10.	α		2,68	Коефіцієнт надлишку повітря
1.11.	γ_r		0,02	Коефіцієнт залишкових газів
1.12.	ΔT_a , К		25	Підігрів заряду від стінок циліндру
1.13.	T_r , К		800	Температура остаточних газів
1.14.	T_o , К		313	Температура навколишнього середовища
1.15.	P_o , Па		100000	Тиск навколишнього середовища
1.16.	T_{w1} , К		320	Температура охолоджуючої рідини на вході
1.17.	P_k	Згідно завдання на проектування	3,8	Ступінь підвищення тиску
1.18.	$\eta_{ад}$		0,82	Адiabатний ККД компресора
1.19.	$\eta_{ох}$		0,97	ККД охолоджувача наддувального повітря
1.20.	$Z_{тк}$		1	Кількість паралельно з'єднаних турбокомпресорів
1.21.	P_s , Па	$P_s = 0,98 \cdot P_o \cdot \Pi_K$	372400	Тиск повітря в ресивері
1.22.	T_k , К	$T_k = T_o \left(1 + \frac{\Pi_K^{0,286} - 1}{\eta_{ад}} \right)$	490,47	Температура повітря за компресором
1.23.	T_s , К	$T_s = T_k - \eta_{ох} (T_k - T_{w1})$	325,11	Температура повітря в ресивері
1.24.	T_a , К	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$	358,94	Температура повітря на початку стиску
1.25.	η_n	$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$	0,9303	Коефіцієнт наповнення циліндру
1.26.	G , кг/с	$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{R T_s} \eta_n \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \varphi_a (1 - \psi) / Z_{тк}$	7,86	Масовий розхід повітря
1.27.	Q , м³/с	$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{G \cdot R \cdot T_{0n}}{P_{0n}}$	7,06	Об'ємний розхід повітря
1.28.	N_e , кВт	$N_e = \frac{3600 \cdot G}{g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot \varphi_a}$	4243	Потужність двигуна
1.29.	P_e , МПа	$P_e = \frac{3,6 \cdot P_s \cdot \eta_n}{R \cdot g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot T_s}$	2,00	Середній ефективний тиск циклу

На підставі наданого в таблиці 1 маємо:

$$Q = 7,06 \text{ м}^3/\text{с}, \quad N_e = 4243 \text{ кВт}, \quad p_e = 2,00 \text{ МПа}.$$

5.3.2. Визначення типорозміру компресора

Можливий типорозмір компресора знаходимо на підставі поля витрат Пензенського СКБТ за параметрами P_k і Q . Відповідно до рис.5.11, типорозмір турбокомпресора визначається в залежності від положення точки А. Положення точки відповідає типорозміру ТК50, якщо вважати правильною добавку площі типорозміру. Цей типорозмір можна обрати у якості першого наближення. Після

ряду обчислень було остаточно встановлено, що діаметр D_2 має дорівнювати 600мм.

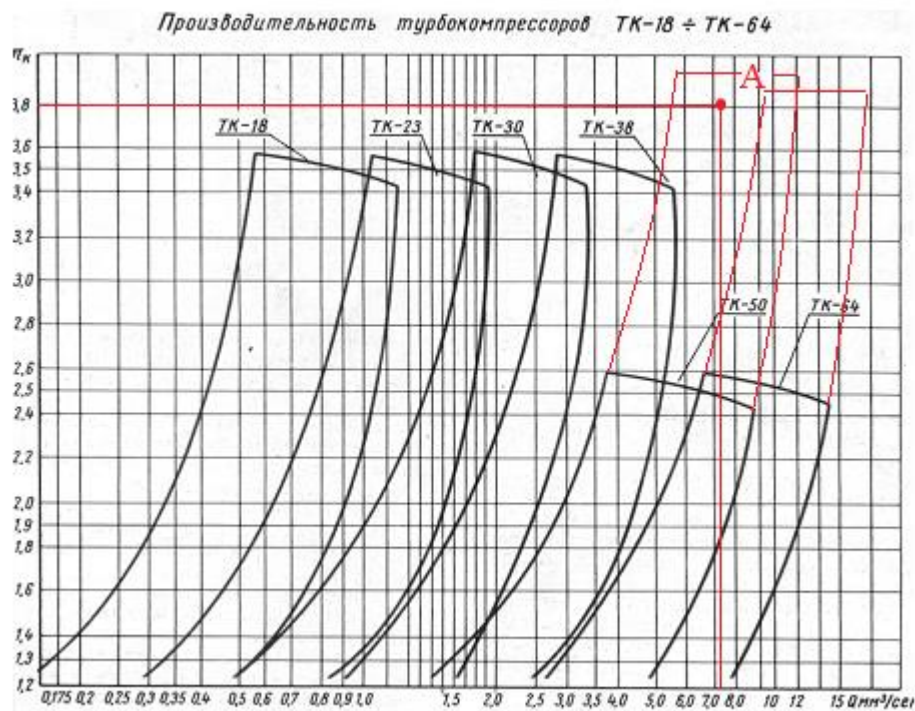


Рисунок 5.11. До визначення типорозміру турбокомпресора

5.3.3. Визначення окружної швидкості u_2 .

Окружна швидкість визначається спочатку попередньо. В основі визначення лежить зв'язок, встановлений рівнянням Ейлера. У різних джерелах прямий зв'язок u_2 і витрат енергії на зміну параметрів стану повітря в компресорі зазнав ряду змін, що не змінює суті сказаного. Зокрема, для обчислення u_2 в проекті використовується параметр $\bar{H}_k$, так званий коефіцієнт напору компресора. Обчислення виконані відповідно до табл.5.2.

Метою розрахунку є визначення окружної швидкості колеса u_2 на зовнішньому діаметрі D_2 .

Дано: $\bar{H}_k, \pi_k$.

Визначити: u_2 .

Всі обчислення відповідають табл. 5.2.

При розрахунках враховується наступне.

1. Велічина u_2 встановлюється в функції D_2 і типу дифузора компресора. Цей параметр повинен складати в нашому випадку 1,38 ... 1,45. На початку розрахунків він приймається попередньо.

Таблиця 5.2. Визначення окружної швидкості u_2

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
2.1.	$\bar{H}_K$	$\bar{H}_K = f(D_2)$	1,45	Коефіцієнт напору компресора
2.2.	L_{a0} , Дж/кг	$L_{a0} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1)$	143460,0	Адіабатна робота компресорної ступені
2.3.	u_2 , м/с	$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{a0}}{\bar{H}_K}}$	444,83	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

На основі послідовних обчислень маємо остаточно, в останньому наближенні, $\bar{H}_K = 1,45$ і $u_2 = 444,83$ м / с (2.1, 2.3).

5.3.4 Розрахунок вхідної ділянки (ділянка а-1, рис.5.10)

3.1. Загальні відомості про процеси на ділянці. На ділянці (а – 1, рис.5.10) виконується фільтрація повітря, глушіння шуму всмоктування і збільшення швидкості потоку повітря до початкової швидкості на вході в робоче колесо компресора. Конструктивна схема ділянки відповідає рис.1. Взагалі, конструкція ділянки є коліноподібною. Всі обчислення відповідають табл. 5.3.

Початкова швидкість повітря вибирається в межах 30 ... 40 м / с, щоб забезпечити необхідний рівень шуму і якісну фільтрацію. При проходженні повітря через вхідну ділянку швидкість зростає, тиск і температура падають.

У нашому випадку прийнята $C_a = 30$ м/с.

3.2. Розрахунок ділянки (а - 1) заснований на використанні виразів (1 ... 5, 7, 10).

Метою розрахунку є визначення параметрів потоку повітря перед колесом (за конфузором).

Дано: $P_a, T_a, c_a, \bar{c}_m, \xi_1$.

Визначити: c_1, n_1, P_1, T_1 .

При розрахунках враховується наступне.

