

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ДЛЯ РОЗРОБКИ СТЕНДУ ДІАГНОСТИКИ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ТАНКОВИХ ДВИГУНІВ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. А. Гогоренко

Здобувач освіти



А. В. Мелконянц

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Мелконяню Артему Вікторовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Технічні рішення для розробки стенду діагностики турбокомпресорів танкових двигунів

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 880 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2600 хв⁻¹; ступінь стиснення – 13; коефіцієнт надлишку повітря – 1,9.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Особливості застосування двигуна у складі військової техніки; Моделювання робочого циклу двигуна; Створення системи діагностики турбокомпресорів; Економічне обґрунтування проєкту; Забезпечення безпечних умов експлуатації при проведенні випробувань турбокомпресорів

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Об'єкт для застосування двигуна; Поперечний переріз двигуна; Об'єкт
дослідження на стенді; Схема дослідного стенда; Вимірювальна схема стенда;
Приміщення діагностичного приміщення.

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

(підпис)

(підпис)

/А. В. Мелконяниц/

(прізвище та ініціали)

/О. А. Гогоренко/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати розробки технічних рішень для створення стенду діагностики турбокомпресорів танкових двигунів типу 6ТД-2, потужністю 880 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 2600 хв^{-1} , зі ступенем стиснення 13 та коефіцієнтом надлишку повітря 1,9.

Робота присвячена підвищенню ефективності діагностики турбокомпресорів у складі силових установок бронетехніки, що забезпечує своєчасне виявлення несправностей і зменшення витрат на технічне обслуговування.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 105 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 17 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: танковий двигун, турбокомпресор, діагностика, випробувальний стенд, технічне обслуговування, ефективність.

The qualification project presents the results of the development of technical solutions for designing a diagnostic test bench for turbochargers of tank engines of the 6TD-2 type, with a power output of 880 kW at a nominal crankshaft speed of 2600 rpm, a compression ratio of 13, and an air excess coefficient of 1.9.

The research focuses on improving the efficiency of turbocharger diagnostics within armored vehicle power units, enabling early fault detection and reducing maintenance costs.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 105 pages of explanatory and calculation notes. A total of 17 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-size drawings.

Keywords: tank engine, turbocharger, diagnostics, test bench, maintenance, efficiency.

					КРМ.142.6221МЗ.08.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. Особливості застосування двигуна 6ТД-2 у складі військової техніки	7
1.1 Огляд характеристик військової техніки.....	7
1.2 Вибір військової техніки для установки двигуна	10
1.3 Технічна характеристика танку Т-80УД	10
1.4 Вимоги, яким повинен відповідати двигун.....	15
1.5 Особливі вимоги до експлуатації двигуна.....	16
1.6 Тенденції розвитку танкових двигунів	18
1.7 Висновок до розділу.....	19
РОЗДІЛ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ТД-2.....	21
2.1 Основні технічні характеристики танкового двигуна 6ТД-2.....	21
2.2 Загальна компоновка двигуна	22
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	25
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	36
2.5 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 6ТД-2.....	38
2.6 Висновок до розділу.....	42
РОЗДІЛ 3. Створення системи діагностики турбокомпресорів для двигуна 6ТД-2.....	44
3.1 Загальні відомості про діагностику	44
3.2 Визначення експериментальних величин	45
3.3 Формування технічного завдання на проектування стенду	52
3.4 Схема вимірювань стенда та її опис	58
3.5 Методика визначення похибки вимірювань параметрів	68
3.6 Опис конструктивної схеми стенду	77
3.7 Висновок до розділу.....	83

РОЗДІЛ 4. Економічне обґрунтування проєкту.....	85
4.1 Визначення вартості стенду	85
4.2 Визначення собівартості однієї години експлуатації стенду	91
4.3 Висновок до розділу.....	94
РОЗДІЛ 5. Забезпечення безпечних умов експлуатації при проведенні випробувань турбокомпресорів.....	96
5.1 Оцінка експлуатаційної надійності стендових технічних систем.....	96
5.2 Заходи з організації безпечної експлуатації стенду.....	97
5.3 Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів.....	100
5.4 Висновок до розділу.....	101
ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....	103
ЛІТЕРАТУРА.....	105

ВСТУП

Двигун є ключовим елементом бойової машини, що визначає її ефективність, надійність і бойову здатність. Розробка двигуна вимагає значно більше часу та зусиль, ніж створення самої машини, проте вдало спроектований двигун забезпечує можливість розробки цілих сімейств техніки. Яскравим прикладом є перший у світі танковий дизельний двигун В-2, який став основою для багатьох моделей танків та іншої військової техніки. Цей двигун використовувався не лише на славетних Т-34, а й на всіх важких і середніх танках, а також самохідних артилерійських установках періоду Другої світової війни та повоєнного часу. Так же само і двигун 5ТДФ став основою для створення двигуна 6ТД-2, який розглянуто в даній кваліфікаційній роботі.

Турбокомпресори є невіддільною частиною сучасних танкових двигунів, значно підвищуючи їх потужність і ефективність. Однак висока складність цих агрегатів потребує ретельної діагностики для виявлення та усунення можливих несправностей, що стає критично важливим в умовах інтенсивної експлуатації військової техніки. Зокрема, проблеми, пов'язані з коливаннями, резонансами та іншими динамічними явищами, вимагають застосування сучасних технічних рішень для забезпечення надійності та довговічності турбокомпресорів.

Війна в Україні підкреслила важливість забезпечення високої боєздатності танкових підрозділів, які є одним із ключових елементів сучасного поля бою. Ефективність військової техніки безпосередньо залежить від надійності та працездатності її двигунів, зокрема турбокомпресорів. Часто техніка працює в екстремальних умовах, що призводить до підвищеного зносу. У таких обставинах оперативна діагностика і ремонт турбокомпресорів стають критично необхідними.

Розробка стендів для діагностики турбокомпресорів танкових двигунів є важливим кроком у підвищенні ефективності технічного обслуговування військової техніки. Це дозволяє не лише знизити витрати часу і ресурсів на обслуговування, а й забезпечити довготривалу експлуатацію бойових машин, навіть у

					КРМ.142.6221мз.08.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

зоні бойових дій. Застосування сучасних методів діагностики сприятиме підвищенню надійності військової техніки, що є вирішальним фактором для успішного виконання оборонних завдань.

Таким чином, тема роботи, присвячена технічним рішенням для розробки стенду діагностики турбокомпресорів, є надзвичайно актуальною в умовах військового протистояння України. Вона спрямована на вирішення нагальних завдань, що постали перед оборонним комплексом, та має велике значення для забезпечення обороноздатності держави.

					КРМ.142.6221мз.08.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

Особливості експлуатації двигуна 6ТД-2 у складі військової техніки

1.1 Огляд характеристик військової техніки

Двигун типу 6ДН 12/2×12 із заводським маркуванням 6ТД-2 є шестициліндровим двотактним дизелем з двома колінчастими валами та горизонтальним розташуванням циліндрів, поршні яких рухаються назустріч один одному. Він оснащений системою прямоточного продування та безпосереднього упрскування палива.

Двигуни цього типу використовуються в сучасних українських танках III-го покоління, таких як Т-84 і Т-80УД. Ці танки мають високий рейтинг на світовому ринку завдяки новому швидкохідному двотактному турбопоршневому дизелю 6ТД-2, створеному на основі двигуна 5ТДФ.

Танк Т-80УД (рис. 1.1) виробляється в Україні з 1987 року і відзначається високими експлуатаційними характеристиками.



Рис. 1.1. Танк Т-80УД

Багатоцільовий танк, що поєднує високу вогневу міць, надійний захист і відмінну маневреність. Цей тип танків відрізняється уніфікацією конструкції та адаптованістю до масового виробництва, як у середніх танків, але зі збереженням рівня захисту і вогневої потужності, характерних для важких танків.

Основні характеристики танка

Довжина, мм	7085
Ширина, мм	3560
Висота, мм	2193
Кліренс, мм	515
Швидкість, км/год	65
Запас ходу, км	580
Екіпаж, осіб	3
Маса, т	46

Основні характеристики головного двигуна

Виробник	Україна
Модель	6ТД-2
Потужність, кВт	882
Частота обертання, хв ⁻¹	2600
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год.)	0,160

Танк Т-72 (рис. 1.2) був розроблений у 1967 році в конструкторському бюро "Уралвагонзаводу".



Рис. 1.2. Танк Т-72

Основні характеристики танка

Довжина, мм	9530
Ширина, мм	3460

Висота, мм	2190
Кліренс, мм	470
Швидкість, км/год	60
Запас ходу, км	500
Екіпаж, осіб	3
Маса, т	44,5

Основні характеристики головного двигуна

Виробник	Україна
Модель	6ТД-1
Потужність, кВт	735
Частота обертання, хв ⁻¹	2800
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год.)	0,158

Танк Т-64А (рис. 1.3) серійно випускався в період з 1963 до 1987 року.



Рис. 1.3. Танк Т-64А

Основні характеристики танка

Довжина, мм	9225
Ширина, мм	3600
Висота, мм	2172
Кліренс, мм	500
Швидкість, км/год	60
Запас ходу, км	500
Екіпаж, осіб	3
Маса, т	45,5

Основні характеристики головного двигуна

					КРМ.142.6221мз.08.01.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Виробник	Україна
Модель	5ТДФ
Потужність, кВт	515
Частота обертання, хв. ⁻¹	2800
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·годину)	0,158

1.2 Вибір військової техніки для установки двигуна

Остаточним вибором для встановлення двигуна є танк Т-80УД. Доцільність цього рішення зумовлена тим, що дана модель танка є більш сучасною і має низку переваг у порівнянні з іншими бойовими машинами. До переваг двигуна 6ТД-2 (6ДН 12/2×12), який встановлюється на цей танк, можна віднести: підвищену потужність і однакові габаритні розміри, що забезпечує зручність монтажу і експлуатації.

1.3 Технічна характеристика танку Т-80УД

Роботи над танком «Об'єкт 478» в Харківському конструкторському бюро машинобудування ім. А. А. Морозова розпочались у середині 1970-х років з метою покращення бойових і технічних характеристик танка Т-80 та встановлення на ньому дизельного двигуна. Планувалося оснастити танк новою баштою, яка була протестована на танку «Об'єкт 476». Розроблено два основні варіанти танка – «Об'єкт 478», які відрізнялися встановленням різних типів дизельних двигунів. В результаті тривалих досліджень і випробувань було створено і в 1987 році прийнято на озброєння основний танк Т-80УД («Об'єкт 478Б») (рис. 1.4).

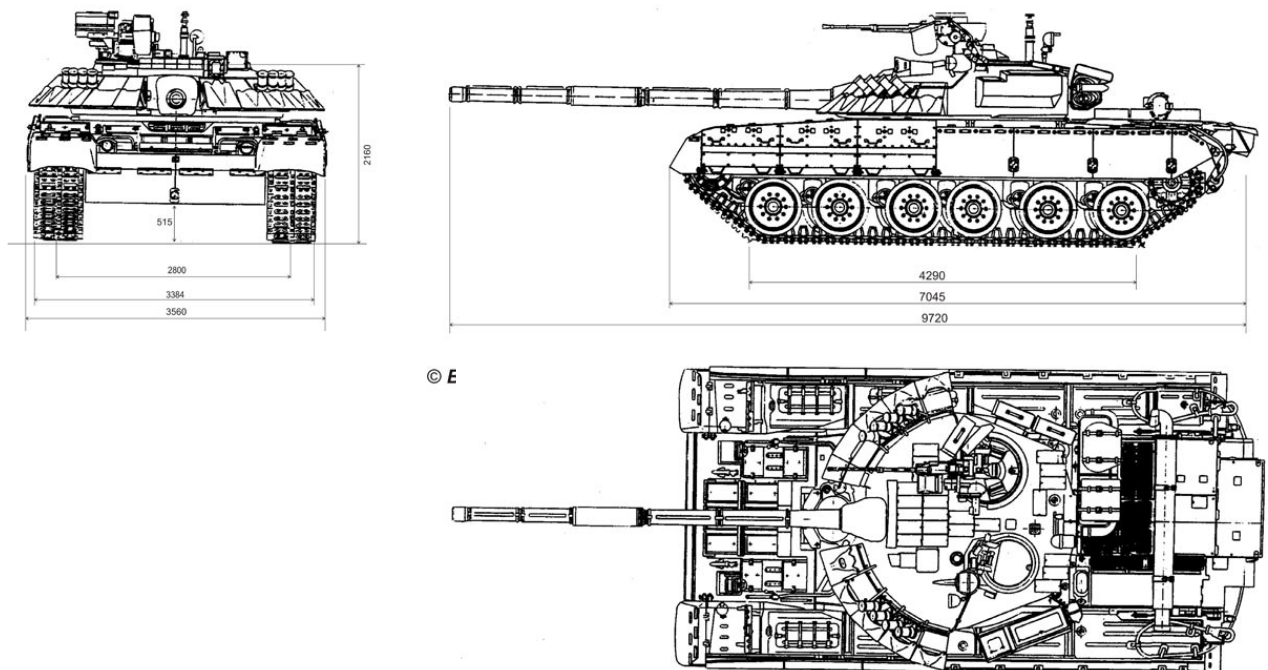


Рис. 1.4. Габаритні розміри танка Т-80УД

Танк Т-80УД – основний бойовий танк, що поєднує високу вогневу міць та добру захищеність з маневреністю.

Довжина з гарматою.....	9530 мм
Ширина.....	3595 мм
Висота	2160 мм
Кліренс.....	515 мм
Швидкість	65 км/год
Маса.....	42 – 46 т
Екіпаж.....	3 особи
Ємність баку.....	1270+400 л
Запас ходу.....	580 км
Пострілів:	
із гармати.....	45 шт.
із кулемета (7,62 мм).....	1250 шт.
із кулемета (12,7 мм).....	450 шт.
аерозольних гранат.....	12 шт.

1.4 Аргументація відповідності вибраного двигуна вимогам об'єкта

Вибір двигуна залежить від характеристик транспортного засобу, в даному випадку – танка Т-80УД, який є багатоцільовим і поєднує високу вогневу потужність, захист і маневреність.

Аналізуючи ці характеристики, для установки на танк Т-80УД найбільш підходить двигун 6ТД-2.

Масова характеристика танка, що включає водія і бойове озброєння, становить 46 000 кг, при цьому відношення потужності до маси дорівнює 38,3 кг/к.с. (52 кг/кВт). Така потужність забезпечує максимальну швидкість до 65 км/год. Контрольна витрата палива при русі з постійною швидкістю 65 км/год не перевищує 207 л/100 км. Запас ходу при такій витраті пального складає не менше 580 км.

Цей двигун має кілька ключових показників, що визначають його відповідність вимогам танка і обґрунтовують його вибір для установки. Серед них:

- ресурс до першого капітального ремонту – 10 тис. год. роботи;
- масогабаритні показники (маса не заправленого змазкою двигуна 1180 кг);
- простота з технічного обслуговування;
- потужність двигуна.

Вибір двигуна внутрішнього згоряння здійснюється на основі класифікації за кількома основними критеріями:

За робочим циклом – двигуни можуть мати цикл, де теплота підводиться до робочого тіла при постійному об'ємі, при постійному тиску газів або з комбінованим підведенням теплоти (спочатку при постійному обсязі, а потім при постійному тиску). У нашому випадку обрано двигун з підведенням теплоти при постійному об'ємі.

За способом здійснення робочого циклу – розрізняють чотиритактні двигуни, в яких цикл відбувається за чотири ходи поршня (два оберти колінчастого валу), і двотактні, де цикл триває за два хода поршня (один оберт колінчастого валу). Для нашого випадку вибрано чотиритактний двигун.

За способом повітропостачання – з наддувом або без нього. У чотиритактних двигунах без наддуву циліндр наповнюється свіжим зарядом завдяки ходу поршня, а в двотактних – за допомогою продувочного компресора чи турбокомпресора. Для нашого випадку передбачається використання двигуна з наддувом.

За способом займання пального – двигуни з запалюванням від стиснення (дизельні) або з іскровим запалюванням (карбюраторні та газові). У нашому випадку використовується дизельний двигун.

За типом палива – рідке паливо або газоподібне. Ми використовуємо двигун, що працює на рідкому паливі.

За способом сумішоутворення – з внутрішнім сумішоутворенням (для дизельних двигунів) або з зовнішнім сумішоутворенням (для карбюраторних та газових двигунів з іскровим запалюванням). Вибрано двигун з внутрішнім сумішоутворенням.

За типом камери згоряння – з нерозділеною однополосною камерою згоряння, з напіврозділеною (камера в поршні) або розділеною камерою (передкамерні, вихрекамерні та повітряно-камерні). Обрано нерозділену камеру згоряння.

За частотою обертання колінчатого валу n – малооборотні (МОД) із n до 240 хв^{-1} , середньооборотні (СОД) із n від 240 хв^{-1} до 750 хв^{-1} , підвищеної обертності (ПОД) із n від 750 хв^{-1} до 1500 хв^{-1} і високооборотні (ВОД) із n понад 1500 хв^{-1} ;

За принципом дії – простої дії (робочий цикл відбувається виключно в порожнині циліндру), подвійної дії (робочий цикл відбувається в двох порожнинах циліндру – над і під поршнем) і з протилежно рухомими поршнями (у кожному циліндрі двигуна є два механічно пов'язаних поршня, які рухаються в протилежних напрямках, з поміщенням між ними робочим тілом).

За конструктивним виконанням кривошипно-шатунного механізму (КШМ) – тронкові та крейцкопфні. У тронковому двигуні сили нормального тиску, що виникають при перекладенні шатуну, передаються напрямною час-

тиною поршня – тронком до втулки циліндру; у крейцкопфному двигуні поршень не створює сил нормального тиску, які виникають при перекладенні шатуну, а нормальне зусилля створюється в крейцкопфному з'єднанні та передається повзунами на паралелі, які закріплені поза циліндром на станині двигуна.

За розташуванням циліндрів – вертикальні, горизонтальні, однорядні, дворядні, V-подібні, зіркоподібні тощо.

Існують і інші ознаки, за якими класифікують ДВЗ

Основними визначеннями, які відносяться до всіх типів ДВЗ, є:

- верхня і нижня мертві точки (ВМТ і НМТ), відповідні верхньому і нижньому крайньому положенню поршня в циліндрі (у вертикальному двигуні);
- хід поршня, тобто відстань при переміщенні поршня з одного крайнього положення в інше;
- об'єм камери згоряння (або стискування), відповідний обсягом порожнини циліндра при знаходженні поршня у ВМТ;
- робочий об'єм циліндра, який описаний поршнем при його ході між мертвими точками.

Всі обрані класифікаційні показники було визначено виходячи із умов об'єкту встановлення, в нашому випадку – основний бойовий танк Т-80УД.

Не зважаючи на вищезазначене для розрахунку обґрунтування вибору двигуна приведено формулу зв'язку максимальної потужності двигуна із максимальною швидкістю танку. Дана залежність виражається формулою, отриманою із рівняння балансу сил, які діють на фронт танку

$$Ne = \frac{V_{a\ max}(\varphi m_a + k_b F V_{a\ max}^2)}{1000 \eta_t}$$

де $V_{a\ max}$ – максимальна швидкість танку, м/с;

φ – коефіцієнт сумарного опору покриття

$$\varphi = 0,015 + 6V_{a\ max}^2,$$

m_a – маса танку, $m_a = 46000$ кг

η_t – 0,82 – ККД трансмісії,

					КРМ.142.6221мз.08.01.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

k_b – коефіцієнт обтічності, $k_b = 0,75$ – для танків,

F – лобова площа танку, m^2 , $F = 6,2$ – для танку Т-80УД.

$$Ne = \frac{1,1 \cdot ((0,015 + 6,2 \cdot 1,1^2) \cdot 46000 + 0,75 \cdot 6 \cdot 1,1^2)}{1000 \cdot 0,82} = 747 \text{ кВт}$$

Отже вибір двигуна 6ТД-2, потужністю 882 кВт є обґрунтованим, а двигун повністю відповідає вимогам танку Т-80УД.

1.4 Вимоги, яким повинен відповідати двигун

Щоб двигун певної конструкції повною мірою відповідав своєму призначенню та мав високі технічні й економічні показники, при його проектуванні потрібно враховувати кілька загальних вимог. Вибір конструктивних форм двигуна та його вузлів повинен бути таким, щоб спростувати процес виготовлення, монтажу й обслуговування під час експлуатації, без шкоди для якості або технічних характеристик. Надійність двигуна забезпечується його раціональною конструкцією та високим рівнем відпрацювання, що дозволяє працювати без відмов у межах міжремонтного терміну. Термін служби двигуна (моторесурс) визначається періодом до капітального ремонту, під час якого здійснюється переборка двигуна з підйомом колінчатого валу. Важливою характеристикою є економічність двигуна, що полягає в здатності працювати з мінімальними витратами палива та мастила при різних навантаженнях, особливо поблизу номінальних. Двигун має бути легким, з мінімальною питомою вагою, що досягається завдяки використанню новітніх матеріалів. Крім того, необхідно зменшити габаритні розміри двигуна, зокрема по довжині, а також розміри допоміжних механізмів, які встановлені поза двигуном, але необхідні для його роботи. Урівноваження сил інерції обертових і поступальних частин, а також їх моментів, дозволяє уникнути вібрацій двигуна та кузова автомобіля. Особливу увагу слід приділити відсутності критичних зон обертання колінчатого валу для різних експлуатаційних режимів. Двигун повинен бути зручним

для огляду, з легким доступом до відповідальних вузлів і частин. Також важливо забезпечити швидко та зручну розбірку двигуна для ремонту його деталей. Безпека обслуговування двигуна повинна бути гарантована шляхом дотримання всіх необхідних правил охорони праці. Зниження шуму є ще однією вимогою, що передбачає мінімальний рівень шуму двигуна та його систем. Крім того, потрібно зменшити витрати на виготовлення деталей, вузлів і механізмів, а також на складання двигуна.