1. При розрахунках ділянки і при подальших розрахунках проточної частини може змінюватися параметр $\bar{C}_m$. Він вибирається в межах 0,2 ... 0,35 і конкретизується в залежності від результатів розрахунків, в результаті ряду послідовних наближень. У нашому випадку остаточно отримано $\bar{C}_m = 0,25$ (3.1).

При розрахунку ділянки контролюється величина показника політропи.

Показник політропи зміни параметрів, n_1 , на даній ділянці повинен складати 1,33 ... 1,405 (контрольні значення, середні статистичні по експериментальній оцінці). У нашому випадку він дорівнює 1,381 (з розрахунку, (3.11)), що входить в допустимі межі.

В результаті розрахунків маємо зазначені в табл.5.3 значення температури, тиску, щільності і швидкості повітря за ділянкою.

Таблиця 5.3. Розрахунок вхідної ділянки (а-1)

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
3.1.	$\bar{C}_m$		0,25	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
3.2.	C_a , м/с		30	Швидкість повітря на вході
3.3.	C_p , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
3.4.	C_1 , м/с	$C_1 = \bar{C}_m \cdot u_2$	111,2	Швидкість повітря перед колесом компресора
3.5.	T_a , К	$T_a = T_0 + (2 \dots 5)K$	305	Температура після глушника
3.6.	T_1 , К	$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$	299,3	Температура повітря перед колесом
3.7.	P_a , Па	$P_a = (0,97 \dots 0,99) \cdot P_0$	99000	Тиск після глушника
3.8.	ξ_1		0,05	Коефіцієнт опору для вхідної ділянки
3.9.	L_{r1} , Дж/кг	$L_{r1} = \xi_1 \frac{C_1^2}{2}$	309,18	Газодинамічні втрати енергії на вхідній ділянці 1
3.10.	k_{n1}	$k_{n1} = \frac{n_1}{n_1 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{r1}}{R(T_1 - T_a)}$	3,63	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 1 (вхідна ділянка)
3.11.	n_1	$n_1 = \frac{k_{n1}}{k_{n1} - 1}$	1,381	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
3.12.	P_1 , Па	$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}}$	92445,3	Тиск повітря перед колесом

Таким, чином, на підставі обчислень маємо:

Абсолютна швидкість повітря на вході в колесо $C_1 = 111,2$ м/с.

Показник політропи стиснення на ділянці $n_1 = 1,381$.

Тиск повітря за ділянкою $P_1 = 92445,3$ Па

Температура повітря за ділянкою $T_1 = 299,3$ К.

Після виконання розрахунків ділянки потрібно проконтролювати параметри, вказані у таблиці 1а. Значення отриманих параметрів записані у таблиці жирним шрифтом під допустимими границями.

Таблиця 5.1а. Контрольні параметри на вхідній ділянці

№	Параметр	Бажані границі	Назва
1.	$\bar{C}_m = C_1/u_2$	0,20...0,35 0,25	Коефіцієнт розходу ступені компресора
2.	$Ca, \text{ м/с}$	30...40 30	Швидкість повітря на вході
3.	ξ_1	0,05...0,15 0,05	Коефіцієнт опору для вхідної дільниці
4.	n_1	1,33...1,40 5 1,381	Показник політропи стиску повітря

Як видно з таблиці, усі контрольні параметри знаходяться в допустимих межах.

5.3.5. Розрахунок робочого колеса компресора (ділянка 1-2, рис.5.10)

Загальні відомості про процеси на ділянці. Робоче колесо відцентрового компресора призначене для постачання енергії потоку повітря і часткового перетворення кінетичних параметрів потоку в статичні. Особливістю роботи колеса є те, що одночасно з постачанням енергії в ньому відбувається часткове

перетворення кінетичної енергії в потенційну. Колесо слід розглядати як набір дифузорів, що обертаються, і в яких відбувається постачання енергії потоку повітря в кінетичній формі (у вигляді підвищення швидкості молекул за рахунок залучення їх лопатками в обертальний рух; при цьому виникає відцентрова сила, яка змушує частинки одночасно з обертним рухом переміщатися від центру обертання до периферії). Одночасно з постачанням кінетичної енергії в колесі відбувається уповільнення потоку в напрямку осі його руху (у відносному русі) за рахунок того, що міжлопаткові канали колеса мають перетин, що збільшується від входу потоку до виходу, тобто є дифузорним.

Притому, що абсолютні швидкості потоку повітря на виході з колеса за рахунок постачання енергії в колесі стають значно вище вхідних, їх величина була б істотно вище, якби канали колеса не були б дифузорними. Їх дифузорність і є однією з причин часткового перетворення енергії в колесі таким чином, що на виході з колеса в потоці має місце як кінетична енергія (за рахунок високої абсолютна швидкості потоку), так і приблизно така ж частина потенційної енергії (за рахунок збільшеного статичного тиску повітря). Крім цього, в потоці зростає окружна складова швидкості часток повітря. Зростання окружної швидкості, згідно з газовою динамікою, теж пов'язане з ростом потенційної енергії повітряного потоку (зростанням тиску). Робоче колесо компресора в процесі роботи не охолоджується. З усіх ділянок проточної частини саме робоче колесо має найбільший ККД, що пояснюється особливостями течії повітря на цій ділянці (при інших рівних умовах дифузори, що обертаються, є найбільш ефективними перетворювачами енергії).

5.3.6 Розрахунок та конструювання робочого колеса.

Для даного компресора колесо виконано складовим: окремо виготовляється ОСА під тиском по виплавленої моделі, який стикується з основним колесом, лопатки якого мають чисто радіальний напрямок (типу радіальної зірки).

					6.142.4221.01.ДР.Р05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		93

Основне колесо виконується фрезеруванням з попередньо багаторазово прокованої алюмінієвої заготовки, що робить метал позбавленим кристалічних утворень. Колесо компресора напіввідкрите. ОСА має складну просторову форму, його лопатки відігнуті в осьовому напрямку, причому кут відгину змінюється з радіусом деталі.

Дано: $P_1, T_1, C_1, U_2,$
 $D_0, D_H, D_1, D_2, B_K, z_K, \eta_{п2},$
 $\alpha_{ТВ}, \varphi_{2r}, \bar{c}_m$

Визначити: $P_2, T_2, \rho_2, c_2, \alpha_2,$
 b_2

Розрахунки колеса виконані відповідно до табл. 5.4.

При профілюванні ОСА вигини лопатей виконуються відповідно до рекомендацій. Згідно з цими рекомендаціями профілі осьових ліній лопатей виконуються по параболам, координати яких x і y .

Ці координати обчислюються на основі формули

$$y = \frac{x^m}{p},$$

де m звичайно дорівнює 2; p – так званий параметр параболи; при $m = 2$

$$p = 2x_{\max} \operatorname{tg} \beta_{л1}.$$

При побудові відгину слід вважати, що на всіх виділених діаметрах довжина зігнутої частини однакова і дорівнює $L_{ОСА}$ ($x_{\max}$). Координати обчислюються за програмою, копія результатів представлена в табл.5. Координата x_1 відповідає $0,25L_{ОСА}$, x_2 - $0,5L_{ОСА}$, x_3 - $0,75L_{ОСА}$, x_4 - $L_{ОСА}$. Координати y відповідають координатам x .