1.5 Особливі вимоги до експлуатації двигуна

До сучасного танкового двигуна висуваються вимоги щодо його енергетичних, економічних, конструктивних та експлуатаційних характеристик. Він повинен мати високу потужність при мінімальних розмірах і вазі, зручну компоновку в силовому відділенні корпусу танка. Двигун має забезпечувати низьку питому витрату палива в широкому діапазоні експлуатаційних оборотів і навантажень, а також працювати на різних типах палива – від дизельного до високооктанових бензинів – без зниження потужності і збільшення витрат палива. Крім того, важливо, щоб він споживав мінімальну кількість повітря на одиницю потужності та мав низьку тепловіддачу в системі охолодження.

Двигун повинен забезпечувати легкий та надійний запуск при будь-яких температурах без спеціальної підготовки, бути працездатним у будь-якому кліматичному поясі, на різних висотах, під водою та в зонах радіоактивного випромінювання. Він також має бути здатним швидко змінювати обороти та адаптуватися до змін зовнішнього навантаження, бути добре врівноваженим і забезпечувати високу рівномірність ходу. Важливими характеристиками є великий моторесурс, висока надійність і легкість у ремонті з мінімальними затратами часу на обслуговування в процесі експлуатації. Двигун повинен бути конструктивно придатним для масового або серійного виробництва.

На даний момент не існує двигуна, який би в повній мірі відповідав усім зазначеним вимогам. Зважаючи на суперечливий характер цих вимог, розробка такого двигуна є досить складною задачею.

					КРМ.142.6221мз.08.01.ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Потужність двигунів сучасних основних бойових танків становить 700...900 кВт і має тенденцію до подальшого збільшення.

Одним із важливих показників для танкового двигуна є його габаритна потужність

$$N_{\Gamma} = \frac{N_e}{V_{\Gamma}} = \frac{N_e}{V_{\Gamma}} \cdot \frac{V_{\Gamma}}{V_{\Gamma}} = N_{\Gamma} \text{ к.с./м}^3,$$

де N_{Γ} – відношення максимальної ефективної потужності N_e двигуна до його габаритного об'єму V_{Γ} .

Після визначення габаритної потужності обчислюють найбільші габаритні розміри двигуна: довжину L , ширину B і висоту H .

Габаритна потужність двигуна залежить від літрової потужності N_{Γ} , яка характеризується ступінню використання робочого об'єму циліндрів або ступінню форсування двигуна, а також від компактності конструкції двигуна.

Компактність двигуна оцінюється величиною відношення літражу двигуна до його габаритного об'єму. Це відношення можна отримати, якщо вираз габаритної потужності розділити на літраж V_{Γ}

Відношення V_{Γ}/V_{Γ} прийнято називати коефіцієнтом компактності K (л/м³).

Іншим одним із основних показників танкових двигунів є питома ефективна витрата пального

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \cdot 1000 \text{ г/л}$$

де G_T – годинна витрата пального, кг/год.

При обмеженому об'ємі паливних баків найбільшу дальність ходу без дозаправки (за інших рівних умов) забезпечить двигун, що працює на більш важкому паливі і має нижчу питому витрату палива. Найкраще поєднання цих двох основних показників на сьогодні демонструє дизельний двигун. Саме тому дизель завоював популярність у всьому світі як найкращий танковий двигун, хоча він поступається бензиновим двигунам з іскровим запалюванням і газотурбінним двигунам за енергетичними, ваговими та габаритними характеристиками.

					КРМ.142.6221мз.08.01.ПЗ	Лист
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

При щоденному обслуговуванні необхідно перевірити рівень палива в баку та, за потреби, заправити його без очікування охолодження. Також слід перевірити рівень масла в картері і, якщо він нижчий за позначку на мастиловимірjuвальному стрижні, долити масло до необхідної позначки. Потрібно прослухати роботу двигуна, і у разі виявлення стуків вжити заходів для їх усунення. Важливо перевірити всі з'єднання систем охолодження, змащення та живлення на наявність течі, а в разі їх виявлення негайно усунути. Також потрібно спустити певну кількість палива з фільтрів грубої та тонкої очистки і дати двигуну пропрацювати 2...3 хвилини на 1000 об/хв колінчастого валу. Після зупинки двигуна через 5 хв. перевіряють рівень масла в картері: якщо він підвищився і масло стало рідким, необхідно знайти і усунути причини цього. Якщо рівень масла нижчий за необхідну позначку, доливається масло. При роботі в умовах підвищеної запиленості повітря слід промити повітряні фільтри.

1.6 Тенденції розвитку танкових двигунів

Розвиток танкових двигунів є одним із ключових напрямків модернізації бронетанкової техніки, оскільки від їхніх характеристик безпосередньо залежить мобільність, потужність та надійність бойових машин. Сучасні вимоги до танків зумовлюють необхідність вдосконалення конструкції двигуна, оптимізації термодинамічних процесів та застосування інноваційних технологій, що дозволяють підвищити відношення потужності до ваги. Завдяки впровадженню передових технологій прямого впорскування палива, удосконаленням системам охолодження, а також використанню легких сплавів, композитів та високотемпературних покриттів, вдалося значно зменшити вагу силового агрегату при збереженні високих експлуатаційних характеристик.

Інтеграція цифрових технологій у системи керування двигуном сприяє досягненню максимальної ефективності та надійності при роботі в бойових умовах. Сучасні системи моніторингу дозволяють вести постійний контроль за станом агрегату в режимі реального часу, що дає змогу своєчасно виявляти

					КРМ.142.6221мз.08.01.ПЗ	Лист
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

можливі несправності та оптимізувати режим роботи двигуна. Використання передових комп'ютерних алгоритмів для автоматичного регулювання параметрів сприяє ефективному використанню палива та подовженню терміну служби двигуна, що є особливо важливим у польових умовах.

Сучасні тенденції також орієнтовані на розробку альтернативних силових установок, які можуть доповнити або навіть замінити традиційні дизельні двигуни. Гібридні технології, що поєднують двигуни внутрішнього згоряння з електричними моторами, дозволяють досягти високої маневреності, зниження рівня шуму та підвищення стелс-характеристик техніки. Паралельно проводяться дослідження у сфері синтетичних та біопалив, метою яких є зменшення залежності від традиційних енергоресурсів та підвищення екологічної безпеки сучасних танків.

Особливу увагу приділяють забезпеченню енергетичної безперебійності та високої надійності двигунів у складних умовах бойових дій. Впровадження конструктивних рішень, спрямованих на зменшення вразливості критичних вузлів силового агрегату, а також розробка модульних систем технічного обслуговування дозволяють значно зменшити час ремонту та забезпечити стабільну роботу двигуна навіть у екстремальних умовах експлуатації.

Таким чином, сучасні тенденції розвитку танкових двигунів свідчать про комплексний підхід до удосконалення силових агрегатів, що базується на інтеграції передових технологій, використанні новітніх матеріалів та впровадженні альтернативних енергетичних рішень. Подальші дослідження та розробки у цій галузі є критично важливими для створення танків нового покоління, здатних ефективно реагувати на сучасні виклики безпеки та забезпечувати високу бойову ефективність у мінливих умовах сучасних військових конфліктів.

1.7 Висновок до розділу

У даному розділі розглянуто кілька типів танків, на яких може бути встановлений двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12), і надано їх короткий опис. Для детальнішого аналізу був обраний танк Т-80УД, який повністю відповідає пас-

					КРМ.142.6221мз.08.01.ПЗ	Лист
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

портним характеристикам двигуна, зокрема швидкісним, масогабаритним та іншим параметрам. Дано загальну характеристику об'єкта, на якому буде встановлений двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12), а також уточнено вимоги щодо відповідності двигуна специфікаціям цього танка. Окрім цього, зазначено основні експлуатаційні вимоги до двигунів такого типу та обговорено сучасні тенденції їх розвитку, зокрема з огляду на підвищення ефективності, надійності та зменшення витрат палива, що є важливими аспектами для подальшого вдосконалення танкових силових установок.

					КРМ.142.6221мз.08.01.ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу танкового двигуна 6ТД-2

2.1 Основні технічні характеристики танкового двигуна 6ТД-2

На танк Т-80УД встановлений двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12). Основні технічні характеристики цього двигуна наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Основні технічні характеристики двигуна танкового двигуна 6ТД-2

Параметри	6ТД-2 (6ДН 12/2×12)
Тип	Двовальний дизельний двигун, що працює за двотактним циклом, з горизонтальним рядним розташуванням циліндрів і системою наддуву
Модель двигуна	Права
Тип наддуву	Комбінований
Кількість турбокомпресорів (ТК)	1
Марка ТК	ТК 6ТД-2
Система продувки	Прямоточно-щілина
Напрямок обертання колінчатого валу при роботі (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За годинниковою стрілкою
Розташування циліндрів	Горизонтальне
Порядок роботи циліндрів при русі танка вперед	1-5-3-6-2-4
Кількість циліндрів	6
Діаметр циліндра, мм	120
Хід поршня, мм	2×120
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	2600
Температура випускних газів на виході із циліндрів	800
Паливо	Дизельне пальне – ДЛ, ДЗ та ДА Бензин – А-66 та А-72 Гас – Т-1, ТС-1 та Т-2
Масило: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів, системи автономної змазки розподільного валу. для змазки циліндрів, підшипників ТК, системи централізованої змазки важелів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості.	ІМП-10 ЛЗ-240

Продовження табл. 2.1

Питома витрата масла, гр/(кВт·год.) Лубрикаторне змащення, гр/(кВт·год.)	0,460 0,670
Температура масла °С: На вході в двигун На виході із двигуна	10...16 53...65
Температура охолоджуючої рідини при довготривалій експлуатаційній потужності, °С: Перепад температури охолоджуючої рідини між входом і виходом із дви- гуна	86...96 7...11
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	не більше 3
Система запуску двигуна	Стартер-генератор СГ-18
Вага двигуна (суха), включно зі всі- ма навісними агрегатами, площадка- ми, трапами, трубопроводами та ар- матурою в мажах габаритів двигуна, кг	1180

2.2 Загальна компоновка двигуна

Двигун є шестициліндровим двотактним дизелем з двома колінчастими валами та горизонтальним розташуванням циліндрів, в яких поршні рухаються назустріч один одному. Він оснащений системою прямооточної продувки та безпосереднім впорскуванням палива.

Шість горизонтально розташованих циліндрів мають вікна: з одного бо-
ку – впускні, з іншого – випускні. Впускні вікна забезпечують надходження
свіжого повітря, а випускні відповідають за видалення відпрацьованих газів
через колектори до газової турбіни.

У кожному циліндрі працюють два поршні, які рухаються назустріч
один одному, формуючи камеру згоряння в точці максимального зближення.
Кожен поршень з'єднаний зі своїм колінчастим валом за допомогою шатуна.

Окрім основної функції, поршні виконують роль газорозподільного ме-
ханізму: ті, що відповідають за впускні вікна, називаються впускними, а ті, що
контролюють випускні вікна, – випускними..

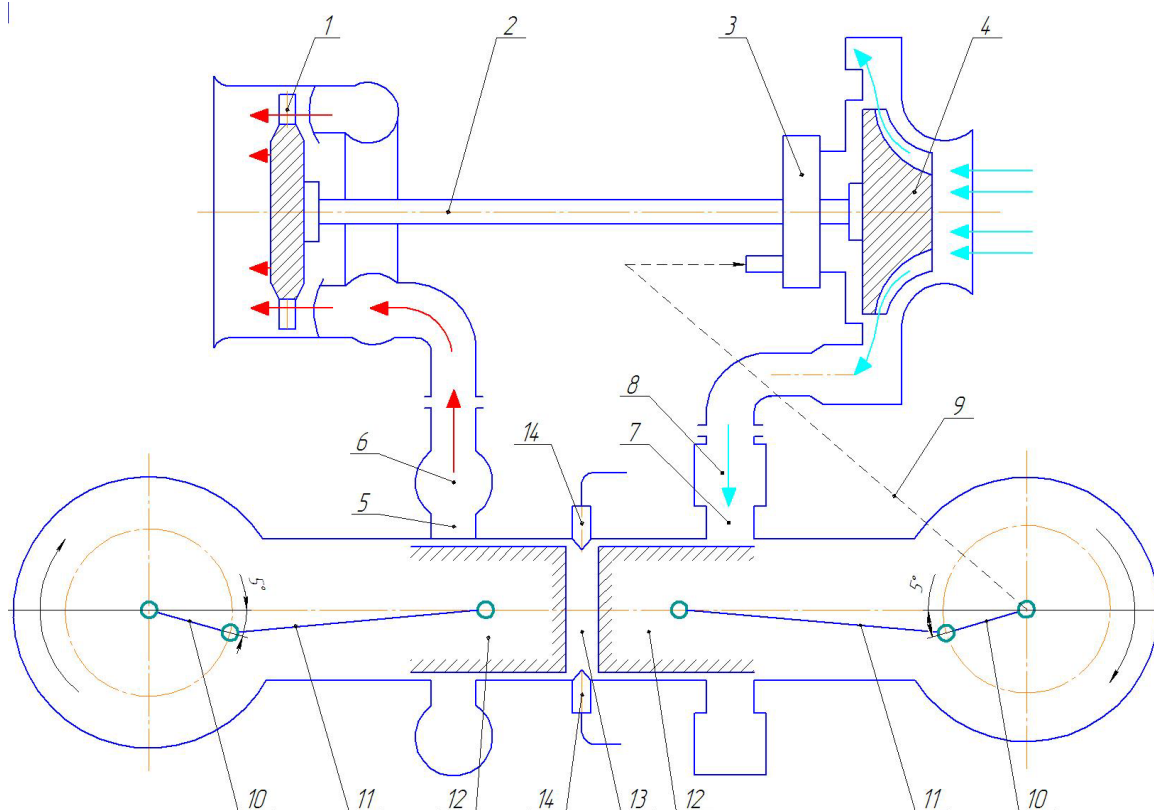


Рис. 2.1. Схема танкового двигуна 6ТД-2

1 – турбіна газова; 2 – вал турбокомпресора; 3 – редуктор; 4 – компресор;
5 – вікна випускні; 6 – колектор випускний; 7 – вікна впускні; 8 – ресивер впу-
скний; 9 – механізм передач; 10 – вал колінчатий; 11 – шатун; 12 – поршень;
13 – камера згоряння; 14 – форсунка

Особливістю поршневого двигуна з наддувом є наявність двох з'єднаних ресорою лопаткових агрегатів – компресора і газової турбіни.

Компресор використовується для стиснення повітря, що надходить у циліндри двигуна. Стиснене повітря необхідне для очищення циліндрів від залишків відпрацьованих газів і забезпечення їх кращого наповнення свіжим зарядом. Завдяки цьому наддув підвищує вагове наповнення циліндрів повітрям, що суттєво збільшує потужність двигуна. Стиснене повітря надходить від компресора до впускних вікон циліндрів.

Газова турбіна перетворює частину теплової енергії відпрацьованих газів у механічну роботу, яка передається компресору. Це дозволяє ефективніше

використовувати енергію відпрацьованих газів і підвищити економічність двигуна.

Оскільки потужності газової турбіни недостатньо для повного приводу компресора, частина необхідної енергії компенсується за рахунок поршневої частини двигуна. Для цього компресор через редуктор і механізм передач з'єднується з колінчастими валами двигуна.

Колінчасті вали двигуна обертаються в одному напрямку – за годинниковою стрілкою, якщо дивитися зі сторони турбіни. Випускний вал випереджає впускний на 10° , що забезпечує максимальне зближення поршнів, коли випускний вал проходить свою внутрішню мертву точку на 5° , а впускний вал не доходить до неї на 5° . Це положення механізму відповідає мінімальній відстані між поршнями і називається внутрішньою об'ємною мертвою точкою (ВОМТ).

Фактичний ступінь стиснення повітряного заряду, визначений на момент закриття вікон, складає 15 МПа, тоді як геометричний — 18,5 МПа.

Кутове зміщення колінчастих валів разом із нерівномірним розташуванням впускних і випускних вікон уздовж циліндра забезпечує досягнення необхідних фаз газорозподілу, завдяки чому циліндр ефективно очищується від відпрацьованих газів і наповнюється стисненим повітрям.

Через кутове зміщення колінчастих валів, їхній знімний крутний момент розподіляється нерівномірно: на впускний вал припадає 30 %, а на випускний – 70 % від загального моменту, що розвивається двигуном. Крутний момент, сформований на впускному валу, передається через шестерні механізму передач на випускний вал, а сумарний крутний момент, що знімається з обох його кінців, за допомогою двох зубчастих муфт напівжорсткого з'єднання подається на вали коробок передач об'єкта.

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Для визначення ключових параметрів і показників робочого процесу, які відображають ефективність та економічність роботи дизеля, необхідно провести розрахунок робочого циклу двигуна на номінальному режимі.

У ході розрахункового циклу двигуна внутрішнього згоряння змінюється кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Через кінцеву швидкість згоряння та дисоціацію продуктів згоряння хімічна енергія палива вивільняється поступово, а не миттєво. Під час розширення відбувається догоряння палива та рекомбінація дисоційованих газів із виділенням теплової енергії. Оскільки температура і склад газів у циліндрі змінюються, робоче тіло не можна вважати таким, що має постійні теплоємності. Також у розрахунковому циклі враховуються теплові та аеродинамічні втрати.

Враховуючи складність цих процесів і обмеженість існуючих розрахункових методик, дійсний цикл, що відбувається в працюючому двигуні, не може бути точно описаний.

Розрахунок робочого циклу і побудова індикаторної діаграми здійснюються за допомогою комп'ютерної програми, розробленої в середовищі MathCAD на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації в НУК. Для розрахунку обирається модель двигуна з вільним турбокомпресором. Програма ґрунтується на класичному методі теплового розрахунку, запропонованому професором В. І. Гриневецьким у 1907 році.

Метод теплового розрахунку базується на основах термодинаміки і термохімії, точно враховує теплові явища, що відбуваються в робочому циліндрі, і є інженерно-аналітичним підходом.

Розрахунковий цикл двигуна внутрішнього згоряння включає п'ять основних послідовних процесів: наповнення, стиск, згоряння палива, розширення і випуск.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.

Температура навколишнього повітря T_0 становить 313 К (40 °С), що відповідає умовам всмоктування атмосферного повітря з машинного відділення.

					КРМ.142.6221мз.08.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		25

Тиск навколишнього повітря p_0 у всіх випадках приймається 101 кПа, що відповідає стандартним атмосферним умовам [2].

Ступінь стиснення ϵ . При виборі ступеня стиснення враховують розміри циліндра та метод утворення суміші. Для двигунів з нерозділеною камерою згоряння (ВОД) значення ϵ знаходиться в межах 10...16 [2]. У даному випадку приймаємо $\epsilon = 13$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . залежить від розмірів циліндра та методу сумішоутворення. Для двигунів з нерозділеною камерою згоряння, при діаметрі циліндра $D_{\text{ц}} < 150$ мм і ступені стиснення $\epsilon = 13$, значення α знаходиться в діапазоні 1,8...2,8 [2]. У цьому випадку приймаємо $\alpha = 1,9$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r залежить від типу двигуна, особливостей повітропостачання та процесів газообміну. Приймаємо значення $\gamma_r = 0,05$ [2].

Коефіцієнт використання теплоти в точках z (ξ_z), та b (ξ_b) змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини визначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для двигунів з нерозділеною камерою згоряння нових моделей ці коефіцієнти знаходяться в таких межах: $\xi_z = 0,84...0,93$; $\xi_b = 0,81...0,92$; [2].

В даному випадку приймаємо значення: $\xi_z = 0,87$; $\xi_b = 0,83$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ для високо форсованих двигунів знаходиться в діапазоні $\lambda = 1,20...1,50$ [2]. У цьому випадку приймаємо значення $\lambda = 1,30$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a становить:

5...20 К – для двигунів з наддувом,

10...25 К – для двигунів без наддуву [2].

У нашому випадку приймаємо значення $\Delta T_a = 11$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ визначається на основі експериментальних даних з урахуванням типу двигуна та особливостей системи газообміну. Для двотактних двигунів значення цього коефіцієнта лежить у межах $\zeta = 0,92...0,97$ [2]. У даному випадку приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для двигунів з нерозділеною камерою зго-

ряння, коли діаметр циліндра $D_{\text{ц}}$ менше 300 мм, і коефіцієнт заповнення ρ_k перевищує 0,2; η_m знаходиться у межах від 0,80 до 0,88 [2]. У цьому випадку приймаємо $\eta_m = 0,81$.

Зменшення тиску у охолоджувачі наддувного повітря $\Delta P_{\text{ох}}$ пов'язане з опором, який створює повітря під час його проходження через систему охолодження. У числовому виразі приймається, що: $\Delta P_{\text{ох}} = 4$ кПа [2].

Температура залишкових газів T_r для двигунів цього типу знаходиться у межах 610...900 К. У даному випадку приймаємо $T_r = 800$ К [2].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [2]: $C = 0,866$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,130$ кг – кількість водню; $O = 0,004$ кг – кількість кисню; $S = 0$ кг – кількість сірки.

Коефіцієнт тактності Z – це кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого валу. Для двотактних двигунів цей коефіцієнт дорівнює $Z = 1$ [2].

Нижча теплота згоряння палива приймається рівною $Q_n = 42664,6$ кДж/кг.

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

Частка ходу поршня, втрачена на продувку φ_n для двотактних двигунів приймається рівною $\varphi_n = 0,13$ [2].

Результати розрахунку робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12 наведено нижче на роздруківці. Дані, необхідні для побудови теоретичної індикаторної діаграми, розраховані та представлені у табл. 2.2, а сама діаграма зображена на рис. 2.2.