Таблиця.5.4. Розрахунок та конструювання робочого колеса (ділянка 1-2)

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
4.1	D_2 , м		0,6	Зовнішній діаметр колеса компресора
4.2	D_o , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,13	Діаметр втулки колеса компресора
	ψ		1	коефіцієнт в формулі для $\alpha_{тв}$
4.3	$\alpha_{тв}$	$\alpha_{тв} = \frac{\psi}{\pi} \frac{1}{10^3 (b_2 / D_2)(\bar{c}_m)}$	0,05	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію у першому наближенні
4.4	Φ_{2r}		0,32	Коефіцієнт розходу робочого колеса
4.5	z_k		23	Число лопаток робочого колеса компресора
4.6	ρ_1	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	1,0762	Густина повітря перед входом в колесо
4.7	f_1	$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$	0,0657	Площа на вході в колесо
4.8	D_H	$D_H = \sqrt{D_o^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$	0,3170	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
4.9	a	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,528	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
4.10	D_1	$D_1 = \sqrt{\frac{D_o^2 + D_H^2}{2}}$	0,2423	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
4.11	μ	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_k \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,9019	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р05

Аркуш

95

Продовження таблиці 5.4 - Розрахунок та конструювання робочого колеса
(ділянка 1-2)

4.12	T_2, K	$T_2 = T_1 + \frac{u_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_{am}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + C_m^2 \right]$	403,31	Температура повітря за колесом компресора
4.13	ξ_{OCA}		0,34	Коефіцієнт опору руху повітря в OCA
4.14	ξ_{PK}	$\xi_{PK} = -0,6891 \cdot ? + 0,6155$	0,15	Коефіцієнт опору руху повітря в радіальній частині колеса
4.15	$L_{r2}, Дж/кг$	$L_{r2} = L_{rOCA} + L_{rPK} = \xi_{OCA} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} + \xi_{PK} \cdot \frac{C_{2r}^2}{2}$	9162,72	Газодинамічні втрати енергії на колесі
4.16	k_{n2}	$k_{n2} = \frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{r2}}{R(T_2 - T_1)}$	3,13	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 2 (робоче колесо)
4.17	n_2	$n_2 = \frac{k_{n2}}{k_{n2} - 1}$	1,469	Показник політропи стиску повітря на ділянці 2
4.18	η_{n2}	$\eta_{n2} = \frac{\frac{n_2}{n_2 - 1}}{\frac{k}{k - 1}}$	0,911	Політропний ККД колеса
4.19	$P_2, Па$	$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	235294,75	Тиск повітря за колесом компресора
4.20	β_{11}	$\beta_{11} = \arctg \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right)$	31,8	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
4.21	i_1		4	Кут атаки вхідної кромки OCA
4.22	β_{1a}	$\beta_{1a} = \beta_{11} + i_1$	35,8	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
4.23	$\delta_1, м$		0,001	Товщина лопаті на вході в колесо
4.24	τ_1	$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1H}}$	0,987	Коефіцієнт захарашення потоку повітря на вході в OCA
4.25	$C_1^1, м/с$	$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$	112,66	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захарашення
4.26	β_{11}^1	$\beta_{11}^1 = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1} \right)$	32,1	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарашення лопатками OCA
4.27	β_{1H}	$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H} \right)$	25,6	Кут входу потоку на діаметрі D_H
4.28	β_{10}	$\beta_{10} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_0} \right)$	49,5	Кут входу потоку на діаметрі D_0
4.29	$w_{1H}^1, м/с$	$w_{1H}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}$	260,6	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H
4.30	$w_{11}^1, м/с$	$w_{11}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}}$	212,0	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
4.31	λ_{hw}	$\lambda_{hw} = \frac{w_{11}^1}{\sqrt{\frac{2}{k+1} \cdot \frac{k}{R} \cdot T_a}}$	0,814	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
4.32	$C_{2u}, м/с$	$C_{2u} = \mu \cdot u_2$	401,18	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову
4.33	$C_{2r}, м/с$	$C_{2r} = \varphi_{2r} \cdot u_2$	142,35	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2
4.34	$C_2, м/с$	$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}$	425,69	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса

Продовження таблиці 5.4 - Розрахунок та конструювання робочого колеса
(ділянка 1-2)

4.35	α_2	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right)$	19,54	Кут потоку повітря на виході з колеса
4.36	M_{C_2}	$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$	1,054	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
4.37	ρ_2 , кг/м ³	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$	2,033	Густина повітря на виході з колеса
4.38	b_2 , м	$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$	0,01441	Ширина колеса на виході
4.39	w_2 , м/с	$w_2 = \sqrt{(u_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}$	148,89	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
4.40	B_k , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,155	Осьова довжина проточної частини колеса
4.41	l_2 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,095	Осьова довжина колеса на діаметрі D_1 у межах чисто радіальної частини лопаток
4.42	l_{oca} , м		0,060	Осьова довжина ОСА на діаметрі D_1
4.43	t , м	$t = \frac{\pi \cdot D_1}{z_k}$	0,033	Коловий крок лопаток на діаметрі D_1
4.44	$\delta_{x \max}$, м	$\delta_{x \max} = \frac{\delta_1}{\sin \beta_{1,1}}$	0,00171	Товщина перетину вхідної кромки лопатки у коловому напрямку
4.45	$\delta_{x=0}$	Обирається конструктивно. Зазвичай більше $\delta_{x \max}$	0,005	Товщина лопатки на діаметрі D_1 у місці перетину з заднім диском
4.46	θ'	$\theta' = \arctg \frac{\sin^2 \beta_{1,1} \cos^2 \beta_{1,1}}{\sin^3 \beta_{1,1} \cos^2 \beta_{1,1} + \frac{l_{oca}}{t - \delta_{x \max}}}$	6,28	Кут дифузорності міжлопаткового каналу на вході
4.47	θ_{cp}	$\theta_{cp} = 2 \arctg \left\{ \frac{t(1 - \sin \beta_{1,1}) - (\delta_{x=0} - \delta_{x \max} \sin \beta_{1,1})}{x_{\max} \left[\frac{1}{\sin \beta_{1,1}} + \operatorname{tg} \beta_{1,1} \ln \left(\frac{1 + \cos \beta_{1,1}}{\sin \beta_{1,1}} \right) \right]} \right\}$	0,95	Середній кут дифузорності циліндричного перетину каналу ОСА
4.48	?	$w = w_2 / w_1^1$	0,7022	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі
	α_{TB}	$\alpha_{TB} = \frac{\psi}{\pi} \frac{1}{10^3 (b_2 / D_2) (\bar{c}_m)}$	0,05	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію у другому наближенні
	ρ_k	$\rho_k = 1 - \frac{C_{2u}}{2u_2}$	0,55	Степінь реакції колеса
	b_2 / D_2		0,02	Відношення ширини колеса на виході до зовнішнього діаметру

Таким чином, на основі розрахунків маємо такі основні результати.

Тиск повітря за колесом $P_2 = 235294,75$ Па.

Температура повітря за колесом $T_2 = 403,31$ К.

Щільність повітря за колесом $\rho_2 =$

Абсолютна швидкість повітря за колесом $c_2 = 425,69$ м/с.

Кут виходу повітря з колеса $\alpha_2 = 19,54^\circ$.

Ширина колеса на виході $b_2 = 0,0144$ м.

Таблиця 5.5 - Координати точок осьових ліній відгинів лопаток ОСА

Диаметр D_1		
p	$p = 2x_{\max} \operatorname{tg} \beta_{1\text{Л}}^1$	0,087494309
x_1		0,015
x_2		0,030
x_3		0,045
x_4		0,060
y	$y = \frac{x^m}{p}$	
y_1		0,00257
y_2		0,01029
y_3		0,02314
y_4		0,04115
Диаметр D_n		
p	$p = 2x_{\max} \operatorname{tg} \beta_{1\text{НЛ}}^1$	0,068198907
x_1		0,015
x_2		0,030
x_3		0,045
x_4		0,060
y	$y = \frac{x^m}{p}$	
y_1		0,00330
y_2		0,01320
y_3		0,02969
y_4		0,05279
Диаметр D_0		
p	$p = 2x_{\max} \operatorname{tg} \beta_{1\text{НО}}^1$	0,161899884
x_1		0,015
x_2		0,030
x_3		0,045
x_4		0,060
y	$y = \frac{x^m}{p}$	
y_1		0,001390
y_2		0,005559
y_3		0,012508
y_4		0,022236

Меридіанний перетин колеса зображений на кресленні №1. Там же зображені перетини ОСА та трикутники швидкостей на вході. Креслення виконано на підставі таблиць 4 та 5.

При розрахунках колеса необхідно витримати бажані контрольні параметри.
У табл.6 вони показані жирним шрифтом під бажаними границями діапазонів.