Розрахунок робочого циклу

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 880$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 2600$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.101$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 313$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$P_k = 3$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.02$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.05$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.87$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.83$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon = 13$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 11$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0.18$
1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.81$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.73$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ох.} = 0.004$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.89$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 800$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$C = 0.866$ $H = 0.130$ $S = 0$ $O = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 6$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.12$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.24$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 1$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 1.9$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.96$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.75$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.303$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 471.287$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 330.412$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 363.249$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox}. \quad P_s = 0.299$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.29$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H) \quad \eta_H = 0.746$$

3. Розрахунок процесу стиску

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

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

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

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

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

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



$$b_c = 0.002528 \quad a_{\nu c} = 19.29$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{\nu c} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.361$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 9.516$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 916.752$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L_{\text{в}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 0.946$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0345$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0329$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 1.048$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.034$$

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

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

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0326$

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

$$m_{\text{в}} = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.066$$

$$a_{vz} = 19.94428$$

$$b_z = 0.00312$$

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

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

$$a_{vb} = 19.91517$$

$$b_b = 0.003096$$

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



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

$$\text{звідки: } T_z = 1903.654$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 12.37$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.652$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 7.868$$

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

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



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

$$n_2 = 1.305$$

$$T_b = 1014.366$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.838$$

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.953$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1.538$$

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

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.202$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.417$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.245$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.338$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.2497$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 879.628$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = -0.042 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.694$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.755$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.288$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 790.148$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 0.974$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.562$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.372$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{kd} = 3.017$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.577 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

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

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

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,305
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	9,516
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	12,37
Ступінь попереднього розширення ρ	1,652
Ступінь стиснення ε	13

Таблиця 2.2.

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розп}$
1,00	12,37	
1,00	9,52	12,37
1,65	4,81	12,37
2,22	3,22	8,41
2,79	2,36	6,25
3,35	1,83	4,91
3,92	1,48	4,00
4,49	1,23	3,36
5,06	1,05	2,87
5,62	0,91	2,50
6,19	0,80	2,21
6,76	0,71	1,97
7,33	0,63	1,77
7,89	0,57	1,61
8,46	0,52	1,47
9,03	0,48	1,35
9,60	0,44	1,25
10,16	0,41	1,16
10,73	0,38	1,08
11,30	0,35	1,01
11,87	0,33	0,94
12,43	0,31	0,89
13,00	0,29	0,84
13,00	0,29	0,29

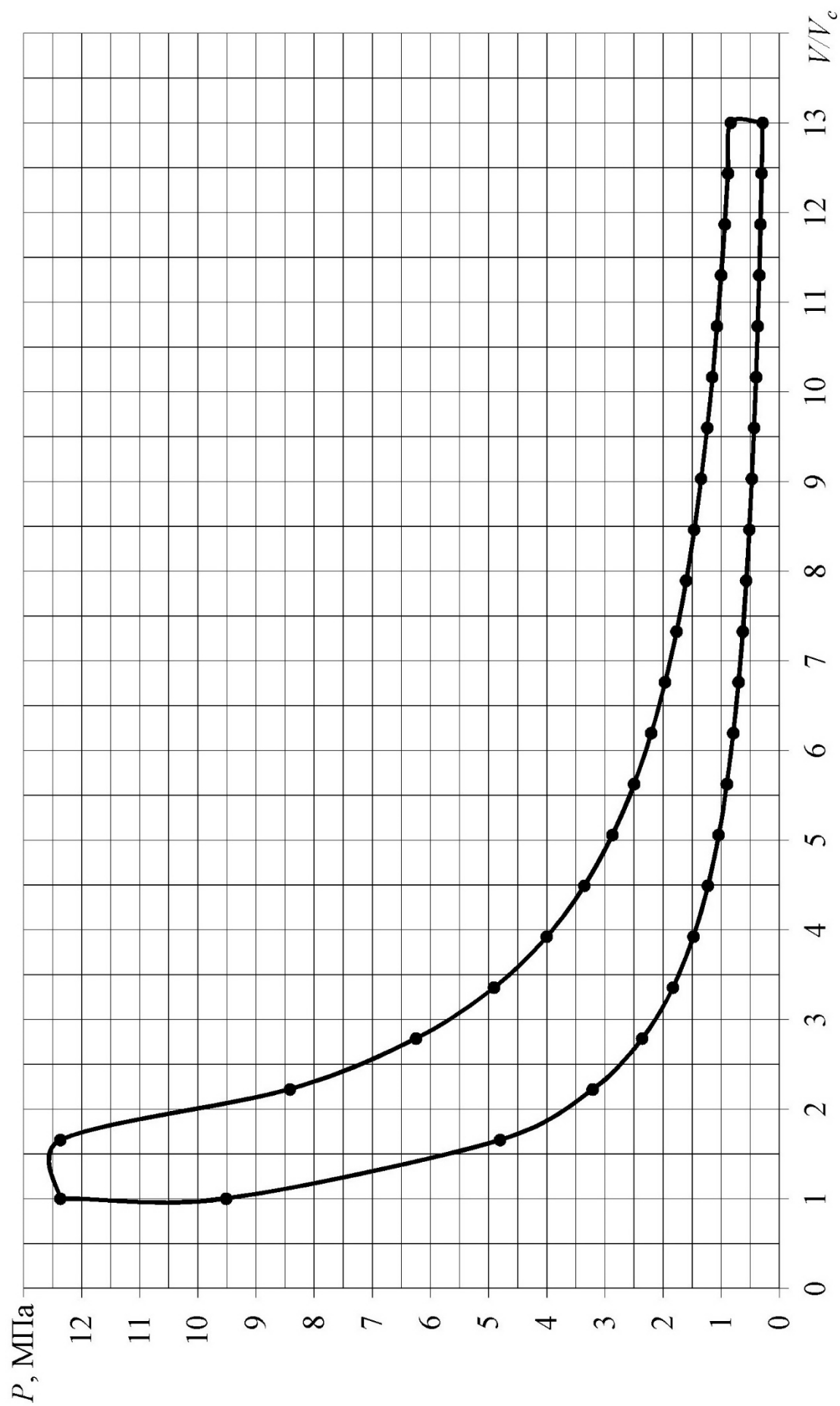


Рис. 2.2. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 6ДН 12/2×12

2.5 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 6ТД-2

Динаміка двигунів внутрішнього згоряння – це розділ механіки, який вивчає рух деталей кривошипно-шатунного механізму (КШМ) під впливом тиску газів і сил інерції. Основне завдання цієї галузі – аналіз і зменшення навантажень, що виникають під час руху деталей КШМ, вивчення режимів їхнього руху, балансування інерційних сил, оцінка споживання енергії та визначення ККД механізмів. Також розглядаються способи забезпечення заданих характеристик руху деталей.

Надійність, довговічність і економічність сучасних ДВЗ значною мірою залежать від конструкції КШМ, його рівномірної роботи, врівноваженості, а також від рівня крутильних коливань колінчастого валу.

Під час роботи двигуна на КШМ діють різні сили: тиск газів у циліндрі, сили інерції рухомих мас, сили ваги, сили тертя та корисного опору на колінчастому валу. Сили тертя, як правило, невеликі порівняно з іншими, і їх точний облік ускладнений через залежність від багатьох факторів, таких як шорсткість поверхонь тертя, умови змащення, тепловий режим, зазори тощо. У динамічних розрахунках сили тертя зазвичай не враховуються, натомість береться до уваги механічний ККД двигуна.

Сили ваги мають значення переважно в малошвидкісних двигунах і визначаються за масами деталей на основі робочих креслень або даних зважування.

Таблиця 2.3. Вихідні данні для динамічного розрахунку

Величина	Значення
Тактність (число тактів) для двотактних ДВЗ, D	2
Крок розрахунку. Обертається в залежності від кута заклинки колінчастого валу, H	15°
Частота обертання колінчастого валу, n	2600 хв^{-1}
Питома маса частин КШМ, що поступально рухаються, M_S	$5,3 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа (половина ходу поршня), R	$0,06 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна, λ	$0,3$
Тиск на початку стиску (в точці а), P_a	$0,29 \text{ МПа}$
Максимальний тиск в циліндрі (в точці z), P_z	$12,37 \text{ МПа}$

Степінь попереднього розширення, ρ	1,652
Показник політропи стиснення, n_1	1,361
Показник політропи розширення, n_2	1,305
Степінь стиску, ε	13

Результуючою всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила, яка визначає його рух. Ця сила прикладається до центру мас усіх частин механізму, що здійснюють поступальний рух.

У загальному випадку рушійна сила є алгебраїчною сумою всіх компонент::

$$P_{ДВ} = P_{Г} + P_{S} + P_{ТР} + P_{ТП} + P_{В}$$

де $P_{Г}$ – сила тиску від газів;

P_{S} – сила інерції мас, що здійснюють поступальний рух;

$P_{В}$ – сила ваги поступальних мас;

$P_{ТП}$ – сила тиску на поршень з тильної сторони;

$P_{ТР}$ – сила тертя між втулкою і поршнем.

У зв'язку з тим, що сила $P_{В}$ і сила $P_{К}$ є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула

$$P_{ДВ} = P_{Г} + P_{S}$$

де $P_{Г}$ – сила від тиску газів;

P_{S} – сила інерції мас, що здійснюють поступальний рух.

На рис. 2.3 представлена силова схема КШМ, де показане розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипників.

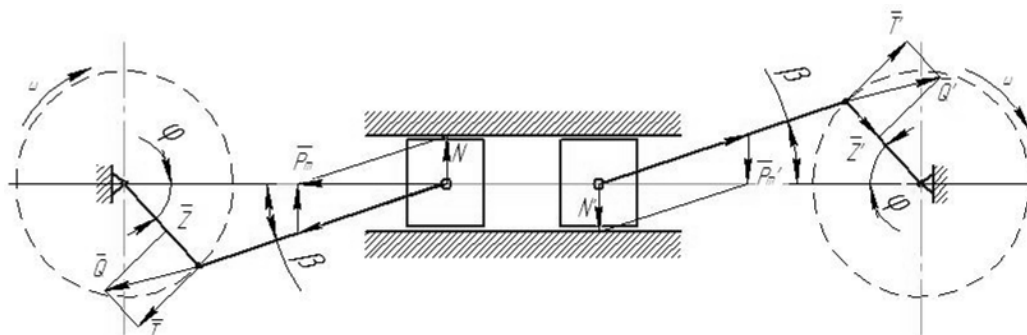


Рис. 2.3. Силовая схема КШМ

Найменування сил наступні:

N – нормальна сила, яка діє перпендикулярно до осі циліндра;

Q – сила, яка діє вздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, яка діє вздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, яка діє по дотичній до траєкторії центра мотильової шийки.

Формули, які використовуються для розрахунків відповідних сил мають наступні:

$$N = P_{ДВ} \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \sin \varphi))$$

$$Q = \frac{P_{ДВ}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$Z = \frac{P_{ДВ} \cos(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

$$T = \frac{P_{ДВ} \sin(\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \varphi))}$$

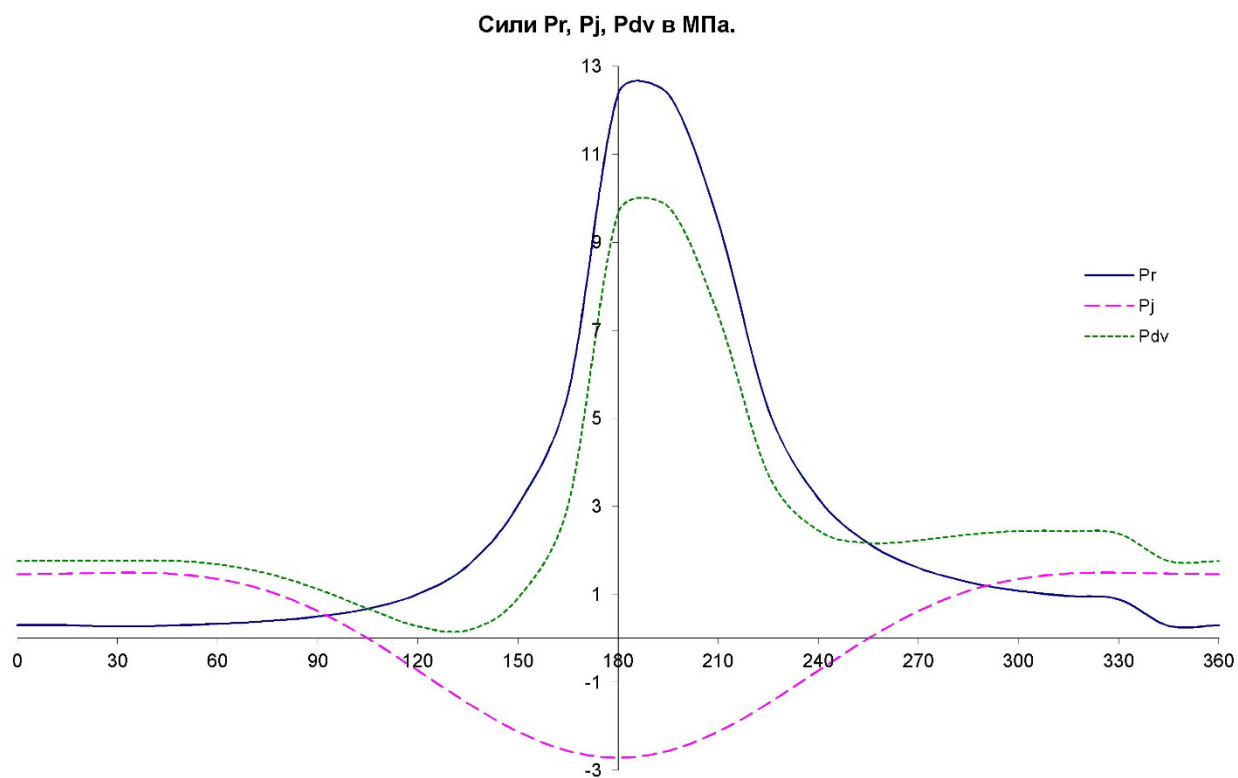
Усі розрахункові формули, що наводяться, орієнтовано на рахунок з використанням комп'ютера. Розрахунок динаміки зроблений за методикою розробленою на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ в НУК і реалізована середовищі *Microsoft Excel*. Результати розрахунку наведено в табл. 2.4.

За даними табл. 2.4 було побудовано діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які наведено на рис. 2.4 та 2.5.

Таблиця 2.4. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,299	1,458	1,757	0	-1,757	0
15	0,299	1,471	1,770	-0,137	-1,745	-0,325
30	0,270	1,491	1,762	-0,267	-1,659	-0,649
45	0,293	1,473	1,766	-0,383	-1,520	-0,978
60	0,332	1,354	1,686	-0,453	-1,236	-1,233
75	0,394	1,080	1,475	-0,446	-0,813	-1,309
90	0,498	0,625	1,123	-0,353	-0,353	-1,123
105	0,677	0,002	0,679	-0,205	-0,022	-0,709
120	1,006	-0,729	0,277	-0,074	0,074	-0,277
135	1,661	-1,473	0,187	-0,040	0,104	-0,161

150	3,031	-2,116	0,915	-0,138	0,723	-0,577
165	5,570	-2,553	3,017	-0,235	2,853	-1,007
180	12,370	-2,708	9,661	0	9,661	0
195	12,370	-2,553	9,816	0,764	9,284	3,279
210	9,460	-2,116	7,343	1,114	5,802	4,636
225	5,204	-1,471	3,731	0,809	2,065	3,210
240	3,182	-0,722	2,453	0,660	0,655	2,455
255	2,162	0,002	2,164	0,655	-0,072	2,260
270	1,605	0,625	2,230	0,701	-0,701	2,230
285	1,280	1,080	2,361	0,714	-1,301	2,095
300	1,083	1,354	2,437	0,655	-1,786	1,783
315	0,962	1,473	2,435	0,528	-2,095	1,348
330	0,889	1,491	2,380	0,361	-2,242	0,877
345	0,288	1,471	1,759	0,137	-1,734	0,323
360	0,299	1,458	1,757	0	-1,757	0



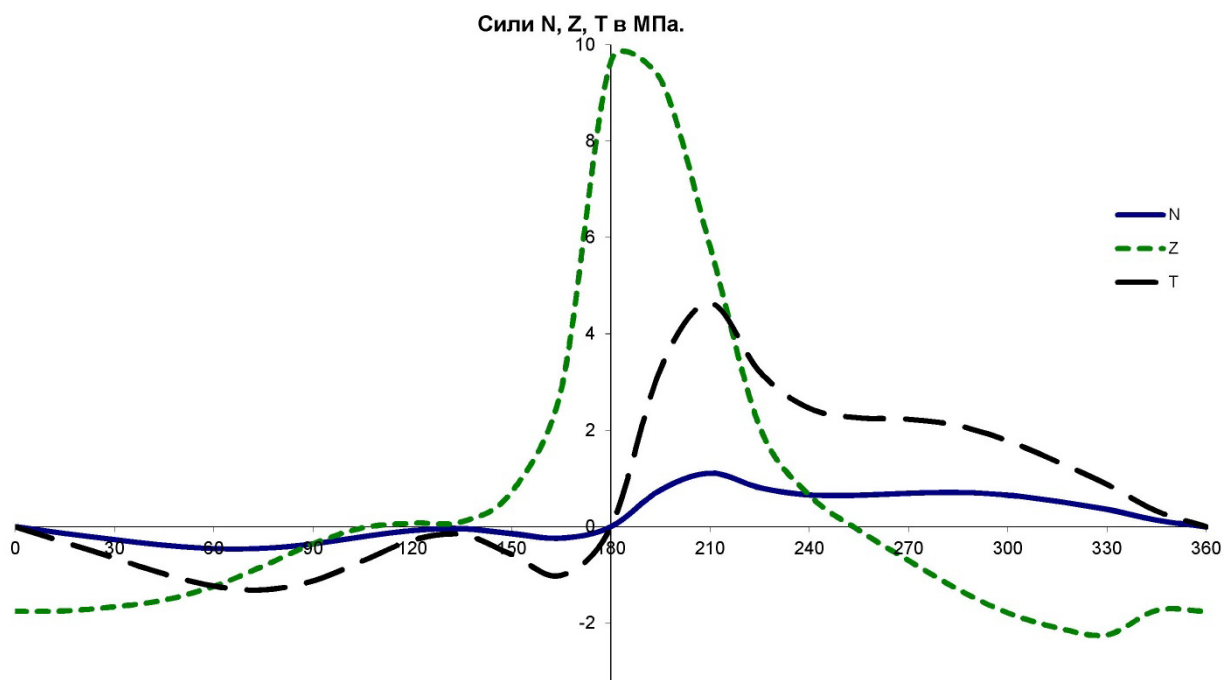


Рис. 2.5. Діаграми сил N , Z , T , що діють у КШМ

2.6 Висновок до розділу

Розрахунок робочого циклу проводився для номінального режиму роботи двигуна, що дало змогу отримати ключові параметри та характеристики його функціонування. За результатами перевірного розрахунку робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12 було визначено наступні основні показники.

Показник економічності двигуна, який визначається питомою ефективною витратою пального, становить 250 гр/(кВт·год.). Це свідчить про те, що двигун належить до категорії машин із середнім рівнем економічності. За цим параметром він є конкурентоспроможним серед аналогічних двигунів схожої потужності та розмірності, хоча і не перевищує їх за економічними показниками.

Середній ефективний тиск (P_e), який є індикатором ефективності двигуна, дорівнює 1,245 МПа, а ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) складає 0,338. Максимальний тиск робочого тіла становить 12,4 МПа, а температура досягає 1904 К, що відповідає класичним рекомендаціям і забезпечує стабільність та безпеку роботи двигуна.

Крім аналізу основних параметрів робочого циклу, у цьому розділі було виконано розрахунки динаміки двигуна. Зокрема, визначено сили, які вплива-

ють на деталі кривошипно-шатунного механізму. На основі цих даних побудовано діаграми дії сил, а також виконано аналіз і побудовано діаграми сумарних дотичних сил, що діють на механізм.

Результати проведених розрахунків дозволили отримати важливі показники, які стануть основою для подальших досліджень. Зокрема, вони будуть використані для аналізу експлуатаційних характеристик двигуна, розробки рекомендацій щодо його вдосконалення, а також для оцінки економічного ефекту від впровадження проєкту.

					КРМ.142.6221мз.08.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		43

РОЗДІЛ 3

Створення системи діагностики турбокомпресорів для двигуна 6ТД-2

3.1 Загальні відомості про діагностику

Діагностика – це процес оцінки технічного стану двигуна або його окремих агрегатів, який базується на контролі та аналізі спеціальних параметрів без необхідності розбирання агрегата. За допомогою цього процесу можна встановити, чи забезпечує двигун нормальну та безвідмовну роботу в поточний момент, а також зробити прогностичну оцінку його подальшої експлуатації. Прогнозування може здійснюватися за двома напрямками: перший полягає у визначенні залишкового ресурсу двигуна від моменту проведення діагностики до настання критичного або граничного стану, а другий – у встановленні можливості безвідмовної роботи двигуна протягом певного конкретного періоду експлуатації.

При цьому будь-які виявлені порушення або відхилення від нормальної роботи можна класифікувати як відмови, що ведуть до виходу двигуна з експлуатації, або як несправності, які не обов'язково перешкоджають роботі агрегата, але вимагають оперативного втручання для запобігання подальшому погіршенню стану. Технічний стан двигуна визначається сукупністю параметрів, які характеризують працездатність як окремих його елементів, так і агрегату в цілому, що дозволяє зробити об'єктивний висновок щодо його подальшої експлуатації.

Оцінку технічного стану двигуна можна проводити двома способами. По-перше, це своєчасне виконання профілактичних оглядів відповідно до графіків та рекомендацій, викладених у документації виробника. По-друге, це проведення оперативних діагностичних операцій у будь-який зручний момент з визначенням контрольованих параметрів без необхідності демонтажу двигуна. Сучасні технології дозволяють використовувати різноманітні методи – від аналізу вібрацій та акустичного моніторингу до застосування сенсорних сис-

					КРМ.142.6221мз.08.03.ПЗ	Лист
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

тем та інтелектуальних алгоритмів, що забезпечують високоточну оцінку стану двигуна в режимі реального часу.

Таким чином, технічна діагностика є галуззю знань, яка не лише дозволяє точно визначити поточні параметри роботи двигуна, але й сприяє прогнозуванню залишкового терміну його ефективної експлуатації. Практичне застосування діагностичних методів забезпечує можливість постійного контролю за станом агрегата, порівняльного аналізу отриманих даних та прийняття своєчасних рішень щодо ремонту або модернізації двигуна. Це, своєю чергою, значно підвищує надійність та безпеку роботи двигуна, сприяє зниженню ризиків аварій та забезпечує ефективне планування технічного обслуговування і ремонтних заходів.

3.2 Визначення експериментальних величин

Під час випробувань газової турбіни та повітряного компресора визначаються такі параметри: витрата повітря і палива, що подаються до камери згоряння, об'єм повітря, який проходить через компресор ТК, а також частота обертання валу турбокомпресора. До того ж, вимірюються показники тиску та температури повітря і робочого газу як на вході, так і на виході з компресора і турбіни, а також параметри повітря перед мірними шайбами.

Для вимірювання витрати повітря через компресор та камеру згоряння використовують мірні шайби, виготовлені та встановлені відповідно до затверджених нормативів. Витрата палива визначається за ваговим методом. Температура газу фіксується за допомогою хромельалюмелевих термопар, сигнали з яких передаються через потенціометр ПП-1 з роздільною здатністю 0,05 мВ, а температура повітря вимірюється ртутними термометрами з точністю 0,1°C.

Статичний і повний тиск газу на вході в турбіну, а також тиск повітря на виході з компресора ТК вимірюються за допомогою ртутних п'єзометрів, тоді як тиск на вході в компресор і на виході з турбіни визначаються водяними п'єзометрами. Точність вимірювань п'єзометрів становить 1 мм ртутного або

					КРМ.142.6221мз.08.03.ПЗ	Лист
						45
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

водяного стовпа. Розташування термопар і насадок для вимірювання повного та статичного тиску наведено на рис. 3.1 і 3.2.

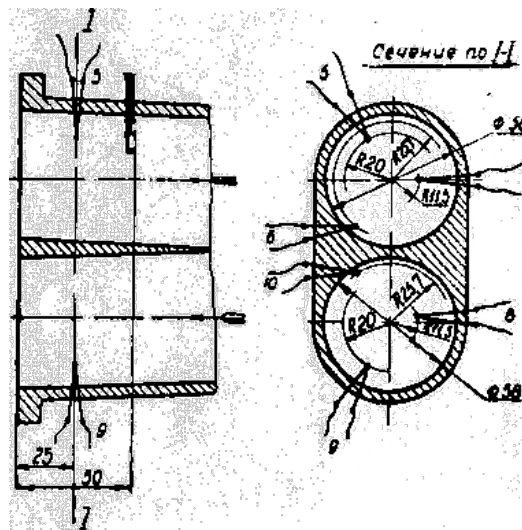


Рис. 3.1. План розташування термопар та датчиків повного тиску на вхідній частині турбіни

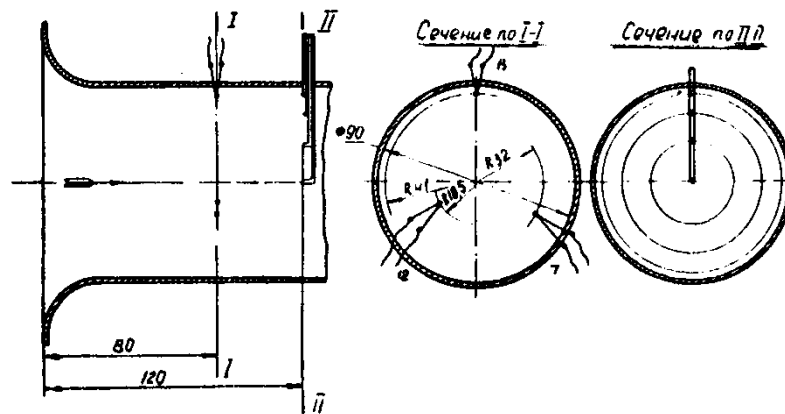


Рис. 3.2. План розташування термопар та датчиків повного тиску на вихідній частині турбіни

Для визначення частоти обертання валу ротора ТК застосовується індукційний датчик, покази якого реєструються радіометричною установкою ПС-64. Індукційний датчик встановлюється у вхідному патрубку компресора, що дозволяє отримувати точні дані про швидкість обертання в реальному часі.

Принципова схема установки для вимірювання частоти обертання, представлена на рис. 3.3, містить котушку датчика, котушку підмагнічування, блок живлення та радіометричну установку ПС-64 з лічильником..

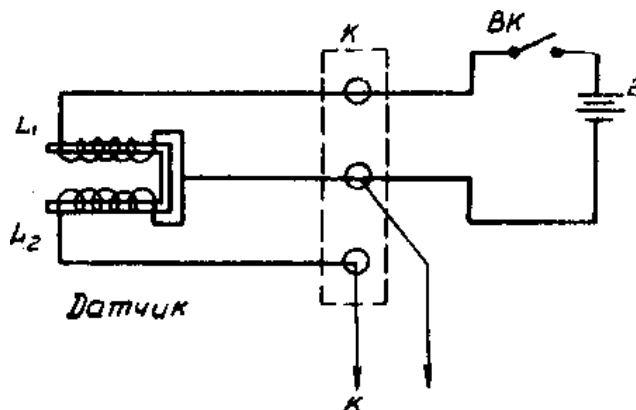


Рис. 3.3. Принципова схема установки для вимірювання частоти обертання ротора турбокомпресора

Коли струм проходить через котушку підмагнічування, формується магнітне поле, яке розповсюджується і на котушку датчика. При обертанні ротора ТК значення цього магнітного потоку змінюється завдяки наявності прорізу в гайках кріплення колеса компресора, проти якого розташовані сердечники як котушки підмагнічування, так і датчика. Змінний магнітний потік, що виникає в котушці датчика, індукує електрорушійну силу, яку фіксує радіометрична установка ПС-64.

Двигуни внутрішнього згоряння експлуатуються в широкому діапазоні режимів – від холостого ходу до максимальної потужності та від мінімальної до максимальної частоти обертання. Це означає, що і турбокомпресор при спільній роботі з двигуном також функціонує в різних режимах, що впливає як на витрату повітря через компресор і відповідно на об'єм газів, що надходять через турбіну, так і на температуру та тиск газів перед турбіною. Залежно від цих факторів змінюються основні параметри роботи компресора і турбіни, зокрема коефіцієнти корисної дії, ступінь підвищення тиску компресора та ступінь зниження тиску турбіни.

Залежності, які демонструють, як параметри компресора та турбіни змінюються залежно від режиму їх роботи, називають характеристиками компресора (або турбіни). Ці характеристики дозволяють оцінити вплив різних експлуатаційних умов на основні показники роботи турбокомпресора і двигуна в цілому, а також визначити оптимальні умови їх сумісної роботи. Оскільки розрахунок характеристик турбокомпресора є надзвичайно складним завданням, вони зазвичай визначаються експериментальним шляхом.

Характеристики компресора визначають за витратою повітря при стабільній частоті обертання. Як відомо, зміна вхідних параметрів, зокрема температури (T_H), суттєво впливає на основні показники роботи компресора, тому характеристики, отримані за різних умов на вході, будуть відрізнятися. Було прийнято рішення побудувати залежності, що відображають зміну ступеня підвищення тиску (Π_k) і коефіцієнта корисної дії (η_k), від параметру $\frac{V}{\sqrt{T_H}}$ (V – секундний витрата повітря, $\text{м}^3/\text{с}$) незмінній частоті обертання ротора $\frac{n}{\sqrt{T_H}}$, оскільки такі характеристики залишаються сталими незалежно від змін тиску і температури повітря на вході в компресор.

Для формування характеристики турбіни, що відображає зміну коефіцієнта корисної дії (η_T) та ступеня розширення газу (Π_T), було обрано параметр $\frac{G_T n}{P_r}$ (P_r – тиск газу перед турбіною). Цей параметр є найбільш зручним для дослідження спільних режимів роботи турбіни та компресора, оскільки забезпечує рівні частоти обертання та приблизно однакові витрати повітря через компресор і газу через турбіну. Побудова характеристик турбіни проводиться при постійному $\frac{n}{\sqrt{T_r}}$.

Відповідно до викладеного, вимірювання характеристик проводяться при незмінному значенні параметра $\frac{n}{\sqrt{T_H}} \left(\frac{n}{\sqrt{T_r}} \right)$, тоді як режими роботи визна-

чаються залежно від рівня тиску наддуву.

Згідно з встановленою методикою випробувань, основні показники турбогенератора, такі як адіабатна та індикаторна робота, а також коефіцієнт корисної дії турбіни, розраховуються на основі параметрів газу на вході та виході з турбіни. Тому надзвичайно важливо забезпечити точність вимірювання цих показників. Для цього на кожному режимі роботи проводяться попередні дослідження, спрямовані на оцінку правильності визначення температурного поля та тисків на вході і виході з турбіни.

Виходячи з отриманих полів температур газу на виході з турбіни, визначається оптимальне розташування диференціальної термопари, що вимірює перепад температур (Δt^D) у турбіні на різних режимах її роботи. Ряд повторних дослідів показав, що температурні та тискові поля газу на вході в турбіну залишаються рівномірними незалежно від режиму роботи.

Через теплові втрати в ресивері турбіни вимірювання температури газу на її вході не дають точного значення, тому необхідно проводити заміри безпосередньо перед сопловим апаратом. Для визначення температурного поля в цій зоні на кришці турбіни за допомогою шпильок кріплення встановлено три термопари (рис. 3.4).

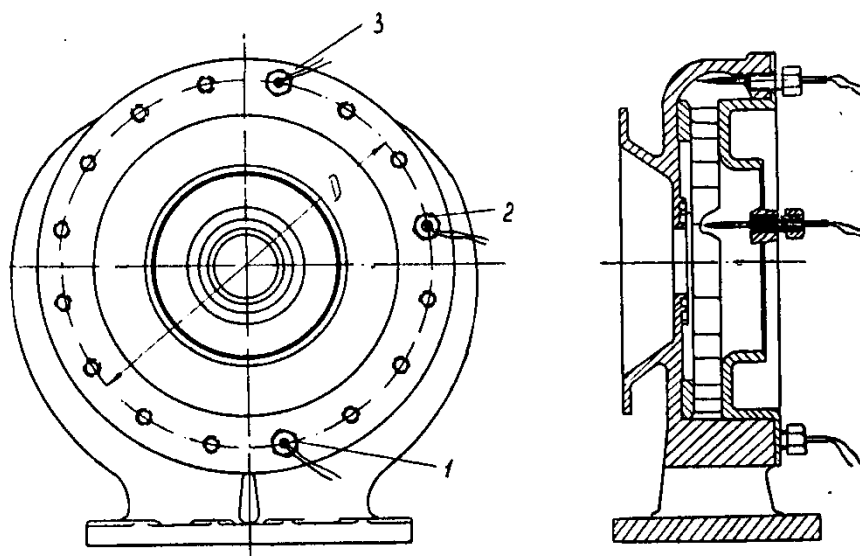


Рис. 3.4. Схема монтажу термопар на вході в сопловий апарат

На основі проведених вимірювань формується температурне поле перед сопловим апаратом для всіх режимів роботи. З аналізу цього поля визначається оптимальне розташування термопар, показання якої відповідають середньомасовому значенню температури в цій зоні. Додаткові труднощі при випробуваннях турбокомпресора та обробці експериментальних даних пов'язані з охолодженням диска колеса турбіни, яке здійснюється за рахунок перепуску частини повітря з порожнини високого тиску компресора до турбіни. Такий метод охолодження призводить до зниження температури газу, що протікає через колесо турбіни, що ускладнює визначення кількості робочого тіла, яке проходить через турбіну.

Виходячи з вищезазначених припущень та попередніх експериментальних даних, встановлено таку послідовність проведення дослідів:

1. Вимірювання характеристик турбіни та компресора здійснюється при постійному наведеному числі обертів ротора турбіни ($\frac{n}{\sqrt{T_r}} = const$ або, що те ж

саме, $\frac{n}{\sqrt{T_H}} = const$).

2. Режим роботи задається за значенням тиску повітря на виході з компресора – P_K .

3. Для оцінки роботи турбіни температура газів визначається безпосередньо перед входом у сопловий апарат.

4. Через нерівномірний розподіл температурного поля як на вході в сопловий апарат, так і на виході з турбіни, обчислюється середньомасове значення температури.

5. Всі характеристики знімаються за умови відключення перепуску повітря з порожнини високого тиску компресора до турбіни.

При кожному режимі проводяться вимірювання таких параметрів:

1. Частоти обертання ротора турбокомпресора.

2. Температури (T_r), повного (P_r^*) та статичного (P_r) тиску газів на вході в турбіну.

					КРМ.142.6221мз.08.03.ПЗ	Лист
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3. Температури (T_r'), повного ($P_r'^*$) та статичного (P_r') тиску газів на виході з турбіни.
4. Температури газу на вході в сопловий апарат турбіни.
5. Статичного тиску після соплового апарату (на вході в робоче колесо турбіни).
6. Різниці температур (Δt^d) газу між входом і виходом турбіни.
7. Різниці температур (Δt^c) газу між входом у сопловий апарат і виходом з турбіни.
8. Витрати палива (G_T) та повітря (Q_{BT}) через камеру згоряння, а також параметрів газу ($P_{ш}$ і $T_{ш}$) перед мірною шайбою.
9. Температури (T_H) і тиску (P_H) повітря на вході в компресор.
10. Температури (T_K) і тиску (P_K) повітря на виході з компресора.
11. Витрати повітря (G_{BK}) через компресор.

Для перевірки обраної методики випробувань турбокомпресора основні параметри турбіни визначаються за умов, коли її робота співпадає з роботою компресора, що вимагає знання механічного коефіцієнта корисної дії. Механічний ККД визначають шляхом зняття характеристик компресора та турбіни при роботі на «холодному» повітрі. Процедура залишається такою ж, як і описано раніше, проте в цьому випадку температури повітря на вході та виході з турбіни вимірюються ртутними термометрами з роздільною здатністю $0,1^\circ\text{C}$.

На основі отриманих експериментальних даних, за допомогою загально-відомих співвідношень, обчислюються параметри, що необхідні для визначення ефективних показників роботи та побудови характеристик компресора і турбіни.

Для компресора результати випробувань представлені у вигляді характеристикних рівнянь:

$$\pi_K = f\left(\frac{V}{\sqrt{T_H}}\right),$$

$$\eta_K = f\left(\frac{V}{\sqrt{T_H}}\right),$$

$$\frac{L_{ad}}{\sqrt{T_H}} = f\left(\frac{V}{\sqrt{T_H}}\right),$$

де L_{ad} – адіабатна робота компресора.

Кожна характеристика формується при сталому значенні наведеної частоти обертання $\frac{n}{\sqrt{T_H}}$, проте при різних параметрах газу, що надходять на вхід в турбіну.

Для газової турбіни результати випробувань подаються у вигляді набору абстрактних характеристик, які відображають залежності між основними параметрами:

$$\pi_T = f\left(\frac{G_T n}{P_r}\right),$$

$$\eta_T = f\left(\frac{G_T n}{P_r}\right).$$

3.3 Формування технічного завдання на проектування стенду

У рамках цієї кваліфікаційної роботи потрібно розробити стенд для діагностики та дослідження агрегатів наддуву турбокомпресорів. Нині на ринку представлено велику кількість турбокомпресорів із різними масо-габаритними та технічними характеристиками. Хочеться створити універсальний стенд, здатний охопити всі моделі, проте через значний розкид параметрів це є неможливим. Тому в цьому розділі окреслено діапазони основних параметрів турбокомпресорів, для яких буде спроектовано стенд.

На основі аналізу технічної літератури щодо турбокомпресорів вітчизняного та імпортного виробництва було встановлено параметри, які використовуються для наддуву двигунів внутрішнього згоряння малої та середньої потужності в сучасному двигунобудуванні, зокрема для двигуна типу 6ДН 12/2×12.

					КРМ.142.6221мз.08.03.ПЗ	Лист
						52
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Повний абсолютний тиск на виході з компресора

Діапазон повного абсолютного тиску на виході з компресора (P_K^*) для сучасних турбокомпресорів становить значення 260...450 кПа. Оскільки в сучасному двигунобудуванні найбільше застосовуються системи середнього та високого наддуву, ми обмежуємо ступінь підвищення тиску в компресорі відповідним рівнем $\pi_K = 2,5...4,0$. Отже, проєктований стенд має бути розрахований на дослідження турбокомпресорів, що забезпечують повний тиск на виході в такому діапазоні $P_K^* = 250...400$ кПа.

Температура на вході в компресор

Двигуни з наддувом працюють у різних кліматичних умовах – від північних регіонів, де температура навколишнього середовища може сягати дуже низьких значень, до екваторіальних зон, де вона набуває високих показників. Внаслідок цього температурний діапазон повітря, що надходить на вхід компресора, знаходиться в межах $T_H = -50...+50$ °C

Тиск на вході в компресор

Атмосферний тиск на поверхні Землі змінюється залежно від висоти над рівнем моря. Двигуни з наддувом можуть працювати як на рівні моря, так і в умовах високогір'я, де атмосферний тиск значно менший, ніж біля поверхні світового океану. Наприклад, на висоті приблизно 3000 м над рівнем моря тиск становить 70 кПа. Таким чином, діапазон тиску на вході в компресор буде обмежено значеннями $P_H = 70...130$ кПа.

Витрата стисненого повітря через компресор

При аналізі параметрів сучасних турбокомпресорів встановлено, що діапазон витрати повітря через компресор становить 0,01...5,0 кг/с. Однак для двигунів з наддувом середньої потужності (до 1000 кВт) використовуються турбокомпресори з подачею повітря до 2 кг/с. Тому дослідження буде зосереджене на турбокомпресорах, витрата повітря через компресор яких знаходиться у межах $G_B = 0,5...2,0$ кг/с.

Частота обертання валу турбокомпресора

Перші турбокомпресори для наддуву ДВЗ розраховувалися на частоту обертання ротора 40...60 тис. хв⁻¹. З часом ця величина зросла, адже продуктивність компресора безпосередньо залежить від окружної швидкості робочого колеса. У початкових конструкціях ТКР застосовували робочі колеса значно більших розмірів, тому і частота обертання була невисокою. Завдяки науково-технічному прогресу стало можливим використання нових матеріалів і конструкцій підшипників, що дозволило істотно збільшити швидкість обертання ротора (до 300 тис. хв⁻¹) і зменшити габарити агрегату. Для проектування випробувального стенду будемо орієнтуватися на розрахункову частоту обертання ротора в межах $n = 100...300$ тис. хв⁻¹, при цьому діапазон досліджуваної частоти обертання приймемо рівним $n = 30...150$ тис. хв⁻¹.

Потужність на валу компресора

У літературі з турбокомпресорів не вказується потужність на валу компресора, оскільки вся енергія, яку генерує турбіна, повністю передається компресору для виконання ізоентропічного стиснення, причому невелика частина цієї енергії втрачається в підшипникових вузлах. Тому термін «потужність турбокомпресора» не застосовується. Проте потужність, необхідна компресору для реалізації поставлених завдань, може бути розрахована за наступною формулою.

$$N_K = \frac{L_{KS} G_B}{\eta_K},$$

де L_{KS} – ізоентропічна робота стиснення повітря в компресорі; G_B – витрата повітря через компресор; η_K – ККД компресора. Для сучасних компресорів $\eta_K = 0,75...0,8$.

Ізоентропічна робота стиснення обчислюється за формулою:

$$L_{KS} = \frac{k}{k-1} R T_H \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

де k – коефіцієнт ізоентропи (для повітря становить $k = 1,41$); R – універсальна газова стала

					КРМ.142.6221мз.08.03.ПЗ	Лист
						54
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$(R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}).$$

Щоб визначити діапазон потужностей, розрахуємо їхні максимальні та мінімальні значення з використанням раніше встановлених інтервалів параметрів..

$$L_{KS \min} = \frac{k}{k-1} RT_{H \min} \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k} \min} - 1 \right) = \frac{1,41}{1,41-1} 287 \cdot 223 \left(2,5^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right) = 67199 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \approx 67200 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

$$L_{KS \max} = \frac{k}{k-1} RT_{H \max} \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k} \max} - 1 \right) = \frac{1,41}{1,41-1} 287 \cdot 323 \left(4,0^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right) = 158273 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \approx 158300 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$N_{K \min} = \frac{L_{KS \min} G_{B \min}}{\eta_{K \max}} = \frac{67200 \cdot 0,5}{0,80} \approx 42000 \text{ Вт} = 42 \text{ кВт},$$

$$N_{K \max} = \frac{L_{KS \max} G_{B \max}}{\eta_{K \min}} = \frac{158300 \cdot 2}{0,75} \approx 422133 \text{ Вт} = 422 \text{ кВт}.$$

Отже, по розрахункових режимах визначено діапазон потужності, який споживається компресором – $N_K = 42 \dots 422 \text{ кВт}$.

Крутний момент на валу компресора

Крутний момент на валу компресора залежить від потужності та частоти обертання, і розраховується за наступною формулою:

$$M_{kp}^K = \frac{30 N_K}{\pi \cdot n}.$$

Діапазон зміни крутного моменту визначимо наступним чином: спочатку знайдемо максимальне значення крутного моменту на валу турбокомпресора, яке спостерігається при мінімальній частоті обертання

$$M_{kp \min}^K = \frac{30 N_{K \min}}{\pi \cdot n_{\max}} = \frac{30 \cdot 42000}{3,14 \cdot 150000} = 2,7 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{kp \max}^K = \frac{30 N_{K \max}}{\pi \cdot n_{\min}} = \frac{30 \cdot 422000}{3,14 \cdot 30000} = 134,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким чином, проектувана випробувальна установка має бути спроможною проводити випробування турбокомпресорів, крутний момент на валу яких (як компресора, так і турбіни) знаходиться в межах $M_{kp}^K = 2,7 \dots 135 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Витрата відпрацьованих газів через досліджувану турбіну

За умови відсутності витоків робочого тіла в ДВЗ, витрата відпрацьованих газів через турбіну дорівнює витраті повітря, що надходить через компресор. Тож $G_T = G_B = 0,5...2,0 \text{ кг/с}$.