Таблиця 5.6. Основні контрольні параметри робочого колеса

№	Параметр	Бажані границі	Назва
5.	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,50...0, 65 0,543	Відносний зовнішній діаметр входу
6.	$\bar{C}_m = C_1/u_2$	0,20...0, 35 0,28	Коефіцієнт розходу ступені компресора
7.	φ_{2r}	0,25...0, 35 практич но 0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
8.	ψ	1...4 1	Коефіцієнт для обчислення α_{TB}
9.	z_K	12...23 23	Кількість лопаток робочого колеса компресора
10.	$\eta_{п2} = \frac{\frac{n_2}{n_2 - 1}}{\frac{k}{k - 1}}$	0,82...0, 92 0,911	Політропний ККД колеса

Продовження таблиці 5.6. Основні контрольні параметри робочого колеса

11.	$\xi_{\text{ОСА}}$	0,10...0,35 0,34	Коефіцієнт опору руху повітря в ОСА
12.	n_2	1,44...1,55 1,498	Показник політропи стиску повітря на ділянці 2
13.	$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right)$	30...40° 31,8°	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
14.	$\beta_{1л} = \beta_{11} + i_1$	32...50° 35,8°	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
15.	$\lambda_{\text{hw}} = \frac{w_{\text{н}}^1}{\sqrt{\frac{2}{k+1} \frac{k}{R} T_a}}$	< 0,95 0,814	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
16.	$\alpha_{\text{тв}} = \frac{\psi}{\pi} \frac{1}{10^3 (b_2/D_2) \bar{c}_m}$	0,04...0,08 0,05	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію у першому наближенні

Продовження таблиці 5.6. Основні контрольні параметри робочого колеса

17.	$\theta' = \arctg \frac{\sin^2 \beta_{1л} \cos^2 \beta_{1л}}{\sin^3 \beta_{1л} \cos^2 \beta_{1л} + \frac{l_{OCA}}{t - \delta_{x\max}}}$	$< 15^\circ$ 6,28°	Кут дифузорності міжлопаткового каналу на вході
18.	$\theta_{cp} = 2 \arctg \left\{ \frac{t(1 - \sin \beta_{1л}) - (\delta_{x=0} - \delta_{x\max} \sin \beta_{1л})}{x_{\max} \left[\frac{1}{\sin \beta_{1л}} + tg \beta_{1л} \ln \left(\frac{1 + \cos \beta_{1л}}{\sin \beta_{1л}} \right) \right]} \right\}$	$< 15^\circ$ 0,95	Середній кут дифузорності циліндричного перерізу каналу ОСА
19.	$\dot{w} = w_2 / w_1$	0,70...0,7 5 0,7022	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі
20.	b_2 / D_2	0,02...0,0 8 0,02	Відношення ширини колеса на виході до зовнішнього діаметру

Як видно, контрольні параметри знаходяться в дозвільних границях

5.3.7 Безлопатковий дифузор (ділянка 2-3, рис.5.10)

Загальні відомості про процеси на ділянці.

Ділянка 2-3 (БЛД) виконується у вигляді щілини за колесом. Площа перетину каналу БЛД, перпендикулярна струму повітря, зростає від входу до виходу. Отже, канал дифузорний. Зазвичай $D_3 = (1,2 \dots 1,4) D_2$, але не більше $1,8 D_2$. На цій ділянці немає робочих органів, отже, немає підведення енергії. Мають місце газодинамічні втрати. Теплообмін відсутній. При перебігу повітря через ділянку (ділянка дифузорна) абсолютна швидкість падає, тиск і температура зростають. В даному проекті БЛД є ділянкою перед лопатковим дифузором, і він служить для зниження

швидкості потоку за колесом до дозвуковій. Крім того, він потрібен для «заспокоєння» потоку або вирівнювання поля швидкостей за колесом. Для вирівнювання поля швидкостей досить протяжності, рівній $0,2D_2$.

У той же час для того, щоб швидкість потоку повітря знизилася до дозвуковій, протяжність ділянки БЛД може бути більше, так як вона повинна визначатися в залежності від параметрів потоку повітря на виході.

Якщо абсолютна швидкість потоку за дифузором перевищує звукову, діаметр D_3 слід збільшувати, поки не буде отримана необхідна швидкість потоку за ним. Меридіанний профіль безлопаткового дифузора виконується відповідно до рекомендацій посібника до курсового проектування. Відповідно до нього ширина щілини за колесом кілька звужується до початку лопаткового дифузора. Задня стінка каналу є продовженням каналу колеса, а передня стінка відхиляється для додання профілю меридіанного перетину обраної закономірності. Таким чином, ширина каналу дифузора спочатку дорівнює b_2 , а далі визначається прийнятим законом профілювання і залежить від значення діаметра D_3 .

При розрахунку даної ділянки необхідно знати кут виходу потоку з БЛД. Він визна-чається з використанням закону руху потоку повітря через цю ділянку. Потік повітря в безлопатковому дифузорі (БЛД) рухається по складній траєкторії. Ядро потоку і пристінкові області мають свої закономірності руху, що залежать від опору руху повітря в кожній області. Існують різні методики і залежності для визначення кута виходу потоку, що в різній степені враховують відмічені закономірності. У КП пропонується досить проста залежність для визначення усередненого кута виходу потоку з безлопаточного дифузора, придатна для технічних розрахунків компресора з напіввідкритим колесом типу радіальної зірки. Відповідно до цієї формули кут виходу потоку з дифузора зазвичай більше кута входу. При $\alpha_3 < 15^\circ$ потік в дифузорі стає нестійким. Збільшенню кута сприяє звуження дифузору в меридіанному перерізі.

5.3.8 Розрахунок БЛД.

Розрахунок заснований на використанні рівнянь (1,2,3,4,5,7,8,10) і ряду додаткових, які враховують реальну геометрію ділянки і особливості перебігу повітря через нього. Зокрема, використовується напівемпіричної рівняння для визначення кута виходу абсолютні швидкості з дифузора α_3 .

Метою розрахунку є визначення параметрів повітря за дифузором. Крім цього визначається кут виходу потоку повітря з дифузора.

Дано: $P_2, T_2, \rho_2, \alpha_2, \xi_3, b_2, D_2, D_3, b_3$

Визначити: $P_3, T_3, \rho_3, c_3, \alpha_3$.

При розрахунках враховується наступне.

1. Діаметр дифузора на виході D_3 вибирається в результаті ряду послідовних наближень, щоб задовольнити умові $M_{c3} < 0,85$, що відповідає дозвуковій течії потоку за БЛД. При цьому довжина БЛД повинна забезпечити вирівнювання поля швидкостей в потоці.

Всі розрахунки БЛД відповідають таблиці 5.6.

Таблиця 5.6. Розрахунок безлопаткового дифузору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
5.1.	D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,740	Діаметр на виході з БЛД
5.2.	y		0,75	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
5.3.	b_3 , м	$b_3 = y \cdot b_2$	0,011	Ширина БЛД на виході
5.4.	b_{2a} , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,01500	Ширина БЛД на вході
5.5.	C_{r2a} , м/с	$C_{r2a} = c_{2r} \frac{b_2}{b_{2a}}$	132,86	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2 на вході в БЛД
5.6.	C_{2a} , м/с	$C_{2a} = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{r2a}^2}$	422,61	Швидкість потоку повітря на вході в БЛД
5.7.	ξ_3		0,14	Коефіцієнт опору в БЛД
5.8.	L_{r3} , Дж/кг	$L_{r3} = \xi_3 \cdot \frac{C_{2a}^2}{2}$	12501,90	Газодинамічні втрати енергії в безлопатковому дифузори
5.9.	k_{n3}	$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{r3}}{R(T_3 - T_2)}$	2,45	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
5.10.	n_3	$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,69	Показник політропи стиску повітря на ділянці 2-3 (БЛД)
	η_{n3}	$\eta_{n3} = \frac{\frac{n_3}{n_3 - 1}}{\frac{k}{k - 1}}$	0,71	Політропний ККД БЛД
5.11.	$C_3^{(1)}$, м/с	320	299,88	Швидкість потоку повітря на виході з безлопаткового дифузора в першому наближенні
5.12.	T_3 , К	$T_3 = T_2 + \frac{C_{2a}^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$	447,43	Температура потоку повітря за БЛД
5.13.	P_3 , Па	$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	303484,86	Тиск повітря за БЛД
5.14.	ρ_3 , кг/м ³	$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$	2,363	Густина повітря на виході з колеса
5.15.	$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
5.16.	α_3	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot P_2}{b_3 \cdot P_3} \cdot \left[\frac{tg \alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \times \right. \right. \left. \left. \times (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1} \cdot \frac{M_{C2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right] \right]$	25,09	Кут виходу потоку повітря з БЛД
5.17.	C_3 , м/с	$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	299,88	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
5.18.	M_{C3}	$M_{C3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}$	0,70	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

В результаті ми маємо всі розміри БЛД і параметри потоку повітря за ним, необхідні для розрахунку наступної ділянки.