Повний абсолютний тиск відпрацьованих газів на вході в турбіну

У сучасних двигунах внутрішнього згоряння повний абсолютний тиск відпрацьованих газів у випускному колекторі варіюється в межах $P_T^* = 180...300 \text{ кПа}$.

Повна температура відпрацьованих газів на вході в турбіну

Повна температура відпрацьованих газів, що надходить у випускний трубопровід сучасних ДВЗ, знаходиться в межах $T_T^* = 850...1200 \text{ К}$.

Частота обертання, потужність і крутний момент на валу турбіни

Частота обертання, потужність і крутний момент на валу турбіни в умовах роботи турбокомпресора, інтегрованого в ДВЗ, мають бути рівними відповідним показникам на валу компресора. Проте при визначенні потужності необхідно враховувати втрати на тертя в підшипниках, тобто механічний ККД турбокомпресора, який повністю залежить від його конструкції і в сучасних ТКР знаходиться в межах $\eta_M = 0,95...0,98$.

Окрім розробки випробувального стенду, в рамках цієї кваліфікаційної роботи потрібно також створити методику випробувань турбокомпресора на даному стенді. Результатом проведених випробувань мають стати наступні характеристики:

Досліджувана турбіна:

$$\bar{N}_T = \frac{N_T}{P_0^* \sqrt{T_0^*}} = f(Y_T; \pi_T) \text{ — характеристика потужності, де } Y_T \text{ — параметр}$$

навантаження турбіни; π_T — ступінь зниження тиску в турбіні;

$$\bar{M}_{кр} = \frac{M_{кр}}{P_0^*} = f(Y_T; \pi_T) \text{ — моментна характеристика, де } \bar{M}_{кр} \text{ — наведений}$$

крутний момент на валу турбіни;

$\eta_T = f(Y_T; \pi_T)$ – ККД-характеристика турбіни;

$\frac{P_T^*}{G_T \sqrt{T_T^*}} = f(Y_T; \pi_T)$ – витратна характеристика.

Досліджуваний компресор:

$\bar{H} = \frac{H}{u_2^2} = f(G_{Bnp}; n_{np})$ – напірна характеристика (напір – питома робота на

колі робочого колеса); $G_{Bnp} = G_B \sqrt{\frac{T_H}{288}} \frac{101,33}{P_H}$ – приведена витрата повітря;

$n_{np} = n \sqrt{\frac{288}{T_H}}$ – наведена частота обертання робочого колеса компресора.

$\eta_K = f(G_{Bnp}; n_{np})$ – ККД-характеристика компресора.

Характеристики турбокомпресора в цілому:

Залежними параметрами є:

$\eta_{TK} = \frac{G_B L_{SK}}{G_T L_{ST}} = \frac{G_B \frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B T_H \left(\pi_K^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right)}{G_T \frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} R_T T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}} \right)}$ – ККД турбокомпресора;

$G_{Bnp} = \frac{G_B \sqrt{T_H}}{P_H} \frac{101,33}{\sqrt{288}}$ – приведена витрата повітря через компресор;

$\bar{H}_S = \frac{H_S}{u_2^2} = \frac{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \cdot T_H \left[\left(\pi_K \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\left(\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \right)^2}$ – коефіцієнт ізоентропного напору ком-

пресора;

$\pi_K = \frac{P_K^*}{P_H}$ – ступінь підвищення тиску в компресорі.

Універсальними незалежними параметрами виступають навантаженість турбіни Y_T , яку характеризує температура газу на її вході, а також ступінь зниження тиску в турбіні. π_T .

3.4 Схема вимірювань стенда та її опис

3.4.1 Опис схеми стенда

Схема вимірювань випробувального стенду, зображена на рис. 3.5, включає такі ключові елементи: випробуваний турбокомпресор; паливну систему; спеціальний балон зі стисненим повітрям (альтернативно – мережу живлення стисненим повітрям), що забезпечує подачу повітря в камеру згоряння (тип камери згоряння реактивного двигуна) під час запуску турбокомпресора; багатоканальний реєстратор сигналів від первинних вимірювальних перетворювачів; панель управління; комп'ютер для обробки інформації; а також спеціальну установку, що моделює роботу газорозподільного механізму ДВЗ.

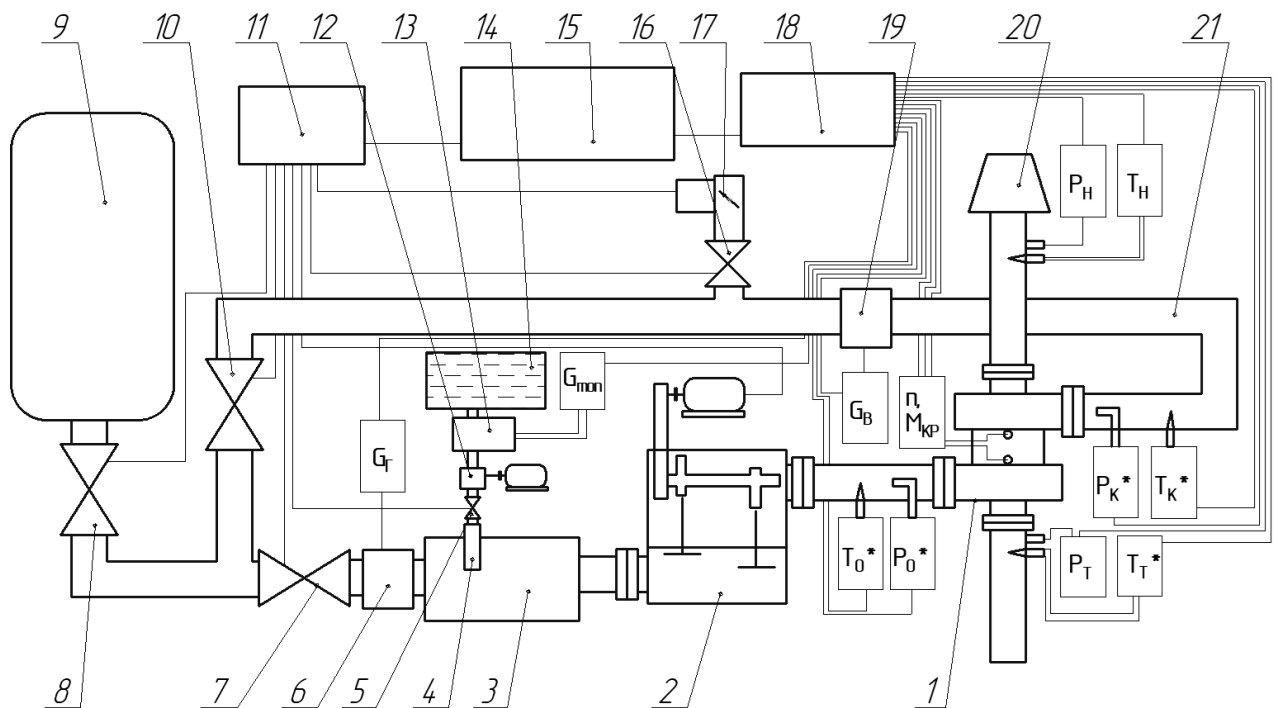


Рис. 3.5. Схема вимірювань дослідного стенду

Також можлива схема, представлена на рис. 3.6, яка не включає останній пристрій, що суттєво знижує витрати на проведення випробувань.

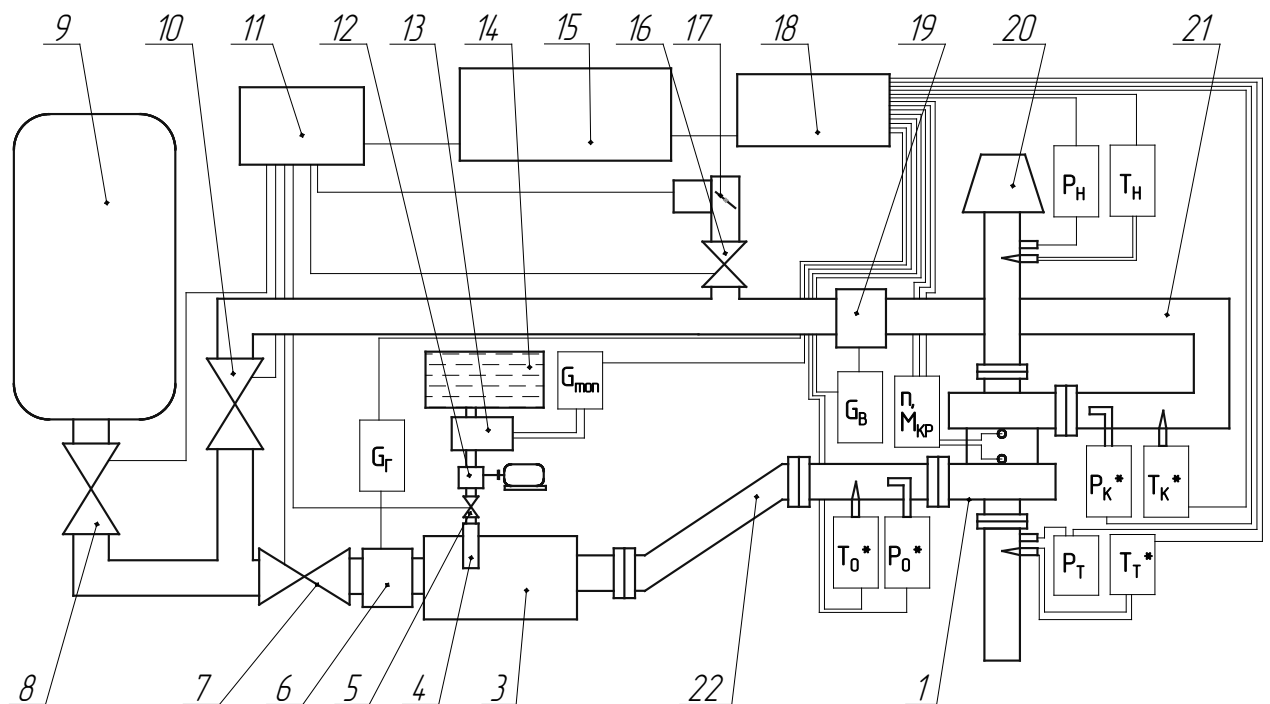


Рис. 3.6. Схема вимірювань дослідного стенду для спрощених випробувань

Принцип роботи установки полягає в наступному. На початку експерименту клапан 10 знаходиться у закритому положенні. При відкритті клапана 8 повітря зі спеціального балона 9 (або безпосередньо з мережі стисненого повітря) подається до камери згоряння 3. Одночасно паливо з бака 14, за допомогою насоса 12, подається до форсунки 4 через клапан 5, який регулює його витрату. Далі газ з камери згоряння переходить до спеціального пристрою 2, який імітує роботу газорозподільного механізму ДВЗ. Цей елемент забезпечує створення пульсацій газу, подібних до тих, що спостерігаються у випускному колекторі реального двигуна. Для зменшення витрат на випробування або у випадках, коли турбокомпресор не використовується для наддуву поршневого двигуна, установку можна експериментувати без пристрою 2. Для цього передбачено використання спеціальної труби 22 (див. рис. 3.6), яка кріпиться до трубопроводу на ділянці між камерою згоряння та турбокомпресором за допомогою фланців. Потім газ надходить до турбіни турбокомпресора 1, де, після виконання роботи, відводиться в атмосферу. Водночас у компресорі здійснюється стиснення повітря, яке надходить з атмосфери через фільтр 20. Оскільки клапан 10 залишається закритим під час запуску випробувальної установки,

стиснене повітря, що виходить з компресора, через відкритий вентиль 16 і дросельну заслінку 17, спрямовується безпосередньо в атмосферу.

Після досягнення турбокомпресором необхідної частоти обертання (при тиску на виході, що перевищує 300 кПа) відкривається вентиль 10, а вентиля 8 і 16 закриваються. В цей момент стиснене повітря з компресора припиняє витікати в атмосферу та подається до камери згоряння. Лише після цього можна починати вимірювання параметрів газу і роботи турбокомпресора.

Режим роботи турбіни формується шляхом регулювання як витрати, так і температури газу. Зміна витрати газу через турбіну здійснюється за допомогою вентиля 7, а через компресор (за умови закриття вентиля 10) – за допомогою дросельної заслінки 17. Необхідну температуру робочих газів, що надходять з камери згоряння до турбіни, встановлюють шляхом регулювання кількості палива, яке впорскується форсункою в камеру згоряння через вентиль 5. Управління вентилями 5, 7, 8, 10, 16, дросельною заслінкою 17 і режимом роботи елемента 2 здійснюється за допомогою винесеної панелі управління 11 вручну або через ПК 15, до якого підключені керуючі органи з панелі 11. Виміряні параметри реєструються реєстратором 18, який передає всю інформацію до комп'ютера.

Енергія, що виробляється турбіною, повністю споживається компресором, який виступає в ролі повітряного гальма. Для зменшення теплових втрат до навколишнього середовища трубопроводи на ділянці від камери згоряння до входу в турбіну, а також на її виході і на виході з компресора, забезпечені теплоізоляцією.

3.4.2 Параметри що вимірюються

Під час випробувань здійснюється вимірювання наступних параметрів::

P_H – тиск навколишнього середовища;

T_H – температура навколишнього середовища;

P_K^* – повний тиск на виході з компресора;

T_K^* – повна температура на виході з компресора;
 G_B – витрата повітря через компресор;
 G_T – витрата газу через турбіну;
 G_T – витрата палива;
 P_0^* – повний тиск газів на вході в турбіну;
 T_0^* – повна температура газів на вході в турбіну;
 P_T – статичний тиск газів на виході з турбіни;
 T_T^* – повна температура газів на виході з турбіни;
 M_{KP} – крутний момент на валу турбокомпресора;
 n – частота обертання колеса турбокомпресора.

3.4.3 Датчики вимірювання тиску

При вимірюванні тиску використовують перетворювачі типу AIP-10 (далі – AIP-10) від фірми «Елемер». Ці прилади призначені для безперервного перетворення показників надлишкового тиску, абсолютного тиску та різниці тисків у рідких і газоподібних середовищах, включаючи агресивні, у стандартизований вихідний струмовий сигнал. AIP-10 застосовуються в системах автоматичного контролю, регулювання та управління технологічними процесами. Вони випускаються у двох модифікаціях – AIP-10/M1 та AIP-10/M2, які відрізняються конструктивними особливостями та стійкістю до електромагнітних завад.

AIP-10 можуть бути підключені до комп'ютера через інтерфейс RS232 для калібрування та налаштування. Конфігурація AIP-10 передбачає зміну діапазонів вимірювання, вибір режиму вихідного сигналу, що залежить від вхідного (зростаючий з уніфікованим сигналом 4...20 мА або спадний з уніфікованим сигналом 20...4 мА), а також встановлення параметрів усереднення (часу демпфірування).

Для вимірювання абсолютного тиску навколишнього середовища (на вході в компресор) і тиску на виході з турбіни доцільно застосовувати датчик

AIP-10/M1-ДА моделі 1035. Для визначення повного абсолютного тиску на виході з компресора та на вході в турбіну використовується той самий тип датчика, але моделі 1055. Технічні характеристики цих датчиків наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Характеристики датчиків тиску

Шифр датчика тиску	Код моделі	Максимальна верхня межа вимірювань, кПа	Ряд верхніх меж вимірювань за ДСТУ 22520-85	Максимальний (дослідний) тиск, кПа	Межі допустимої основної приведеної похибки γ , %
AIP-10/M1-ДА	1055	600	25	1200	$\pm 4,0$
			40		$\pm 1,5$
			60		$\pm 2,0$
			100		$\pm 1,5$
			160		$\pm 1,0$
			250		$\pm 1,5$
			400		$\pm 1,5$
			600		$\pm 1,5$
	1035	110	4	300	$\pm 2,0$
			6		$\pm 3,0$
			10		$\pm 2,0$
			16		$\pm 2,0$
			25		$\pm 0,5$
			40		$\pm 1,5$
			60		$\pm 1,5$
			110		$\pm 1,5$

Загальний вигляд датчика AIP-10, а також його габаритні та приєднувальні розміри представлені на рис. 3.7.



Рис. 3.7. Датчик тиску AIP-10/M1-ДА

3.4.4 Датчики вимірювання температури

При вимірюванні температури застосовують два типи датчиків: термоперетворювачі опору (ТО) та термоелектричні перетворювачі, які також називають термопарами (ТП).

ТО – це пристрій, що реагує на зміну температури, і складається з чутливого елемента (ЧЕ) з захисною оболонкою, внутрішніх з'єднувальних проводів і зовнішніх висновків, які забезпечують підключення до електричних вимірювальних систем. Його принцип роботи базується на зміні опору ЧЕ залежно від температури. Чутливий елемент виготовляється з платини і міді згідно з ГОСТ 6651-94. Конструкція ТО дозволяє розміщувати один або два ЧЕ в одній захисній оболонці, що забезпечує ефективний контакт з вимірюваним середовищем і захищає їх від зовнішніх пошкоджень.

Як первинний вимірювальний перетворювач для визначення температури на вході в компресор і на його виході використовується датчик ТС 1388/7, зображений на рис. 3.8.

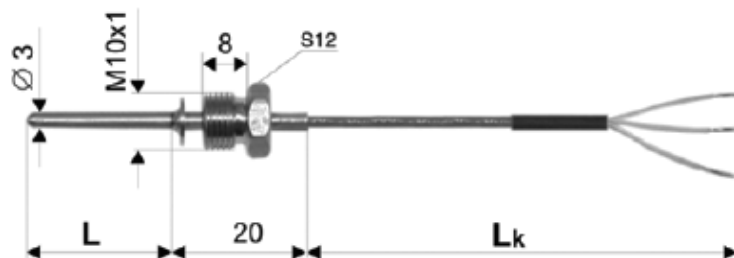


Рис. 3.8. Термоперетворювач опору ТС 1388/7

Даний датчик призначений для вимірювання температури в діапазоні від -50 до $+200$ °C. Номінальний опір при 0 °C становить 100 Ом, а допустимі відхилення опору при температурі t (°C) відповідають $\pm(0,3 + 0,005 |t|)$.

Термопари (ТП) використовуються для вимірювання температури твердих, рідких, газоподібних і сипучих матеріалів у діапазоні від -40 до $+1800$ °C. Вони представляють собою пристрої, що реагують на зміну температури завдяки чутливому елементу, розміщеному в захисній оболонці, який може бути ізольованим або неізольованим від захисної арматури, а також мають зовнішні виводи для підключення до електричних вимірювальних систем. Захисна ар-

матура забезпечує надійний контакт з вимірюваним середовищем і захищає чутливі елементи від зовнішніх пошкоджень; матеріал цієї арматури підбирається залежно від робочого температурного діапазону. Принцип роботи ТП базується на залежності термоелектрорушійної сили від температури.

Для визначення температури газів на вході в турбіну та на її виході використовують термопари з хромель-алюмельового сплаву (ХА), здатні вимірювати температури в діапазоні від -200 до $+1300$ °С.

3.4.5 Визначення витрати повітря

Для визначення витрати повітря через компресор і камеру згоряння використовується термоанемометричний датчик ST75 фірми FCI (див. рис. 3.9).



Рис. 3.9. Загальний вигляд термоанемометричного датчика

Принцип роботи термоанемометричних масових витратомірів базується на ефекті теплової дисперсії, завдяки якому залежність між швидкістю потоку і процесом охолодження безпосередньо визначається масовою витратою газу. Сучасна модель термоанемометричного датчика витрати газу ST75 від фірми FCI відзначається високою точністю вимірювань, простотою монтажу та відсутністю рухомих компонентів, що робить її ідеальною для контролю витрати повітря чи інших газів. В якості вимірювального елемента використовується платиновий термометр опору, а завдяки поєднанню з мікропроцесорним електронним блоком і точним заводським калібруванням, даний витратомір забезпечує оперативну реакцію, високу точність і практично не потребує технічного обслуговування.

Пряме вимірювання витрати, що здійснюється за допомогою термоанометричної технології, усуває потребу в додаткових сенсорах, які обов'язково використовуються при інших методах вимірювання.

Регулятор потоку оснащено двома аналоговими виходами – 4...20 мА та 0...10 В, які можуть бути налаштовані безпосередньо на місці для вимірювання як витрати, так і температури. При цьому вимірювана витрата може відображатися як в об'ємних, так і в масових одиницях.

Модель оснащена стандартним послідовним портом RS232, який використовується для конфігурації, діагностики та зчитування інформації..

Технічна характеристика датчика ST75:

- діапазон вимірювань: 0,001...0,6 кг/с;
- точність: $\pm 2,0 \%$;
- температура газу: $-15 \dots +120 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

3.4.6 Вимірювання витрати палива

Вимірювання витрати палива проводиться за допомогою датчика ДРТ-300, розробленого фірмою «Технотон» (див. рис. 3.10). Серед його основних переваг – висока точність вимірювань та мінімальна чутливість до забруднення палива..

Технічна характеристика датчика ДРТ-300:

- діапазон вимірювань: 0,5...100 л/год;
- вихідний сигнал: імпульси і цифрові повідомлення по каналу RS485;
- відносна точність вимірювання $\pm 1,5 \%$;
- робоча температура $-35 \dots +90 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- вага, не більше 5,0 кг;
- габаритні розміри $300 \times 250 \times 60 \text{ мм}$.

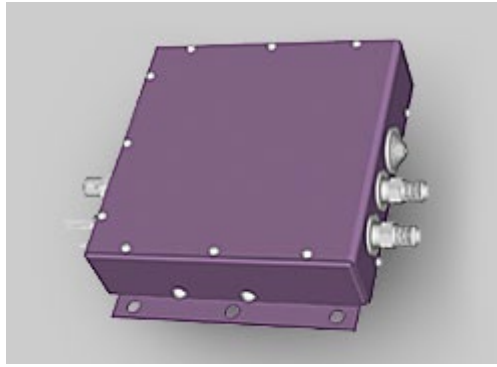


Рис. 3.10. Загальний вигляд датчика витрати палива ДРТ-300

3.4.7 Вимірювання частоти обертання і крутного моменту

Для визначення частоти обертання валу турбокомпресора та крутного моменту застосовуються оптоволоконні датчики. На рис. 3.11 подано схематичне зображення вала, на якому нанесено дві мітки: одну біля робочого колеса компресора, а другу – біля робочого колеса турбіни.

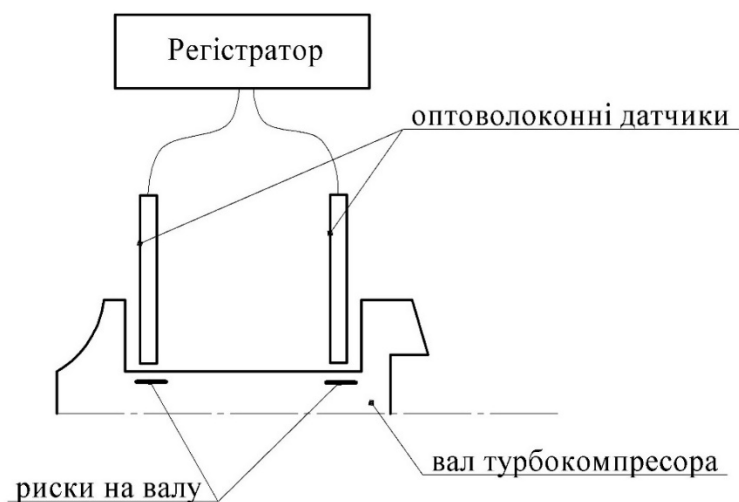


Рис. 3.11. Схема вимірювання крутного моменту і частоти обертання валу турбокомпресора

У корпусі турбокомпресора передбачено два отвори, через які до вала підведено скляні світлопроводи. За допомогою оптоволоконного кабелю ці світлопроводи передають сигнал на реєстратор. Світловий імпульс формується в момент, коли маркер проходить повз світловод, спричиняючи переломлення променя. На кожен оберт валу турбокомпресора надходить по одному

сигналу від кожного датчика. Визначення крутного моменту здійснюється на основі скручування вала, що прямо пропорційне проміжку часу між сигналами двох датчиків..

Частота обертання може визначатися за допомогою одного датчика, який рахує кількість імпульсів за одиницю часу. Таким чином, на екрані реєстратора одночасно відображаються два параметри – крутний момент і частота обертання. Дані з реєстратора можуть передаватися до центрального комп'ютера через стандартний послідовний порт RS232.

3.4.8 Реєстрація вимірюваних параметрів

Як видно з попередніх описів, усі параметри вимірюються датчиками, які на виході забезпечують уніфіковані сигнали у вигляді струму, напруги, частоти або опору. Це дозволяє реєструвати, зберігати та обробляти дані за допомогою одного багатоканального реєстратора, що позитивно впливає на якість, вартість і тривалість експерименту. Для цього використовується 42-канальний реєстратор PMT-59 від фірми «Елемер» (див. рис. 3.12).



Рис. 3.12. 42-канальний реєстратор PMT-59

Багатоканальний безпаперовий реєстратор PMT-59 призначений для вимірювання, реєстрації та контролю температури, а також інших неелектричних параметрів (частоти, тиску, витрати, рівня тощо), які перетворені на електрич-

ні сигнали у вигляді сили струму, напруги постійного струму або активного опору постійного струму.

Деякі основні функціональні можливості включають:

- Результати вимірювань демонструються на дисплеї у вигляді числових значень, графіків або гістограм, які можуть комбінуватися різними способами. Користувач самостійно налаштовує кількість екранних форм (до 10) і спосіб відображення даних, перемикаючи їх за допомогою клавіатури приладу.
- У РМТ-59 реалізовано паралельну обробку сигналів за вимірювальними каналами, причому цикл опитування всіх каналів триває близько 1 секунди.
- Конфігурація може обиратися безпосередньо з кнопкової клавіатури, або через інтерфейс RS232/RS485 (пристрій має комбінований інтерфейс) за допомогою спеціальної програми чи через USB Flash card.

Отже, сигнали від усіх датчиків надходять безпосередньо до входу РМТ-59, а потім інформація передається через інтерфейс RS232 для подальшої обробки на комп'ютері.

3.5 Методика визначення похибки вимірювань параметрів

Під час випробувань турбокомпресора деякі параметри неможливо визначити безпосередніми вимірами, тому застосовують непрямі методи вимірювання. У такому випадку точність отриманого значення залежить від точності тих величин, що використовуються для його розрахунку. В даній роботі використовується методика оцінки похибок, описана в [6], яка базується на порядку обробки вимірюваних даних.

3.5.1 Визначення похибок при отриманні характеристик компресора

Враховуючи встановлений порядок обробки вимірювань, потрібно визначити:

- коефіцієнт витраченого напору:

$$\bar{H} = \frac{H}{u_2^2} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot \pi \cdot n \cdot 60^2}{30 \cdot G_B \cdot \pi^2 \cdot D_2^2 \cdot n^2} = \frac{120 M_{\text{кр}}}{G_B \cdot \pi^2 \cdot D_2^2 \cdot n^2};$$

- ККД компресора:

$$\eta_K = \frac{L_{KS}}{L_K} = \frac{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \left[\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\frac{N_K}{G_B}} = \frac{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \left[\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot G_B}}.$$

Згідно з методикою [6] для оцінки похибок непрямих вимірювань, спочатку потрібно виконати прологарифмування виразу, що описує непрямий параметр

$$\ln \bar{H} = \ln \frac{120 M_{KP}}{G_B \cdot \pi^2 \cdot D_2^2 \cdot n^2} = \ln 120 + \ln M_{KP} - \ln G_B - 2 \ln \pi - 2 \ln D_2 - 2 \ln n.$$

Наступним кроком є проведення диференціювання отриманого виразу

$$\frac{\partial \bar{H}}{\bar{H}} = 0 + \frac{\partial M_{KP}}{M_{KP}} - \frac{\partial G_B}{G_B} - 0 - 0 - 2 \frac{\partial n}{n}.$$

Отже, похибка непрямого вимірювання буде дорівнювати

$$\delta \bar{H} = \delta M_{KP} - \delta G_B - 2 \delta n.$$

З урахуванням того, що загальна похибка складається як з імовірнісної, так і з систематичної складових, отриманий вираз набуває наступного вигляду

$$\Delta \bar{H} = k' \sqrt{\delta^2 M_{kp} + \delta^2 G_B + 4 \delta^2 n},$$

де δM_{kp} , δG_B – граничні відносні похибки вимірювання M_{kp} та G_B . Тут і далі величина $k'=1,45$ в межах довірчої імовірності $P=0,99$. Якщо ж $P=0,95$, то $k'=1,1$.

За аналогією з вищеописаною методикою, отримуємо граничну відносну похибку для визначення η_K

$$\ln \eta_K = \ln \frac{k_B}{k_B - 1} + \ln R_B + \ln \left[\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1 \right] - \ln M_{kp} - \ln \pi - \ln n + \ln 30 + \ln G_B;$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \eta_{\kappa}}{\eta_{\kappa}} &= 0 + 0 + \frac{\partial \left[\left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1 \right]}{\left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1} - \frac{\partial M_{\text{кр}}}{M_{\text{кр}}} - 0 - \frac{\partial n}{n} + 0 + \frac{\partial G_B}{G_B} = \frac{\partial \left[\left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right]}{\left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1} + \\
&+ \frac{\partial M_{\text{кр}}}{M_{\text{кр}}} + \frac{\partial n}{n} + \frac{\partial G_B}{G_B} = \frac{\frac{\partial \left(P_{\kappa}^* \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} \cdot P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} - \partial \left(P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right) \cdot P_{\kappa}^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right)}{\left(P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right)^2}}{\left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1} - \frac{\partial M_{\text{кр}}}{M_{\text{кр}}} - \frac{\partial n}{n} + \frac{\partial G_B}{G_B} = \\
&= \frac{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \frac{k_B-1}{k_B} P_{\kappa}^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right) \partial(P_{\kappa}^*) - P_{\kappa}^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right) P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \frac{k_B-1}{k_B} \partial(P_H)}{\left[\left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1 \right] \left(P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right)^2} - \frac{\partial M_{\text{кр}}}{M_{\text{кр}}} - \frac{\partial n}{n} + \frac{\partial G_B}{G_B} = \\
&= \frac{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \frac{k_B-1}{k_B} P_{\kappa}^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right) \frac{\partial(P_{\kappa}^*)}{P_{\kappa}^*} - P_{\kappa}^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right) \frac{k_B-1}{k_B} P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \frac{\partial(P_H)}{P_H}}{\left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} \left(P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right)^2 - \left(P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right)^2} - \frac{\partial M_{\text{кр}}}{M_{\text{кр}}} - \frac{\partial n}{n} + \frac{\partial G_B}{G_B}; \\
\delta \eta_{\kappa} &= \frac{\frac{k_B-1}{k_B} P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} P_{\kappa}^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right) [\delta P_{\kappa}^* - \delta P_H]}{\left(P_k^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right) \cdot P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right) - \left(P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right)^2} - \delta M_{\text{кр}} - \delta n + \delta G_B = \\
&= \frac{\frac{k_B-1}{k_B} P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} P_{\kappa}^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right) [\delta P_{\kappa}^* - \delta P_H]}{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \left(P_k^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right) - P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right)} - \delta M_{\text{кр}} - \delta n + \delta G_B = \\
&= \frac{k_B-1}{k_B} \frac{P_{\kappa}^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right)}{\left(P_k^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right) - P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right)} \delta P_{\kappa}^* - \frac{k_B-1}{k_B} \frac{P_{\kappa}^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right)}{\left(P_k^* \left(\frac{k_B-1}{k_B} \right) - P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right)} \delta P_H - \delta M_{\text{кр}} - \delta n + \delta G_B;
\end{aligned}$$

$$\Delta \eta_{\kappa} = k' \sqrt{\left(\frac{k_B - 1}{k_B} \frac{P_{\kappa}^* \frac{k_B - 1}{k_B}}{\left(P_k^* \frac{k_B - 1}{k_B} - P_H \frac{k_B - 1}{k_B} \right)} \right)^2 \left(\delta^2 P_{\kappa}^* + \delta^2 P_H \right) + \delta^2 M_{\kappa p} + \delta^2 n + \delta^2 G_B},$$

де δP_{κ}^* , δP_H , $\delta M_{\kappa p}$, δG_B , δn – граничні відносні похибки вимірювання P_{κ}^* , P_H , $M_{\kappa p}$, G_B , n . Значення цих похибок слід брати з паспортних даних датчиків, які здійснюють вимірювання відповідних величин.

3.5.2 Визначення похибок при отриманні характеристик турбіни

Відповідно до встановленого порядку обробки вимірювань, необхідно визначити такі параметри:

- параметр навантаженості

$$y_T = \frac{u_1}{\sqrt{2L_{ST}}} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60 \sqrt{2 \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} \cdot T_0^* \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_T}{P_0^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma} - 1}{k_{\Gamma}}}} \right]}};$$

- ступінь зниження тиску

$$\pi_T = \frac{P_T}{P_0^*};$$

- параметр потужності

$$\bar{N}_T = \frac{N_T}{P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*}} = \frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot P_0^* \cdot \sqrt{T_0^*}};$$

- параметр крутного моменту

$$\bar{M}_{KP} = \frac{M_{KP}}{P_0^*};$$

- ККД турбіни

$$\eta_T = \frac{N_T}{G_{\Gamma} \cdot L_{ST}} = \frac{M_{KP} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot G_{\Gamma} \cdot \frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_0^* \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_T}{P_0^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma} - 1}{k_{\Gamma}}}} \right]};$$

- параметр витрати

$$\overline{G} = \frac{G \cdot \sqrt{T_0^*}}{P_0^*}.$$

За аналогією з вищевикладеною методикою отримуємо граничні відносно похибки визначення цих величин.

Для параметра навантаженості

$$\ln y_T = \ln \pi + \ln D_1 + \ln n - \ln 60 - \frac{1}{2} \ln \left(2 \frac{k_T}{k_T - 1} R_T \right) - \frac{1}{2} \ln T_0^* - \frac{1}{2} \ln \left[1 - \left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right];$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial y_T}{y_T} &= 0 + 0 + \frac{\partial n}{n} - 0 - 0 - \frac{1}{2} \frac{\partial T_0^*}{T_0^*} - \frac{1}{2} \frac{\partial \left[1 - \left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right]}{\left[1 - \left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right]} = \\ &= \frac{\partial n}{n} - \frac{1}{2} \frac{\partial T_0^*}{T_0^*} - \frac{1}{2} \frac{\frac{k_T-1}{k_T} \frac{P_0^*}{P_0^*}^{\frac{k_T-1}{k_T}} P_T^{\frac{k_T-1}{k_T}} \partial P_0^* - \frac{k_T-1}{k_T} \frac{P_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}}{P_T} P_0^*^{\frac{k_T-1}{k_T}} \partial P_T}{\left[1 - \left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right] \left(P_T^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right)^2}; \end{aligned}$$

$$\delta y_T = \delta n - \frac{1}{2} \delta T_0^* - \frac{1}{2} \frac{k_T-1}{k_T} \frac{P_0^*}{P_0^*}^{\frac{k_T-1}{k_T}} \frac{P_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}}{\left(P_T^{\frac{k_T-1}{k_T}} - P_0^*^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right)} (\delta P_0^* - \delta P_T);$$

$$\Delta y_T = k' \sqrt{\delta^2 n + \frac{1}{4} \delta^2 T_0^* + \frac{1}{4} \left(\frac{k_T-1}{k_T} \frac{P_0^*}{P_0^*}^{\frac{k_T-1}{k_T}} \frac{P_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}}{\left(P_T^{\frac{k_T-1}{k_T}} - P_0^*^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right)} \right)^2 (\delta^2 P_0^* + \delta^2 P_T)}.$$

Для ступеня зниження тиску

$$\ln \pi_T = \ln P_T - \ln P_0^*;$$

$$\frac{\partial \pi_T}{\pi_T} = \frac{\partial P_T}{P_T} - \frac{\partial P_0^*}{P_0^*};$$

$$\delta \pi_T = \delta P_T - \delta P_0^*;$$

$$\Delta \pi_T = k' \sqrt{\delta^2 P_T + \delta^2 P_0^*}.$$

Для параметра потужності

$$\ln \bar{N}_T = \ln M_{KP} + \ln \pi + \ln n - \ln 30 - \ln P_0^* - \frac{1}{2} \ln T_0^*;$$

$$\frac{\partial \bar{N}_T}{\bar{N}_T} = \frac{\partial M_{KP}}{M_{KP}} + 0 + \frac{\partial n}{n} - 0 - \frac{\partial P_0^*}{P_0^*} - \frac{1}{2} \frac{\partial T_0^*}{T_0^*};$$

$$\delta \bar{N}_T = \delta M_{KP} + \delta n - \delta P_0^* - \frac{1}{2} \delta T_0^*;$$

$$\Delta \bar{N}_T = k' \sqrt{\delta^2 M_{KP} + \delta^2 n + \delta^2 P_0^* + \frac{1}{4} \delta^2 T_0^*}.$$

Для наведеного крутного моменту

$$\ln \bar{M}_{KP} = \ln M_{KP} - \ln P_0^*;$$

$$\frac{\partial \bar{M}_{KP}}{\bar{M}_{KP}} = \frac{\partial M_{KP}}{M_{KP}} - \frac{\partial P_0^*}{P_0^*};$$

$$\delta \bar{M}_{KP} = \delta M_{KP} - \delta P_0^*;$$

$$\Delta \bar{M}_{KP} = k' \sqrt{\delta^2 M_{KP} + \delta^2 P_0^*}.$$

Для ККД турбіни

$$\ln \eta_T = \ln M_{KP} + \ln \pi + \ln n - \ln 30 - \ln G - \ln \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} \cdot R_\Gamma - \ln T_0^* - \ln \left[1 - \left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \right];$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \eta_T}{\eta_T} &= \frac{\partial M_{KP}}{M_{KP}} + 0 + \frac{\partial n}{n} - 0 - \frac{\partial G}{G} - 0 - \frac{\partial T_0^*}{T_0^*} - \frac{\partial \left[1 - \left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \right]}{1 - \left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}}} = \\ &= \frac{\partial M_{KP}}{M_{KP}} + \frac{\partial n}{n} - \frac{\partial G}{G} - \frac{\partial T_0^*}{T_0^*} - \frac{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \frac{P_0^*}{P_0^*} P_T^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \partial P_0^* - \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \frac{P_T^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}}}{P_T} P_0^* \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \partial P_0^*}{\left(P_T^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \right)^2 \left(1 - \left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \right)}; \end{aligned}$$

$$\delta\eta = \delta M_{KP} + \delta n - \delta G - \delta T_0^* - \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \frac{P_0^* \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}}{\left(P_T \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} - P_0^* \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \right)} (\delta P_0^* - \delta P_T);$$

$$\Delta\eta = k' \sqrt{\delta^2 M_{KP} + \delta^2 n + \delta^2 G + \delta^2 T_0^* + \left(\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \frac{P_0^* \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}}{\left(P_T \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} - P_0^* \frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \right)} \right)^2 (\delta^2 P_0^* + \delta^2 P_T)}.$$

Для параметра витрати

$$\ln \bar{G} = \ln G + \frac{1}{2} \ln T_0^* - \ln P_0^*;$$

$$\frac{\partial \bar{G}}{\bar{G}} = \frac{\partial G}{G} + \frac{1}{2} \frac{\partial T_0^*}{T_0^*} - \frac{\partial P_0^*}{P_0^*};$$

$$\delta \bar{G} = \delta G + \frac{1}{2} \delta T_0^* - \delta P_0^*;$$

$$\Delta \bar{G} = k' \sqrt{\delta^2 G + \frac{1}{4} \delta^2 T_0^* + \delta^2 P_0^*}.$$

3.5.3 Визначення похибок при отриманні характеристик турбокомпресора

Згідно із прийнятим порядком проведення обробки вимірювань потрібно

ВИЗНАЧИТИ:

$$\eta_{TK} = \frac{G_B L_{SK}}{G_\Gamma L_{ST}} = \frac{G_B \frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B T_H \left(\pi_K^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right)}{G_\Gamma \frac{\kappa_\Gamma}{\kappa_\Gamma - 1} R_\Gamma T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma}}} \right)} - \text{ККД турбокомпресора};$$

$$G_{B \text{ ПП}} = \frac{G_B \sqrt{T_H}}{P_H} \frac{101,33}{\sqrt{288}} - \text{приведену витрату повітря через компресор};$$

$$\bar{H}_S = \frac{H_S}{u_2^2} = \frac{\frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B \cdot T_H \left[\left(\pi_K \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\left(\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \right)^2} - \text{коефіцієнт ізоентропічного напору}$$

компресора;

$\pi_K = \frac{P_K^*}{P_H}$ – ступінь підвищення тиску в компресорі.

Аналогічно до вищевикладеної методики, визначимо відносні граничні похибки визначень цих величин.