Діаметр на виході з БЛД $D_3 = 0,74$ м,

Ширина БЛД на виході $b_3 = 0,01$ м,

Тиск повітря на виході з БЛД $P_3 = 303484,86$ Па,

Температура повітря на виході з БЛД $T_3 = 447,43$ К,

Густина повітря на виході з БЛД $\rho_3 = 2,363$ кг/м³,

Абсолютна швидкість повітря за БЛД $c_3 = 299,88$ м/с,

Кут виходу повітря з БЛД $\alpha_3 = 25,09^\circ$.

При розрахунках БЛД контролювались певні параметри, вказані у таблиці 5.7. Отримані значення надані у таблиці жирним шрифтом під зазначеними межами

Таблиця 5.7. Основні контрольні параметри безлопаткового дифузора

№	Параметр	Бажані границі	Назва
1.	D_3 , м	0,72...0,744 0,74	Зовнішній діаметр (ЛД присутній)
2.	ξ_3	0,14...0,26 0,14	Коефіцієнт опору у БЛД
3.	$\lambda_{\text{БЛД}}$	0,015...0,03, навіть 0,0075...0,010 для крупних ТК, 0,25...0,04 для малих ТК 0,01	Коефіцієнт тертя у БЛД
4.	n_3	1,55...1,90 1,81	Показник політропи на ділянці
5.	$\eta_{\text{пз}}$	0,6...0,8 0,71	Політропний ККД БЛД
6.	$M_{\text{сз}}$	< 0,85 0,7	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

Як видно з таблиці, бажані границі не були порушені.

5.3.9 Лопатковий дифузор (ЛД, ділянка 3-4, рис.5.10)

Загальні відомості про процеси на ділянці ЛД. Ділянка 3-4 виконується у вигляді щілини за безлопатковим дифузором, в якій встановлені лопатки аеродинамічного профілю. Площа перетину каналів ЛД, перпендикулярна струму повітря, зростає від входу до виходу. Канали, таким чином, дифузорні. Задня стінка щілини зазвичай пряма і продовжує лінію задньої стінки колеса і БЛД. Передня

стінка може відхилитися в сторону всмоктування на кут до 6° . Протяжність ЛД зазвичай відповідає співвідношенню: $D_4 = (1,6 \dots 1,8) D_2$.

Кут установки лопаток на виході приймається на $12 \dots 18^\circ$ більше, ніж на вході, завдяки чому потік виходить з дифузора під істотно більшим кутом, ніж входить. У цьому одна з головних відмінностей ЛД по порівнянню з БЛД, де вихідний кут (при великій довжині БЛД) може бути навіть менше вхідного або все ж більше вхідного, але менше, ніж при русі повітря в щілини з лопатками. Відповідно, лопатковий дифузор при правильному конструюванні, на розрахунковому режимі, має більш високий ККД, ніж безлопатковий.

Комбінація з двох дифузорів: короткого безлопаткового і довгого лопаткового має більш високий ККД, ніж варіант з чисто безлопатковим дифузором. Вона дозволяє підвищити ефективність перетворення енергії в компресорі і в підсумку підвищити його ККД. У лопатковому дифузорі відбуваються процеси, подібні до описаних вище для безлопаткового дифузора. Тиск і температура повітря до виходу ростуть, швидкість по-струму знижується. Процес йде без підведення енергії і теплообміну. Призначенням ЛД є отримання такого тиску на виході, яке зазвичай буде вище заданого тиску P_k на величину втрат в равлику-повітрозбірнику, а швидкість потоку буде рівною $(0,75 \dots 1)c_1$. Якщо ж допустити деяке підвищення тиску в равлику, то тоді тиск за ЛД має бути трохи нижче, а швидкість вище, ніж вказано.

5.3.10 Розрахунок лопаткового дифузора (ЛД, ділянка 3-4 рис.5.10)

Метою розрахунку є визначення тиску, температури, щільності і швидкості потоку за ЛД. Розрахунок ЛД заснований на використанні рівнянь (1,2,3,4,5,7,8,10) і ряду додаткових, які враховують реальну геометрію ділянки і особливості перебігу повітря через неї. Зокрема, використовуються формули, що залежать від способу побудови середніх ліній профілів. У КП вони виконуються дугами кіл, причому побудова середніх ліній по цим залежностям забезпечує задані кути установки лопаток на вході і виході. У КП прийнята конструктивна схема ЛД,

					6.142.4221.01.ДР.Р05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		106

відповідна кресленню №4 (рис.8.). Лопатки ЛД виконуються у вигляді аеродинамічних профілів. Прийнято профіль NASA [3]. Розрахунок виконаний відповідно до табл. 5.7.

Дано: $P_3, T_3, \rho_3, c_3, \alpha_3, \alpha_4, \xi_4, b_3, D_3, D_4, \delta_m, z_{\text{лд}}$.

Визначити: P_4, T_4, c_4, ρ_4 .

При розрахунках враховується наступне.

1. Кут відхилення передньої стінки ЛД може становити $0...6^\circ$. У КП прийнятий кут відхилення $\delta_m = 3^\circ$.

2. Вихідний діаметр ЛД, D_4 , вибирається в діапазоні $(1,6 \dots 1,8) D_2$, щоб отримати тиск повітря за дифузором P_4 , що відповідає умові: $\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| \leq 0,05$.

3. Кути встановлення лопаток $\alpha_{3\text{л}}$ і $\alpha_{4\text{л}}$ обираються згідно рекомендаціям і коригуються залежно від отриманого кута розкриття еквівалентного дифузору та досягнення кінцевого тиску. Розрахунок ділянки відповідає табл. 7. В результаті ми маємо все необхідні параметри, як для розрахунку наступної ділянки, так і для конструювання ЛД.

Таким чином, шляхом послідовних наближень, в тому числі змін u_2 встановлено:

Діаметр ЛД на виході $D_4 = 0,96\text{м}$,

Ширина ЛД на виході $b_4 = 0,023\text{м}$,

Тиск повітря за ЛД $P_4 = 392099,28\text{ Па}$,

Температура повітря за ЛД $T_4 = 489,12\text{К}$,

Абсолютна швидкість повітря за ЛД $c_4 = 78,24\text{ м/с}$,

Щільність повітря за ЛД $\rho_4 = 2,793\text{кг/м}^3$,

Вхідний кут установки лопаток ЛД $\alpha_{3\text{л}} = 25,09^\circ$,

Таблиця 5.7. Розрахунок лопаткового дифузору (ЛД, ділянка 3-4)