Для ККД турбокомпресора

$$\begin{aligned} \ln \eta_{TK} &= \ln G_B \frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B T_H \left(\pi_K^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right) - \ln G_\Gamma \frac{\kappa_\Gamma}{\kappa_\Gamma - 1} R_\Gamma T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma}}} \right) = \\ &= \ln G_B + \ln \frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B + \ln T_H + \ln \left(\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right) - \ln G_\Gamma - \ln \frac{\kappa_\Gamma}{\kappa_\Gamma - 1} R_\Gamma - \ln T_0^* - \\ &\quad - \ln \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_T}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma}}} \right); \\ \frac{\partial \eta_{TK}}{\eta_{TK}} &= \frac{\partial G_B}{G_B} + 0 + \frac{\partial T_H}{T_H} + \frac{\partial \left(\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right)}{\left(\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right)} - \frac{\partial G_\Gamma}{G_\Gamma} - 0 - \frac{\partial T_0^*}{T_0^*} - \frac{\partial \left(1 - \left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma}} \right)}{\left(1 - \left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma}} \right)} = \\ &= \frac{\partial G_B}{G_B} + \frac{\partial T_H}{T_H} + \frac{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B} \frac{P_K^*}{P_H} \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B} \frac{\partial P_K^*}{P_K^*} - \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B} \frac{P_H}{P_H} \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B} \frac{\partial P_H}{P_H}}{\left(\left(\frac{P_K^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right)^2} - \\ &\quad - \frac{\partial G_\Gamma}{G_\Gamma} - \frac{\partial T_0^*}{T_0^*} - \frac{\frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma} \frac{P_0^*}{P_0^*} \frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma} \frac{\partial P_0^*}{P_0^*} - \frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma} \frac{P_T}{P_T} \frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma} \frac{\partial P_T}{P_T}}{\left(\left(\frac{P_0^*}{P_T} \right)^{\frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma}} - 1 \right)^2}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta \eta_{TK} = & \delta G_B + \delta T_H + \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B} \frac{P_k^{* \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}}}{\left(P_k^{* \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - P_H^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} \right)} (\delta P_k^{*} - \delta P_H) - \\ & - \delta G_\Gamma - \delta T_0^{*} - \frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma} \frac{P_0^{* \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}}}{\left(P_0^{* \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - P_T^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} \right)} (\delta P_0^{*} - \delta P_T); \\ \Delta \eta_{TK} = & k' \sqrt{\left(\delta^2 G_B + \delta^2 T_H + \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B} \frac{P_k^{* \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}}}{\left(P_k^{* \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - P_H^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} \right)} \right)^2 (\delta^2 P_k^{*} + \delta^2 P_H) +} \\ & + \delta^2 G_\Gamma + \delta^2 T_0^{*} + \frac{\kappa_\Gamma - 1}{\kappa_\Gamma} \frac{P_0^{* \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}}}{\left(P_0^{* \frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - P_T^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} \right)} \left(\delta^2 P_0^{*} + \delta^2 P_T \right) \end{aligned}$$

Для наведеної витрати повітря через компресор

$$\ln G_{B\Pi\Pi} = \ln G_B + \frac{1}{2} \ln T_H - \ln P_H + \ln \frac{101,33}{\sqrt{288}};$$

$$\frac{\partial G_{B\Pi\Pi}}{G_{B\Pi\Pi}} = \frac{\partial G_B}{G_B} + \frac{1}{2} \frac{\partial T_H}{T_H} - \frac{\partial P_H}{P_H} + 0;$$

$$\delta G_{B\Pi\Pi} = \delta G_B + \frac{1}{2} \delta T_H - \delta P_H;$$

$$\Delta G_{B\Pi\Pi} = k' \sqrt{\delta^2 G_B + \frac{1}{4} \delta^2 T_H + \delta^2 P_H}.$$

Для коефіцієнта ізоентропічного напору

$$\ln \bar{H}_S = \ln \frac{\kappa_B}{\kappa_B - 1} R_B + \ln T_H + \ln \left[\left(\pi_K \right)^{\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}} - 1 \right] + 2 \ln 60 - 2 \ln \pi - 2 \ln D_2 - 2 \ln n;$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{H}_S}{\bar{H}_S} &= 0 + \frac{\partial T_H}{T_H} + \frac{\partial \left[\left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B-1}{\kappa_B}} - 1 \right]}{\left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B-1}{\kappa_B}} - 1} + 0 - 0 - 0 - 2 \frac{\partial n}{n} = \\ &= \frac{\partial T_H}{T_H} + \frac{\frac{\kappa_B-1}{\kappa_B} \frac{P_k^*}{P_H} \frac{\partial P_k^*}{P_k^*} - \frac{\kappa_B-1}{\kappa_B} \frac{P_H}{P_H} \frac{\partial P_H}{P_H}}{\left(\frac{P_k^*}{P_H} \right)^{\frac{\kappa_B-1}{\kappa_B}} - 1} - 2 \frac{\partial n}{n}; \\ \delta \bar{H}_S &= \delta T_H + \frac{\kappa_B-1}{\kappa_B} \frac{P_k^*}{\left(P_k^* - P_H \right)^{\frac{\kappa_B-1}{\kappa_B}}} (\delta P_k^* - \delta P_H) - 2 \delta n;\end{aligned}$$

$$\Delta \bar{H}_S = k' \sqrt{\delta^2 T_H + \left(\frac{\kappa_B-1}{\kappa_B} \frac{P_k^*}{\left(P_k^* - P_H \right)^{\frac{\kappa_B-1}{\kappa_B}}} \right)^2 (\delta^2 P_k^* + \delta^2 P_H) + 4 \delta^2 n}.$$

Для ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\ln \pi_K = \ln P_K^* - \ln P_H;$$

$$\frac{\partial \pi_K}{\pi_K} = \frac{\partial P_K^*}{P_K^*} - \frac{\partial P_H}{P_H};$$

$$\delta \pi_K = \delta P_K^* - \delta P_H;$$

$$\Delta \pi_K = k' \sqrt{\delta^2 P_K^* - \delta^2 P_H}.$$

3.6 Опис конструктивної схеми стенду

Стенд для випробування турбокомпресорів, зображений на рис. 3.13–3.15, розрахований для тестування турбокомпресорів різних типорозмірів (від ТКР-5,5 до ТКР-18). Він може експлуатуватися в приміщеннях з наявною мережею стисненого повітря (тиск не менше 150 кПа) та з випускною трубою, що виводить вихідні гази за межі приміщення.

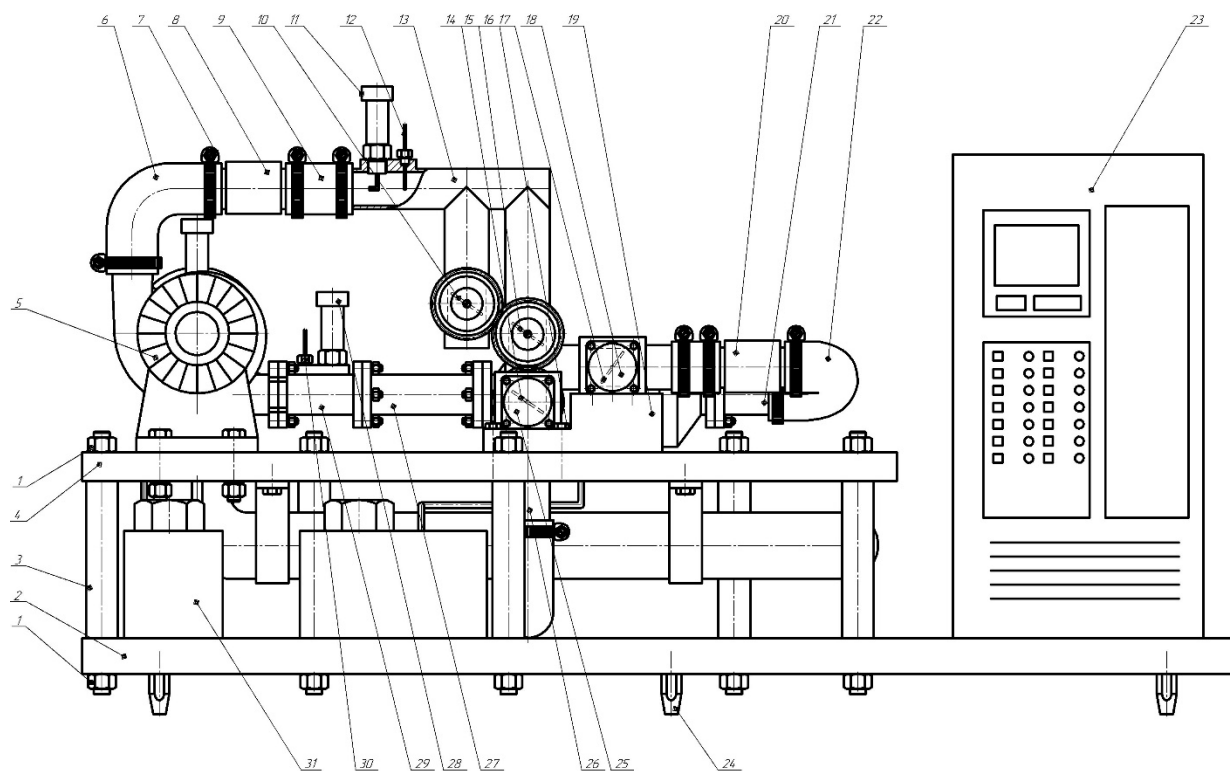


Рис. 3.13. Стенд для випробування турбокомпресорів

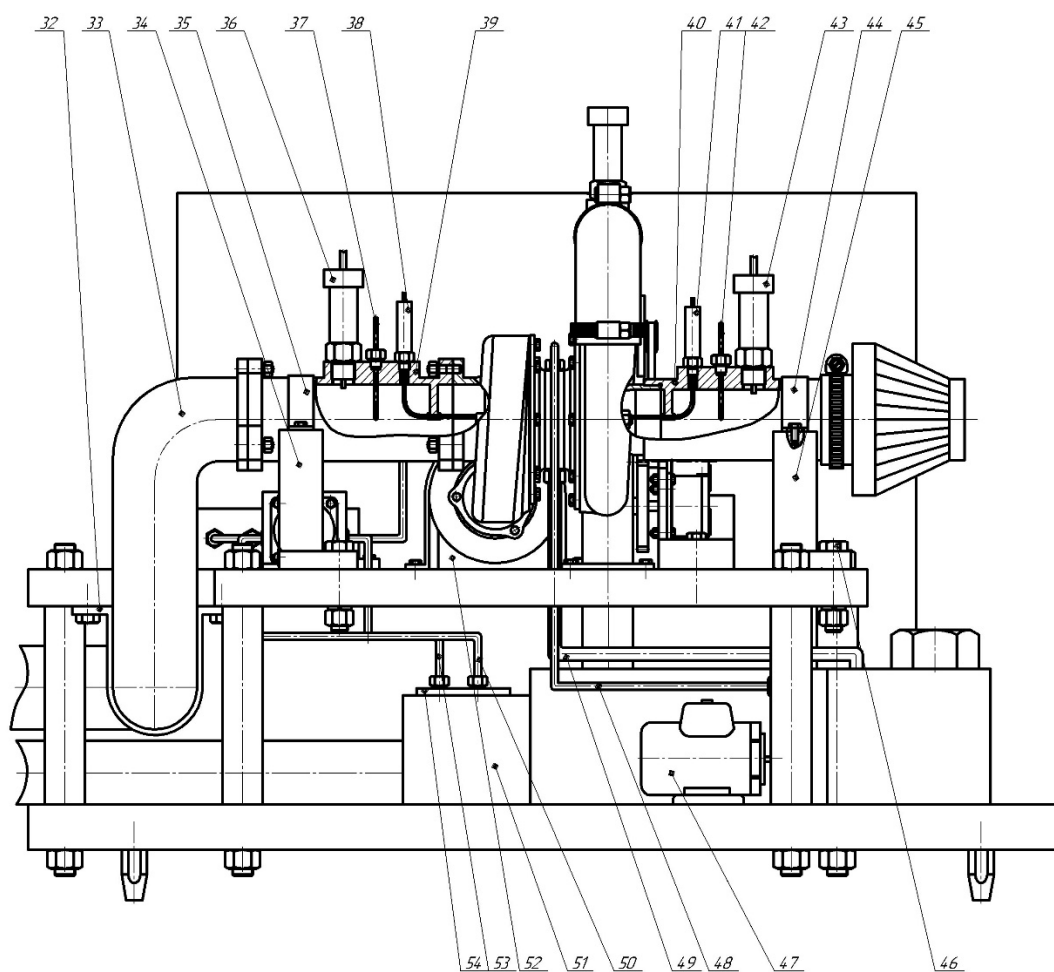


Рис. 3.14. Стенд для випробування турбокомпресорів (вид збоку)

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221мз.08.03.ПЗ

Лист

78

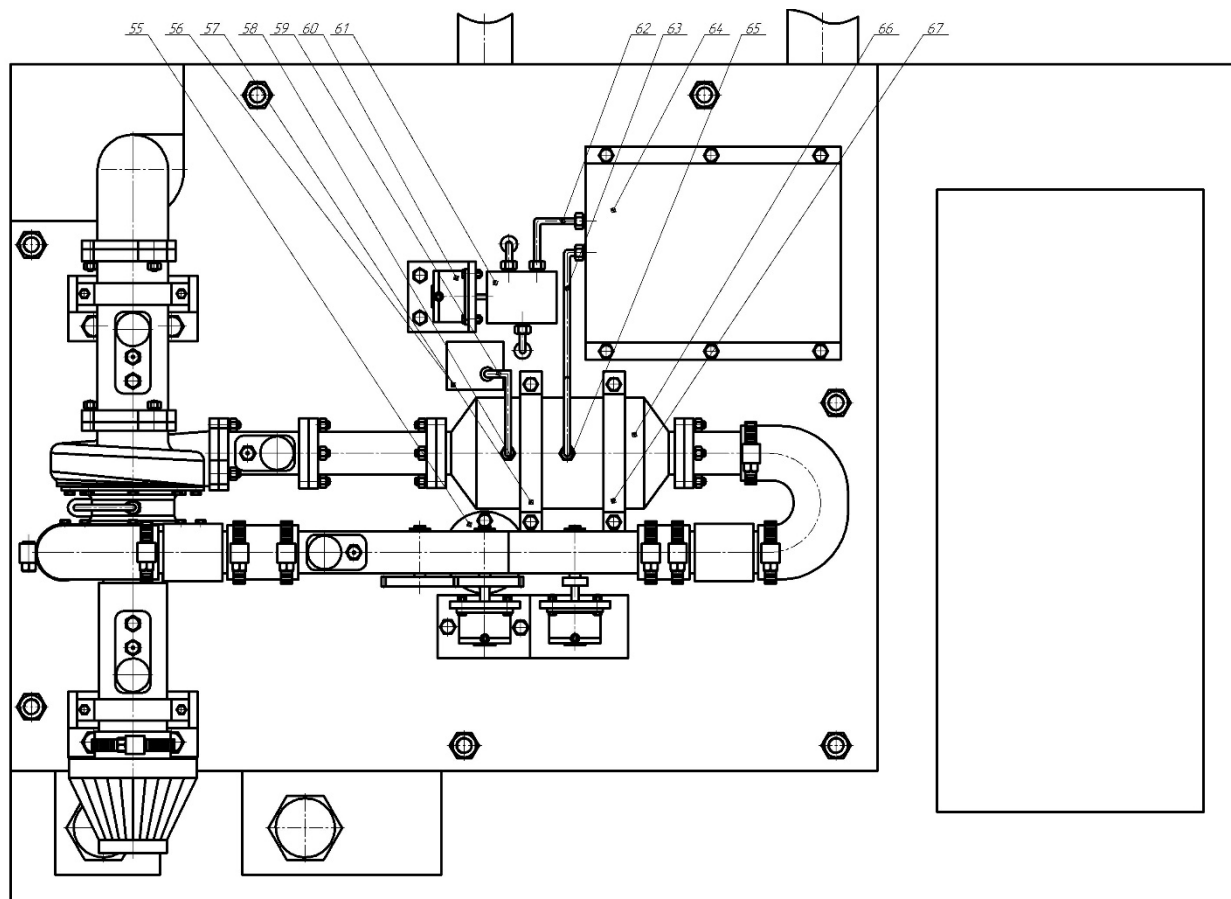


Рис. 3.15. Стенд для випробування турбокомпресорів (вид зверху)

Випробувальна установка включає наступні конструктивні елементи та системи: каркас стенду, на якому розташовано всі компоненти; сам випробувальний агрегат у вигляді турбокомпресора; проточну частину, по якій рухається робоче тіло (як для компресора, так і для турбіни); камеру згоряння; паливну систему; систему запалювання; масляну систему; первинні вимірювальні перетворювачі; а також систему збору та обробки інформації.

Каркас стенду утворюють дві металеві плити (номер 2 і 4), з'єднані між собою стійками (номер 3) за допомогою гайок (номер 1). Нижню плиту кріплять до ніжок (номер 25), які розташовуються на столі на висоті 600–800 мм від підлоги.

Щоб уникнути труднощів із монтажем різних турбокомпресорів, зокрема через відмінності у розташуванні їх монтажних елементів, на цьому стенді агрегат не закріплюється безпосередньо до каркасу випробувальної установки. Замість цього турбокомпресор з'єднується з каркасом за допомогою перехід-

ників: номер 40 на вході в компресор і номер 39 на виході з турбіни. Ці перехідники можуть мати різну конструктивну реалізацію залежно від особливостей конкретного турбокомпресора. У нашому випадку перехідник 40 приєднується до вхідного патрубку компресора через різьбове з'єднання, а перехідник 39 — до вихідного патрубку турбіни за допомогою шпильок і гайок. Перехідники 40 і 39 встановлюються на стійках 45 і 34 відповідно та фіксуються до них за допомогою скоб 44 і 35. Сійки 45 та 34, у свою чергу, з'єднані з плитою 4 за допомогою болтового з'єднання 46.

Проточна частина стенду включає гнучкі дюритові та металеві патрубки, які з'єднують вихідний патрубок компресора з вхідним фланцем турбіни. На виході з компресора патрубок 6 за допомогою стрічкових хомутів (7) приєднується до термоанемометричного датчика витрати повітря (8). Далі дюритові патрубки (9), закріплені аналогічними хомутами, сполучають цей датчик із системою дроселюючих патрубків (13). Цей блок трубопроводів, зварений з метою регулювання як об'єму, так і напрямку потоку повітря, також забезпечує вимір параметрів газу на виході з компресора та подачу стисненого повітря з мережі через патрубок (26) до камери згоряння. Елемент 13 кріпиться до плити (4) через фланець (55), який наварюється на підвідний патрубок (26), що вставляється в отвір плити. Регулювання витрати повітря здійснюється заслінками (10, 14, 15, 17), які приводяться в рух кроковими двигунами (25 і 18), встановленими на платформі (19) та з'єднаними з плитою (4) через два гвинти (16). Осі заслінок №14 та 17 інтегровані безпосередньо з валами крокових двигунів, тоді як обертання заслінок 10 і 15 передається через шестерні для зміни напрямку їх обертання. Після блоку 13 розташовується ще один термоанемометричний датчик витрати повітря (20), який через гнучкий патрубок (22) з'єднаний із металевим патрубком (21) на вході в камеру згоряння.

Камера згоряння (66) — це елемент, в якому відбувається передача тепла до робочого тіла. Через високі температури, що спостерігаються в камері, вхідний патрубок (21) та всі трубопроводи після неї виготовляються з жаростійкої сталі. Камера згоряння кріпиться до плити (4) за допомогою гнучких загар-

					КРМ.142.6221мз.08.03.ПЗ	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

тованих пластин (57 і 67), які охоплюють її циліндричний корпус, встановлений на спеціальній підставці (52).

Між камерою згоряння (66) і вхідним фланцем турбіни розташований з'єднувальний ланцюг, що складається з патрубку (27) та перехідника (29). Форма патрубка може змінюватися залежно від конструктивних особливостей випробуваного турбокомпресора. У перехіднику (29) розміщено первинні вимірювальні перетворювачі для визначення параметрів газу на вході до турбіни.

Перехідник (39) на виході з турбіни приєднується до випускного патрубка (33), завдання якого – відведення відпрацьованих газів у атмосферу. Він закріплюється до плити (4) за допомогою скоб (32).

До системи запалювання входять такі елементи: свічка запалювання (58), ввернута в корпус камери згоряння, високовольний провід (59) та котушка запалювання (56).

Масляна система стенду складається з масляного бака (31) з вбудованим масляним насосом, двигуна масляного насоса (47), трубок для підведення (48) та відведення (49) масляної магістралі. Масляний бак розташований на плиті (2), а масляна магістраль прокладена через спеціальний отвір у плиті (4).

Паливна система включає паливний бак (51) з електричним занурювальним насосом (54), трубки для підведення паливної магістралі (50), зливну трубку (53), регулятор витрати палива плунжерного типу (61), кроковий двигун (60) для приводу регулятора, а також датчик витрати палива (64), який зв'язаний з регулятором (61) та форсункою (65) через паливні трубки (62 і 63). Паливний бак встановлений на плиті (№), тоді як решта компонентів паливної апаратури розміщені на плиті (4) і з'єднані з баком за допомогою паливної магістралі, проведеної через спеціальні отвори в плиті.

Первинні вимірювальні перетворювачі – це датчики, що вимірюють фізичні величини та перетворюють їх у універсальний вихідний сигнал (у вигляді напруги, сили струму або частоти). На цьому стенді використовуються: датчик абсолютного тиску на вході до компресора (43) та на його виході (11);

					КРМ.142.6221мз.08.03.ПЗ	Лист
						81
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

термоперетворювачі опору (42 і 12) для вимірювання температури на вході та виході з компресора; оптоволоконні датчики (41 і 39) для визначення крутного моменту за скручуванням вала; датчики тиску (36 і 28) і хромель-алюмелеві термопари (37 і 30) для вимірювання параметрів відпрацьованих газів на вході та виході турбіни; а також термоанемометричні датчики витрати газу (8 і 20) для визначення витрати повітря через компресор і газу через турбіну.

Для збору та обробки інформації використовується ПК 23, куди надходять сигнали від усіх датчиків. Крім того, ПК реалізує низку функцій для управління різними органами та системами стенду, що сприяє максимальній автоматизації випробувань.

Процес випробування турбокомпресора відбувається наступним чином. Як зазначалося раніше, щоб перевести турбокомпресор у робочий режим, спочатку необхідно подати повітря з мережі живлення через трубопровід 26 у камеру згоряння, а лише потім для роботи турбіни використовувати стиснене повітря з компресора. У цьому випадку робота стенду організована таким чином: ПК надсилає сигнал для увімкнення електродвигуна 47, який створює тиск у масляній системі. Кроковий двигун 25 встановлює заслінки у потрібне положення – заслінки 10 та 14 відкриті, а заслінка 15 закрыта. Це забезпечує виведення повітря з компресора в атмосферу, а до камери згоряння надходить повітря з мережі живлення. Кроковий двигун 18 встановлює необхідну витрату газу через турбіну. Далі подається сигнал на увімкнення електробензонасосу 54, і паливо подається в камеру згоряння. Витрата палива, яка потрібна для досягнення заданого складу суміші в камері згоряння та необхідної температури газу на її виході, регулюється за допомогою елемента 61. Регулятор витрати палива обладнаний плунжерним механізмом, який, залежно від положення вала крокового двигуна 60, дозує певний обсяг палива в паливну трубку 62, а надлишкове паливо через зливну магістраль 50 повертається в бак.

Запалювання паливно-повітряної суміші в камері згоряння здійснюється за допомогою свічки запалювання 58, до якої подається напруга через висковольтний провід 59 від котушки запалювання 56. Потім газ із камери згоряння,

					КРМ.142.6221мз.08.03.ПЗ	Лист
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

пройшовши через трубопровід 27 та перехідник 29, потрапляє в проточну частину турбіни, де відбувається процес розширення, що створює крутий момент на валу турбокомпресора. Відпрацьований газ, після роботи турбіни, через трубопровід 33 виводиться в атмосферу.

Коли вал турбокомпресора досягає певної частоти обертання, кроковий двигун 25 встановлює заслінки наступним чином: заслінки 10 і 14 закриті, а заслінка 15 відкрита. Таким чином, подача стисненого повітря з мережі живлення блокується, і повітря, яке засмоктується з атмосфери через повітряний фільтр 5, на виході з компресора направляється до камери згоряння, а звідти – до турбіни.