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
6.1.	δ_m		6	Оптимальне значення кута відхилення однієї з стінок дифузору у радіальному перетині
6.2.	D_4 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,960	Діаметр на виході з ЛД
6.3.	b_4 , м	$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m$	0,023	Ширина дифузору на виході
6.4.	i_3		0	Кут атаки на вході в ЛД
6.5.	α_{3n}	$\alpha_{3n} = \alpha_3 + i_3$	25,09	Кут установки лопатки ЛД на вході
6.6.	α		12	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
6.7.	α_{4n}	$\alpha_{4n} = \alpha_{3n} + \Delta\alpha$	37,09	Кут установки лопатки ЛД на виході
6.8.	k_σ		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
6.9.	α_4	$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{\sin \alpha_{4n}}{k_\sigma}\right)$	31,51	Кут виходу потоку з ЛД
6.11.	ξ_4		0,15	Коефіцієнт опору в ЛД
6.12.	L_{r4} , Дж/кг	$L_{r4} = \xi_4 \cdot \frac{C_3^2}{2}$	6744,39	Газодинамічні втрати енергії в лопатковому дифузори
6.13.	k_{n4}	$k_{n4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{r4}}{R(T_4 - T_3)}$	2,88	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 4 (ЛД)
6.14.	n_4	$n_4 = \frac{k_{n4}}{k_{n4} - 1}$	1,53	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3-4 (ЛД)
6.15.	η_{n4}	$\eta_{n4} = \frac{\frac{n_4}{n_4 - 1} - \frac{k}{k - 1}}{\frac{k}{k - 1}}$	0,84	Політропний ККД ЛД
6.16.	$C_4^{(1)}$, К	70	78,24	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору в першому наближенні
6.17.	C_4 , м/с	$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	78,24	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
6.18.	T_4 , К	$T_4 = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2 \cdot C_p}$	489,12	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
6.19.	z_d	13,17,19,23,29,31,37, 41,47	51	Число лопаток дифузору
6.20.	z_d/z_d		0,45	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаткового дифузора
6.21.	δ_3 , м		0,001	Товщина лопаті ЛД на вході
6.22.	δ_4 , м		0,001	Товщина лопаті ЛД на виході
6.23.	τ_3	$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3n}}$	0,948	Коефіцієнт захарашення на вході в ЛД
6.24.		$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4n}}$	0,972	Коефіцієнт захарашення на виході в ЛД
6.25.	f	$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_a \cdot \tau_4 \cdot \sin \alpha_4}{\sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	3,31	Дифузорність ЛД
6.26.	α_{CP}	$\alpha_{CP} = \frac{\alpha_{4n} + \alpha_{3n}}{2}$	31,09	Середній кут установки лопатки в ЛД
6.27.	δ	$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3n}}{D_3 \cdot Z_d}} \cdot \frac{\sqrt{f - 1}}{D_4 - 1} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{CP} \right)$	6,62	Кут розкриття еквівалентного дифузору

6.28.	P_4 , Па	$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	392099,27	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
6.29.		$\left \frac{P_K - P_4}{P_K} \right $	0,032	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
6.30.	R_L , м	$R_L = \frac{R_4^2 - R_3^2}{2(R_4 \cos \alpha_{4n} - R_3 \cos \alpha_{3n})}$	0,97779	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
6.31.	R_{L1} , м	$R_{L1} = \sqrt{R_L^2 + R_3^2 - R_L \cdot D_3 \cdot \cos \alpha_{3n}}$	0,66156	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
6.32.	ρ_4 , кг/м³	$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$	2,793	Густина повітря за ЛД

- Вихідний кут установки лопато ЛД $\alpha_{4л} = 37,09^\circ$,
- Радіус кола центрів дуг середніх лінії лопаток ЛД $R_{ц} = 0,661\text{м}$,
- Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД $R_{л} = 0,978\text{м}$.

При обчисленні параметрів ЛД контролювалися межі параметрів, вказаних у таблиці 5.8

Таблиця 5.8 Основні контрольні параметри лопаткового дифузора

№	Параметр	Бажані границі	Назва
1.	δ_m	$0 \dots 6^\circ$ 3°	Кут відхилення передньої стінки дифузора
2.	D_4	$0,96 \dots 1,08\text{м}$ $0,96\text{м}$	Діаметр на виході з ЛД
3.	k_α	$1,05 \dots 1,07$ $1,05$	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
4.	i_3	$0 \dots 5^\circ$ 0°	Кут атаки на вході в ЛД
5.	$\Delta\alpha$	$12 \dots 18^\circ$ 12	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
6.	ξ_4	$0,15 \dots 0,35$ $0,15$	Коефіцієнт опору в ЛД
7.	n_4	$1,5 \dots 1,7$ $1,53$	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3-4 (ЛД)
8.	$\eta_{п4}$	$0,70 \dots 0,85$ $0,84$	Політропний ККД ЛД
9.	z_k/z_d	$0,5 > z_k/z_d > 1,5$ $0,45$	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаткового дифузора
10.	Δ	$< 10^\circ$ $6,62$	Кут розкриття еквівалентного дифузора
11.	$\left \frac{P_k - P_4}{P_k} \right $	$\leq 0,05$ $0,032$	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД

Як видно, усі контрольні параметри не виходять за дозволені границі.

5.3.11 Завитка (ділянка 4-5)

Загальні відомості про процеси в завитці. Завитки компресорів збирають повітря, що виходить з дифузорів, і направляють його через відвідний патрубок в охолоджувач наддувного повітря. Теоретично завитка повинна бути прямокутною, пласкою, симетричною. Тоді профілі швидкостей потоку в ній наближаються до теоретичних. Реально профіль перетину завитки приймається наближеним до кругового. Тоді теоретична завитка виглядає так, як показано на кресленні №5. На кресленні №6 показаний варіант деформації перетину завитки зміщенням профілю перетину в сторону всмоктування компресора. Такий варіант згідно зменшує габарит компресора і сприяє підвищенню його ККД завдяки впорядкуванню дуже складної течії повітря в завитці. Саме такий варіант розроблений у КП.

Зазвичай завитки конструюються як збірники повітря і практично не змінюють тиску за дифузором (крім зміни, пов'язаної з газодинамічними втратами в завитці). При такій функції завиток швидкості потоку на вході в завитку і на виході з неї повинні бути однаковими. Сталість швидкостей повітря уздовж каналу завитки з усіх боків колеса, у відповідності до рівняння Бернуллі для такої ділянки, передбачає ізотермічну течію повітря. Рівність швидкостей передбачає рівність тисків і, як наслідок, відсутність радіального зусилля на колесі. Сталість середньо витратних швидкостей повітря навколо колеса компресора забезпечується зростанням площі перетину каналу пропорційно куту охоплення. Кут відраховується від початку завитки. Місцеві швидкості суттєво відрізняються від середньо витратних, картина дійсних течій в равлику дуже складна, тому повної компенсації радіального зусилля немає. Величина зміни тиску при наявності газодинамічних втрат в цьому випадку може бути знайдена з того ж рівняння Бернуллі:

$$L_i = L_n + \Delta Lr + \frac{c_5^2 - c_4^2}{2},$$

Якщо $c_4 = c_5$, то $L_n = L_{из}$. При $L_i = 0$, що властиво ділянці без підведення енергії, попереднє рівняння матиме вигляд

					6.142.4221.01.ДР.Р05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		110

$$0 = L_{\text{из}} + \Delta L_r$$

$L_{\text{из}}$ та ΔL_r знаходяться за відомими виразами:

$$L_{\text{из}} = RT_4 \ln \frac{p_5}{p_4};$$

$$\Delta L_r = \xi_5 \frac{c_4^2}{2}.$$

Після підстановки цих виразів в рівняння Бернуллі і виконання перетворень, тиск за равликом виявиться рівним

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

Якщо ж вважати завитку як перетворювач енергії (в цій ролі завитку потрібно використовувати обережно, беручи до уваги її низький ККД), то схема її розрахунку буде близькою до схеми розрахунків дифузорів. У КП завитка служить збірники повітря.

5.3.12 Розрахунок завитки заснований на використанні рівнянь (1,2,11,12,13).

Метою розрахунку є визначення розмірів завитки і параметрів повітря за нею.

Дано: P_4 , T_4 , ρ_4 , c_4 , c_5 , ξ_5 .

Визначити: P_5 , T_5 , ρ_5 , f_5 .

При розрахунках враховується наступне.

1. Швидкості повітря за завиткою і на вході в неї приймаються приблизно рівними. У нашому випадку $c_4 = 78,2 \text{ м / с}$, $c_5 = 76,68 \text{ м / с}$,

2. Коефіцієнт втрат в равлику прийнятий за довідковими даними і дорівнює $\xi_5 = 0,2$.

3. Рівність швидкостей передбачає ізотермічність процесу. Відповідно в завитці відбувається падіння тиску через газодинамічні втрати.

Всі розрахунки відповідають табл.5.8

Таблиця 5.8 - Розрахунок завитки

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
7.1.	ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
7.2.	A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
7.3.	C_5 , м/с	$C_5 = C_4 \cdot A$	76,68	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
7.4.		$\left \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right \leq 0,03$	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
7.5.		Випадок постійної швидкості потоку повітря в завитці		
7.6.	η_5	$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_5^2 - C_4^2}$	0,000	ККД завитки
7.7.	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5$	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
7.8.	P_5 , Па	$P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$ при змінній швидкості $P_5 = P_4 e^{-\frac{\xi_5}{2} \frac{C_4^2}{RT_4}}$ при постійній швидкості	390393,03	Тиск повітря за завиткою
7.9.		$\left \frac{P_K - P_5}{P_K} \right \leq 0,03$	0,0274	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
7.10.	T_5 , К	$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}$	489,24	Температура потоку повітря на виході з завитки
7.11.	f_5 , м ²	$f_5 = \frac{GRT_5}{P_5 C_5}$	0,0369	Площа завитки на виході
7.12.	D_5 , м	$D_5 = \sqrt{\frac{4f_5}{\pi}}$	0,2166	Діаметр виходу завитки

Таким чином маємо.

- Тиск за компресором $P_5 = 390393,05$ кПа.
- Температура повітря за компресором $T_5 = 489,24$ К.
- Густина повітря $\rho_5 = 2,793$ кг/м³.
- Максимальна площа перетину завитки $f_5 = F_{360} = 0,0369$ м².

Після розрахунку передбачається контроль параметрів, як і на інших ділянках. На цій ділянці слід перевірити тільки один параметр. А саме, слід перевірити близькість швидкостей на вході та на виході. У нашому випадку $c_4 = 78,2$ м / с, $c_5 = 76,68$ м / с. Співвідношення швидкостей дорівнює 0,98, що відповідає рекомендаціям, якщо завитка використовується тільки як повітрозбірник. Таким чином отримана основа для конструювання завитки.

5.3.12 Конструювання завитки.

Спершу треба отримати розміри перетинів для симетричної завитки. Знаючи площу найбільшого (вихідного) перетину f_5 , можна розрахувати всі інші за формулою

$$f_{\varphi} = \frac{f_5}{360} \varphi,$$

де φ – кут охоплення.

За означеною формулою рахуються площі перетинів на кутах 90, 180, 270°. Після отримання площ будується креслення теоретичного перетину симетричної завитки (№5).

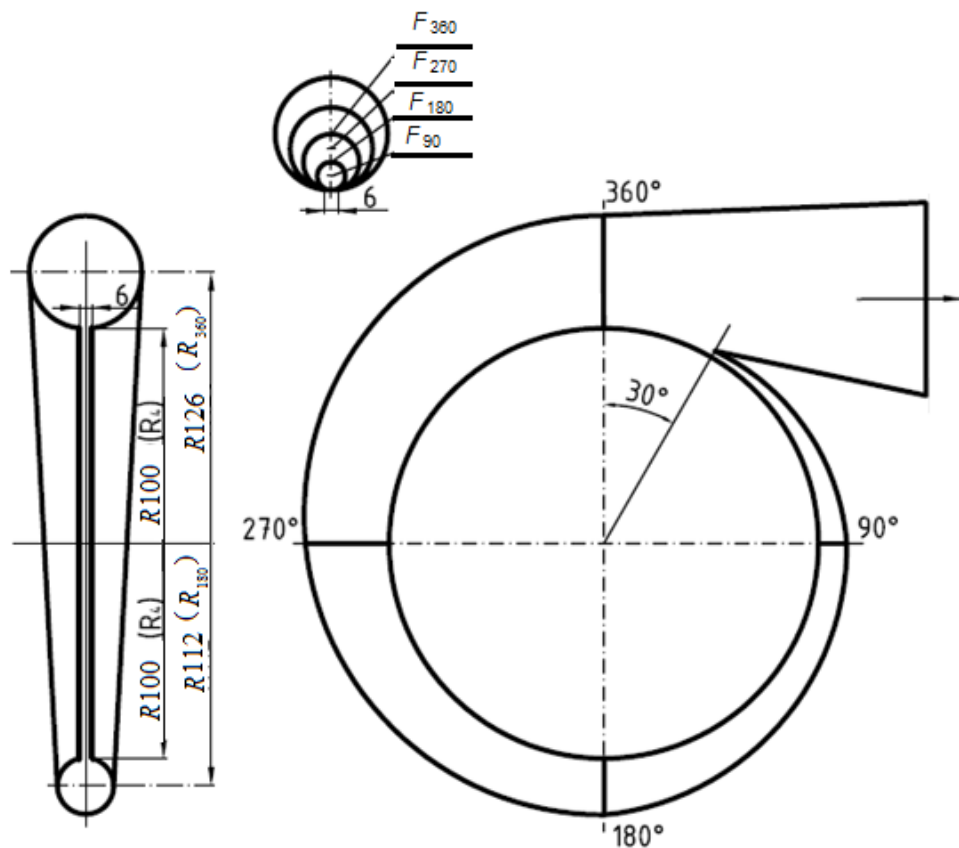


Рисунок 5.12. Теоретичний профіль симетричної завитки

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р05

Аркуш

113

Після цього розраховуються «звернуті» перетини на підставі наданої програми. Розрахунки виконуються згідно табл.5.9. Частково результати заносяться у таблицю радіусів. Вид перетину на куті 360° надано на кресленні №6.

Таблиця 5.9 - Розрахунки «звернутої» завитки

№	Параметр	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	F_{360}	м ²		0,0369
2	F_{270}	м ²		0,027675
3	F_{180}	м ²		0,01845
4	F_{90}	м ²		0,009225
5	F_i	м ²		0,0369
6	b_4	м		0,006
7	R_s	м	$R_s = 1,125b_4$	0,00675
8	R_h	м	$R_h = 1,875b_4$	0,01125
9	Δr	м	$\Delta r = 0,833b_4$	0,00500
10	l	м	$l = 1,75\Delta r$	0,00875
11	R'_s	м	$R'_s = 0,8756b_4$	0,00525
12	R	м		0,14898
13	δ	м	$\delta = 0,333b_4$	0,00200
14	$F_i - F_{\text{выч}}$	м ²	$F_i - \pi(R_h^2 - R_s'^2) / 4 + \Delta r(b_4 + l - R_h) + \pi R_s'^2 / 2 + 2 R_s(R - 0,5\Delta r - R_s) + \pi R^2 / 2 = 0$	0,00000

Таблиця радіусов			
R_{360}	м		0,14898
R_{270}	м		0,12844
R_{180}	м		0,10407
R_{90}	м		0,07230

5.3.13 Розрахунок потужності компресора, його ККД і частоти обертання ротору.

Обчислення робляться згідно з таблицею 5.10

Таблиця 5.10. Обчислення адіабатного ККД, потужності та частоти обертання ротору компресору

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
8.1.	$\eta_{ад}$	$\eta_{ад} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_3}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_3 - T_a}$	0,812	Адіабатний ККД компресора
8.2.	η_m	Обирається за довідником	0,97	Механічний ККД компресора
8.3.	N_K , кВт	$N_K = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}$	1417,43	Потужність приводу компресора
8.4.	$n_{тк}$, об/хв	$n_{тк} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$	14159	Частота обертів ротора турбокомпресора

Таки чином, отримано всі показники компресора(усі параметри таблиці9).

На цьому закінчується розрахунок проточної частини компресора.

На базі отриманих параметрів робиться конструювання турбокомпресора.

5.3.14 Зміна параметрів повітря по ділянках компресорного тракту.

Ця зміна відповідає розрахункам і автоматично друкується у вигляді графіків у наданій програмі. Копія цих графіків надана на рис. 5.14.



Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р05

Аркуш

115



Рис.5.14. Зміна параметрів повітря по ділянках компресора

Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата

6.142.4221.01.ДР.Р05

Аркуш

116

					6.142.4221.01.ДР.Р06						
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата							
					ОХОРОНА ПРАЦІ			Літ.		Аркуш	Аркушів
Студент		Кирток Б.В								117	123
Викладач		Мінчев Д.С.						НУК			

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ

Вступ

Вже давно пройшли часи коли людина використовувала елементарні засоби праці, коли працівник був лише дешевою робочою силою без прав. Ще в двадцятому столітті технічний прогрес набув обертів і тепер прямує великими кроками. Нові відкриття, дослідження, їх застосування – реалії нашого часу.

Разом з технічною революцією змінилось і ставлення до працівників. Тепер це важливий елемент виробництва. Працівник став захищеним законом від свавілля і порушення його прав. Люди, що приймаються на роботу люди повинні бути ознайомлені із умовами роботи, правами й обов'язками, що вони повинні виконувати.

Ряд виробничих факторів в процесі виробництва впливають на фізичний, психологічний та соціальний стан працівника.

При цьому на фізичний стан в першу чергу впливає середовище роботи, тобто, робоче місце, його освітлення, чистота, предмети з якими контактує працівник. Недостача одних факторів, або надлишок інших може значно вплинути на фізичний стан працівника.

Оскільки робота – засіб утвердження в суспільстві, то на психологічний стан в першу чергу впливає сам предмет праці, чи відповідають умови праці вимогам працівника, чи задовольняє потреби заробітна плата... Зміст праці повинен відповідати внутрішнім потребам працівника.

Соціальний аспект умов праці визначений організацією праці та її характером. Вони включають в собі такі чинники, як ритм роботи, її одноманітність, повторюваність, працю вночі тощо. При зростаючій швидкості і складності виробничих процесів збільшується робоче навантаження на кожного працюючого. Саме це навантаження обумовлює необхідність скорочення тривалості робочого часу, збільшення часу відпочинку, поліпшення дозвілля працівника поза його робочим місцем.

Під охороною праці розуміється сукупність заходів щодо створення безпосередньо в процесі роботи нормальних і безпечних технічних і санітарно-гігієнічних умов для всіх працюючих. Основним законом, що гарантує право громадян на безпечні та нешкідливі умови праці, є Конституція України. В ст. 43 записано: „Кожен має право на працю, що включає можливість заробляти собі на життя працею, яку він вільно обирає, або на яку вільно погоджується”, „Кожен має право на належні, безпечні і здорові умови праці, на заробітну плату, не нижчу від визначеної законом”, „Кожен, хто працює, має право на відпочинок (ст. 45 Конституції України). Та ще ряд положень і законів, що регламентують умови праці, права та обов’язки сторін.

Охорона праці пов'язана з різними галузями науки, такими, як медицина, токсикологія, фізіологія, біологія, біохімія, хімія, механіка, електротехніка, фізика, психологія, епідеміологія, правознавство, а в останні десятиріччя з'явилась нова наука — ергономіка, що вивчає методи взаємодії техніки і людей. Традиційно вважалось, що людина повинна пристосуватись до роботи. Використовувався навіть термін «адаптація на робочому місці». Ергономіка розробляє досить ефективні заходи щодо адаптації праці до людини, внаслідок чого працівник ставиться у можливо найсприятливіші умови по виконанню функціональних завдань.

Можлива небезпека при експлуатації або виготовленні двигуна

Більшість нещасних випадків при експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті двигуна викликані недотриманням основних правил і пересторіг техніки безпеки. Часто нещасного випадку можна уникнути, розпізнаючи можливу небезпеку до того, як відбудеться аварія. Будьте готові до можливої небезпеки. Крім того, слід мати необхідну підготовку, навички і засоби для безпечного ведення всіх робіт.

Крім того, при роботі з двигуном, обслуговуванні або ремонті виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами від двигуна та висока шумність. Задля нормальної безпечної праці, необхідно дотримуватись правил, затвердженні чинним законодавством про охорону праці.

					6.142.4221.01.ДР.Р06	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		119

Недотримання нормативного порядку експлуатації, змащування, технічного обслуговування або ремонту цього виробу може становити небезпеку і приводити до нещасних випадків, в тому числі і зі смертельним результатом.

Небезпека позначається "попереджувальним знаком", супроводжуваним "попередженням", наприклад словами "НЕБЕЗПЕЧНО", "ОБЕРЕЖНО" або "ПОПЕРЕДЖЕННЯ". Необхідні міри для уникнення небезпеки при обслуговуванні та експлуатації двигуна

Перед початком роботи треба:

- упорядкувати свій одяг;
- перевірити інструменти та прилади на справність;
- переконатись що нічого не заважає роботі;
- переконатися в тому, що робоче місце достатньо освітлене і світло, не буде сліпити очі;
- переконатись в достатній вентиляції приміщення в якому робиться обслуговування.

Під час роботи треба:

- треба помити двигун, агрегати та деталі, які потребують ремонту;
- бути уважним і виконувати тільки визначену роботу;
- звертати увагу на звукові або світлові сигнали;

Після закінчення роботи треба:

- прибрати за собою місце;
- витерти інструмент від забруднень;
- покласти все на свої місця;

Вимоги безпеки в аварійних випадках:

- при роботі з електроінструментом, у випадку, якщо відсутнє заземлення, пошкоджена ізоляція, іскріння, перегрів, негайно відключити інструмент від мережі;
- при попаданні етильованого бензину на руки чи шкіру тіла обмити ці місця гасом, а потім теплою водою з милом;

					6.142.4221.01.ДР.Р06	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		120

— пролитий етильований бензин негайно витерти, а потім це місце знешкодити розчином хлорного вапна.

					6.142.4221.01.ДР.Р06	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		121

ВИСНОВОК

В даній роботі розглянуто двигун типу MAN 8L 35/44DF який встановлений на судно, та його компоненти

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

В розділі 2-3 було виконано розрахунок робочого циклу двигуна двома методами, та побудовано їх порівняльні графіки процесів, де виявлено точність та перевагу у розрахунку методом Blit-Pro/

В розділі 4 було виконано розрахунок динаміки двигуна. Визначив сили, що діють у КШМ, а також побудував графіки зміни цих сил по куту повороту колінчатого валу.

В розділі 5 було розраховано та спроектовано турбокомпресор. Запропонований турбокомпресор має високі показники коефіцієнтів корисної дії.

В розділі «Охорона праці» були розглянуті основні небезпечні ситуації при виробленні двигуна і його експлуатації і приведені відповідні інструкції для уникнення небезпечних ситуацій.

На основі всіх даних і розрахунків були виконані креслення: поперечний розріз двигуна, турбокомпресор, індикаторна діаграма і діаграми динаміки двигуна типу MAN 8L 35/44DF.

					6.142.4221.01.ДР.Р06	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		122

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.
2. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.
3. Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А. Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.
4. Фомин Ю.А., Горбань А.И. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с. 8. Кузьменко В.К. Охрана труда в судостроении. – Л.: Судостроение, 1990. – 250 с.
5. Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н. Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.
6. Моргулис П.С., Перфилов В.Г. Турбокомпрессоры тепловозных двигателей. М., “Машиностроение”, 1975. 147с.
7. Байков Б.П., Бордуков В.Г., Иванов П.В., Дейч Р.С. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. Л.” Машиностроение”, 1975. 200с.
8. MAN L35/44DF IMO Tier II, Project Guide – Marine.
9. TCR Project Guide Exhaust Gas Turbocharger.

					6.142.4221.01.ДР.Р06	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ документа	Підпис	Дата		123