Під час випробувань турбокомпресора регулюючими параметрами є температура газу на вході в турбіну, яка встановлюється регулятором витрати палива 61, та витрата газу, яку регулює заслінка 17, що приводиться в рух кроковим двигуном 18.

При окремих випробуваннях турбіни та компресора стенд потребує певної переналаштування: у цьому режимі із схеми виключається зубчаста передача між заслінками, положення заслінки 15 фіксується як закриті, а заслінки 14 – як відкриті. Режими роботи компресора і турбіни визначаються шляхом зміни витрати повітря через них, а також температурою газу на виході з камери згоряння. Всі ці параметри регулюються ПК за допомогою крокових двигунів 25, 18 і 60.

3.7 Висновок до розділу

У спеціальному розділі кваліфікаційної роботи було проведено комплексну розробку експериментального стенду для діагностики турбокомпресорів двигунів середньої потужності, включаючи танковий двигун типу 6ДН 12/2×12. На початковому етапі було ретельно визначено перелік параметрів, які мають бути отримані під час діагностики турбокомпресорів для побудови характеристик газової турбіни та повітряного компресора. Відповідно до

цього сформульовано технічне завдання, де визначено межі значень основних параметрів, що використовуються для розробки стенду.

Далі було розроблено схему вимірювань стенду з докладним описом логіки роботи кожного елементу системи, що дозволяє забезпечити повний збір і обробку даних. Проведено ретельний підбір датчиків і приладів для вимірювання і відображення необхідних параметрів, що гарантує високу точність отриманих результатів. Окрему увагу приділено розробці методики визначення похибок вимірювань, що є критично важливим для подальшого аналізу та оптимізації експериментальних даних.

Представлено конструктивну схему стенду, яка включає всі необхідні блоки – від механічної частини каркасу до систем збору, обробки і передачі інформації. Результати проведеної роботи демонструють, що запропонований стенд є надійним і ефективним інструментом для комплексної діагностики турбокомпресорів, що сприятиме підвищенню якості і надійності двигунів середньої потужності, зокрема в умовах специфічного застосування, як у танкових двигунах.

					КРМ.142.6221мз.08.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		84

РОЗДІЛ 4

Економічне обґрунтування проєкту

У сучасних умовах розвитку економіки питання підвищення ефективності виробництва набуває особливої актуальності. Сучасні підприємства змагаються за конкурентоспроможність, що неможливо без впровадження новітніх наукових досягнень і технологічних інновацій. Тільки завдяки проведенню широкомасштабних досліджень, розробці сучасної техніки та постійному удосконаленню їх експлуатаційних характеристик можливо забезпечити високий рівень продуктивності та оптимізацію виробничих процесів.

Важливу роль у цьому процесі відіграє науково-освітня сфера, зокрема діяльність вищих навчальних закладів. Наука в університетах не тільки інтегрує найсучасніші лабораторні дослідження та інноваційні методики у навчальний процес, сприяючи таким чином підвищенню кваліфікації майбутніх спеціалістів, а й безпосередньо впроваджує ці результати в промислове виробництво. Використання новітніх методів розрахунку, рекомендацій щодо вибору оптимальних параметрів та інших практичних розробок дозволяє значно покращити якість та ефективність виробничих процесів.

У даному розділі кваліфікаційної роботи проводяться детальні економічні розрахунки, які включають оцінку вартості спроектованого стенду, а також визначення собівартості однієї години проведення випробувань. Такі аналізи є ключовими для обґрунтування доцільності впровадження нових технологій у виробництво та сприяють прийняттю ефективних управлінських рішень, що дозволяють оптимізувати витрати і підвищити загальну продуктивність підприємства.

4.1 Визначення вартості стенду

Організація проведення досліджень турбокомпресорів вимагає значних капіталовкладень, адже забезпечення ефективності випробувань та отримання достовірних результатів неможливе без відповідного фінансового забезпечен-

					КРМ.142.6221мз.08.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		85

ня. Визначення вартості стенду здійснюється на основі детального аналізу капітальних витрат, пов'язаних із його розробкою та виробництвом.

Загальна структура капітальних витрат у такому проекті зазвичай включає декілька основних складових: витрати на розробку технічної документації та проектування, закупівлю високотехнологічних компонентів і матеріалів, виготовлення прототипів та проведення їх попередніх випробувань, а також монтаж і налаштування робочого стенду. Крім того, до капіталовкладень додаються витрати на забезпечення відповідності вимогам безпеки та нормативним стандартам, що є необхідною умовою для успішної реалізації дослідницького проекту. Таким чином, витрат в загальному випадку визначається за формулою

$$C = K_{раз} + K_{об} + K_{авт} + K_{м} + K_{нп},$$

де $K_{раз}$ – капітальні витрати на розробку технічної документації та проектування;

$K_{об}$ – капітальні вкладення на закупівлю високотехнологічних компонентів і матеріалів;

$K_{авт}$ – капітальні витрати на засоби автоматизації та обчислювальної техніки;

$K_{м}$ – капітальні витрати на створення запасів матеріалів, покупних виробів;

$K_{нп}$ – капітальні витрати на монтаж і налаштування робочого стенду.

Загальна собівартість виготовлення нових деталей стенду розраховується комплексно, із залученням як прямих, так і непрямих витрат:

$$C_n = Z_{мо} + Z_{нк} + Z_{пр} + ЦР + ОР,$$

де $Z_{мо}$ – витрати на основні матеріали

$$Z_{мо} = \sum_{i=1}^n (Q_{Mi} C_{Mi} K_{mз} - Q_{0i} C_{0i}),$$

де Q_{Mi} – витрата основних матеріалів, кг;

Q_{0i} – маса реалізованих відходів, кг;

					КРМ.142.6221мз.08.04.ПЗ	Лист
						86
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

C_{Mi}, C_{0i} – оптова ціна товарів і відходів відповідно, грн./кг;

$K_{mз}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат;

У розрахунках приймаємо $K_{mз} = 1,1$.

$$З_{mo} = 3792,8 \cdot 1,1 - 693 = 3480 \text{ грн}$$

Витрати на покупні вироби

$$З_{нк} = \sum_{i=1}^n Q_{нкi} \cdot C_{нкi},$$

де $Q_{нкi}$ – потреба в i -му виді комплектуючих виробів, шт.;

$C_{нкi}$ – оптова ціна i -го виду комплектуючих виробів, грн/шт.

Для нашого стенду покупними виробами є:

- датчик для вимірювання тиску АІР-10 – 95 грн.;
- датчик для вимірювання температури ТС1388/7 – 60 грн.;
- термопара хромель-алюмелева – 60 грн.;
- шланг армований – 40 грн.;
- двигун кроковий – 1160 грн.;
- комп'ютер – 24000 грн.;
- реєстратор РМТ-59 – 8200 грн.;
- елементи кріпильні – 150 грн.;
- система дроселюючих патрубків – 400 грн.;
- датчик витрати повітря термоанемометричний – 1500 грн.;
- камера згоряння – 6000 грн.;
- датчик для вимірювання частоти обертання і крутного моменту оптоволонний – 300 грн.;
- трубопроводи та перехідники – 400 грн.;
- бак паливний – 600 грн.;
- насос паливний – 1600 грн.;
- бак масляний – 500 грн.;
- насос масляний – 1450 грн.;
- датчик витрати палива ДРТ-300 – 1600 грн.;

					КРМ.142.6221мз.08.04.ПЗ	Лист
						87
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- регулятор витрати палива – 550 грн.;
- магістраль паливна – 250 грн.;
- магістраль масляна – 200 грн.;
- система запалювання – 1200 грн.;
- повітряний фільтр – 120 грн.

Таким чином:

$$\begin{aligned} Z_{нк} = & 4 \cdot 95 + 2 \cdot 60 + 2 \cdot 60 + 2 \cdot 40 + 3 \cdot 1160 + 24000 + 8200 + 150 + 400 + 2 \cdot 1500 + \\ & + 6000 + 2 \cdot 300 + 400 + 600 + 1600 + 500 + 1450 + 1600 + 550 + 250 + 200 + \\ & + 1200 + 120 = 55000 \text{ грн.} \end{aligned}$$

$Z_{пр}$ – витрати на оплату праці основних виробничих робітників розраховуються з урахуванням загальної трудомісткості виготовлення та середніх годинних тарифних ставок

$$Z_{пр} = Z_o + Z_d + O_c,$$

де Z_o – заробітна плата основна;

Z_d – заробітна плата додаткова;

O_c – відрахування до фонду страхування.

Основну заробітну плату обчислюють за допомогою формул, зазначених у джерелі [10]:

$$Z_o = 1,32 \cdot Z_{отар} = 1,32 \cdot 10000 = 13200 \text{ грн.};$$

Додаткова заробітна плата:

$$Z_d = 0,05 \cdot Z_o = 0,05 \cdot 13200 = 660 \text{ грн.};$$

Відрахування на соціальне страхування:

$$O_c = 0,39 \cdot (Z_o + Z_d) = 0,39 \cdot (13200 + 660) = 5405,40 \text{ грн.};$$

$$Z_{пр} = 13200 + 660 + 5405,40 = 19265,40 \text{ грн.}$$

$ЦР$ – цехові витрати охоплюють витрати на утримання як цехового персоналу, так і допоміжних робітників, залучених до виконання загальноцехових завдань, а також витрати на амортизацію, ремонт обладнання та інші пов'язані витрати.

При укрупнених розрахунках допускається включати до загальної суми як основну заробітну плату виробничих робітників, так і витрати на утримання та експлуатацію обладнання [10]:

$$З_{об} = \frac{T_{маш} \cdot C_{м-ч}}{K_{вн} \cdot K_{обс}},$$

де $T_{маш}$ – Трудомісткість операцій на механообробних та складальних етапах технологічного процесу розраховується згідно з методикою, викладеною в [10];

$C_{м-ч}$ – нормативна собівартість однієї машинної години роботи обладнання, грн.;

$K_{вн}$ – коефіцієнт виконання норм;

$K_{обс}$ – середній коефіцієнт обслуговування обладнання.

$$З_{об} = \frac{90 \cdot 15}{1,1 \cdot 0,3} = 4090,9 \text{ грн.};$$

$$ЦР = \frac{K_{ЦР}(З_О + З_{об})}{100} = \frac{80 \cdot (13200 + 4090,9)}{100} = 13832,72 \text{ грн.}$$

$ОР$ – загальнозаводські витрати включають видатки на утримання заводу, доуправління, загальнозаводських господарств, служб та інших суміжних підрозділів. При цьому собівартість виготовлення обладнання, пов'язана із загальнозаводськими витратами, визначається як певний відсоток від суми основної заробітної плати виробничих робітників та витрат на утримання й експлуатацію обладнання $K_{ОР} = 60\%$ [10].

$$ОР = \frac{K_{ОР}(З_О + З_{об})}{100} = \frac{60 \cdot (13200 + 4090,9)}{100} = 10374,54 \text{ грн.}$$

Загальна собівартість обладнання

$$\begin{aligned} C_n &= З_{мо} + З_{нк} + З_{пр} + ЦР + ОР = \\ &= 3480 + 55000 + 19265,40 + 13832,72 + 10374,54 = 101952,66 \text{ грн.} \end{aligned}$$

Капітальні витрати виробництва:

$$K = K_{раз} + K_{об} + K_{авт} + K_m + K_{нп},$$

де $K_{раз}$ – капітальні витрати на розробку технічної документації та проектування.

Для розробки стенду для випробування турбокомпресорів задіяно двох інженерів-конструкторів, кожен з яких має тарифну ставку 100 грн/год, а загальний час роботи складає 600 робочих годин.

Таким чином капітальні витрати на розробку стенда складуть:

$$K_{раз} = Z_{П.И} \cdot t_{раз.} = 2 \cdot 100 \cdot 600 = 120000 \text{ грн.}$$

$K_{об}$ – капітальні вкладення в обладнання:

$$K_{об} = C_{ом} (1 + K_{мз}),$$

де $C_{ом}$ – ціна технологічного обладнання, яке виробляється безпосередньо на підприємстві, розраховується як сума повної собівартості, планового прибутку (10 % від повної собівартості) та ПДВ (18 %).

$$C_{ом} = C_n + Пр = 101952,66 + 101952,66 \cdot 0,1 + 101952,66 \cdot 0,18 = 130499,41 \text{ грн.};$$

$$K_{об} = 130499,41 \cdot (1 + 1,1) = 274048,76 \text{ грн.}$$

$K_{авт}$ – капітальні витрати на засоби автоматизації та обчислювальної техніки.

Для автоматизації та обчислювальної техніки, необхідних для проектування стенду, використовується два комп'ютери, кожен з яких коштує 40000 грн. До того ж, на цих пристроях встановлено програмне забезпечення, загальна вартість якого складає 60000 грн.

K_m – капітальні витрати на створення запасів матеріалів. Для спроектованого стенду запасами матеріалів будуть:

- 13 кг матеріалу Д16 по 100 грн./кг;
- 1,5 кг матеріалу 30ХМ по 80 грн./кг;
- 2,1 кг матеріалу Бр010С10 по 140 грн./кг;
- 20 кг матеріалу ХН65НВ по 120 грн./кг.

$$K_m = 13 \cdot 100 + 1,5 \cdot 80 + 2,1 \cdot 140 + 20 \cdot 120 = 4114 \text{ грн.}$$

$K_{пн}$ – капітальні витрати пусконаладжувального періоду.

					КРМ.142.6221мз.08.04.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Під час пусконаладжувального періоду виробництва стенду задіяно слюсаря, заробітна плата якого за місяць складає 8500 грн.

Отже $K_{mn} = 8500$ грн.

Таким чином вартість стенду складе:

$$K = 120000 + 274048,76 + 100000 + 4114 + 8500 = 506662,76 \text{ грн.}$$

4.2 Визначення собівартості однієї години експлуатації стенду

Калькуляція собівартості однієї години експлуатації стенду, розроблено-го в рамках даної магістерської роботи, включає такі витратні статті:

- витрати на основні матеріали;
- заробітну плату обслуговуючого персоналу;
- інші прямі витрати.

Витрати на основні матеріали охоплюють вартість стисненого повітря, електроенергії та палива, які споживаються за одну годину роботи стенду.:

$$Z_{OM} = Z_{c.v.} + Z_{\text{э}} + Z_m,$$

де $Z_{c.v.}$ – витрати на стиснене повітря:

$$Z_{c.v.} = G_{c.v.} \cdot \Pi_{c.v.},$$

де $G_{c.v.}$ – годинна масова витрата стисненого повітря, кг/год.;

$\Pi_{c.v.}$ – ціна стисненого повітря, грн./кг;

$$Z_{c.v.} = 300 \cdot 0,1 = 30 \text{ грн./год.}$$

$Z_{\text{э}}$ – витрати на електричну енергію:

$$Z_{\text{э}} = Z_{c3} + Z_{авт} + Z_o,$$

де Z_{c3} – витрати на електричну енергію споживану системою запалювання при роботі стенду.

$$Z_{c3} = N_{c3} \cdot \Pi_{\text{э}},$$

де $N_{\text{э}}$ – споживана потужність на систему запалювання, кВт;

$\Pi_{\text{э}}$ – ціна 1 кВт/год. електричної енергії, грн.;

У нашому випадку потужність системи запалювання $N_{\text{э}} = 0,8 \text{ кВт}$,

$$\Pi_{\text{э}} = 4,32 \text{ грн./год.}$$

$$З_{сз} = 0,8 \cdot 4,32 = 3,46 \text{ грн./ год.}$$

$З_{авт}$ – витрати на електричну енергію спожиту засобами автоматизації та обчислювальної техніки.

$$З_{авт} = N_{э} \cdot Ц_{э},$$

де $N_{э}$ – споживана електрична потужність, кВт;

У нашому випадку потужність комп'ютера $N_{э} = 0,3 \text{ кВт}$,
 $Ц_{э} = 4,32 \text{ грн./ год.}$

$$З_{авт} = 0,3 \cdot 4,32 = 1,30 \text{ грн./ год.}$$

$З_o$ – витрати на електричну енергію спожиту засобами освітлення.

$$З_o = N_o \cdot Ц_{э}.$$

N_o – споживана електрична потужність освітлення, кВт,

Освітлення лабораторії – 6 лампи по 40 Вт

$$N_o = 6 \cdot 40 = 0,24 \text{ кВт};$$

Таким чином витрати на освітлення протягом години складуть:

$$З_o = 0,24 \cdot 4,32 = 1,04 \text{ грн.}$$

Тоді сумарні витрати на електричну енергію становитимуть:

$$З_{э} = 3,46 + 1,30 + 1,04 = 5,80 \text{ грн./ год.}$$

Визначимо витрати на паливо, що спалюється при роботі стенду.

$$З_m = G_m \cdot Ц_m,$$

де G_m – годинна масова витрата палива, л/год.;

$Ц_m$ – ціна палива, грн./л;

$$З_m = 1 \cdot 55 = 55 \text{ грн./ год.}$$

Розглянемо витрати на обслуговування стенду (див. табл. 4.1). У цьому випадку за обслуговування відповідає один лаборант.

					КРМ.142.6221мз.08.04.ПЗ	Лист
						92
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1. Витрати на заробітну плату при обслуговуванні стендового обладнання

Найменування	Кіл. осіб	Тарифна ставка грн./міс.	Премія 50 %/міс.	з/п. за 1 міс.* грн.	ЄСВ**, грн. 26 %
Лаборант	1	6200	3100	9300	2418

* Заробітна плата за місяць дорівнює сумі тарифної ставки і премії;

** ЄСВ = 26 % – єдиний соціальний внесок.

Середньомісячна заробітна плата одного лаборанта:

$$Z_{зп} = \text{оклад} + \text{премия} + \text{ЄСВ} = 11718 \text{ грн.}$$

Припустимо, що в середньому місяць має $n = 23$ робочих дні, а кожен робочий день триває $t = 8$ годин. Тоді годинна заробітна плата лаборанта $Z_{зп.л}$ обчислюється виходячи з цих показників:

$$Z_{зп.л} = \frac{Z_{зп}}{n \cdot t} = \frac{11718}{8 \cdot 23} = 63,69 \text{ грн./год.}$$

Інші прямі витрати включають відрахування на амортизацію, ремонт, а також витрати на опалення і вентиляцію лабораторії, що розподіляються на кожну годину експлуатації стенду.

Якщо ресурс експлуатації спроектованого стенду становить 1000 годин, то амортизаційні витрати на кожну годину роботи складають 0,1 % від вартості стенду:

$$Z_{ам} = \frac{0,1 \cdot K}{1000} = 0,0001 \cdot 506662,76 = 50,67 \text{ грн./год.}$$

Витрати на ремонт та профілактику стенду становлять 20 % від суми амортизаційних витрат:

$$Z_{рем} = 0,2 \cdot Z_{ам} = 0,2 \cdot 50,67 = 10,13 \text{ грн./год.}$$

Витрати на опалення та вентиляцію дослідної лабораторії, де розташовано стенд, визначаються залежно від об'єму приміщення.:

$$V_{лаб.} = l \cdot b \cdot h = 4,2 \cdot 2,5 \cdot 3 = 31,5 \text{ м}^3.$$

Норматив витрати на опалення і вентиляцію для одного кубічного метра приміщення становить 150 грн./рік, тобто 0,41 грн./год. Тоді витрати на опалення і вентиляцію лабораторії об'ємом $V = 31,5 \text{ м}^3$ за 1 годину складуть:

$$Z_{o.v.} = 31,5 \cdot 0,41 = 12,9 \text{ грн./год.}$$

Собівартість однієї години експлуатації стенда в дослідній лабораторії складатиме:

$$\begin{aligned} C_q &= Z_{c.v.} + Z_{\text{э}} + Z_m + Z_{\text{П.Л}} + Z_{am} + Z_{rem} + Z_{o.v.} = \\ &= 30 + 5,80 + 55 + 63,69 + 50,67 + 10,13 + 12,9 = 228,19 \text{ грн./год.} \end{aligned}$$

Собівартість однієї години випробувань на стенді:

$$C_{исп} = C_q \cdot \frac{(100 + ПДВ)}{100} = 228,19 \cdot \frac{100 + 20}{100} = 273,83 \text{ грн./год.}$$

4.3 Висновок до розділу

В ході виконання цього розділу були визначені ключові економічні показники, зокрема вартість стенду для випробування турбокомпресора та собівартість проведення однієї години випробувань. Отримані результати представлені нижче:

$$K = 506662,76 \text{ грн.,}$$

$$C_{исп} = 273,83 \text{ грн./год.}$$

На жаль, через відсутність у відкритих джерелах технічної документації на аналогічні стенди для випробувань турбокомпресорів неможливо здійснити розрахунок економічного ефекту від заміни одного стенду на інший. Проте, варто відзначити, що собівартість як самого стенду, так і однієї години його експлуатації, може суттєво змінюватися залежно від застосованого обладнання та використаних матеріалів.

Використання дешевших датчиків і апаратури може обмежити діапазон вимірюваних параметрів і їх кількість, що негативно вплине на якість та комплексність аналізу робочих процесів під час випробувань турбокомпресорів. Крім того, спроба зекономити на програмному забезпеченні може призвести

					КРМ.142.6221мз.08.04.ПЗ	Лист
						94
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

до зниження ефективності обробки отриманих даних і, як наслідок, зменшення продуктивності всього стенду.

З іншого боку, впровадження більш дорогих і високотехнологічних датчиків, апаратури та програмного забезпечення розширює можливості стенду у плані точності вимірювань і детальності аналізу, що сприяє більш якісному проведенню випробувань. Проте, підвищення витрат на ці компоненти потребує ретельного економічного обґрунтування, оскільки воно впливає на загальну собівартість експлуатації стенду.

Отже, вибір між економією та інвестиціями в більш якісне обладнання повинен базуватися на оптимальному співвідношенні витрат і функціональних можливостей, що забезпечить необхідну точність, надійність і різнобічний аналіз робочих процесів при проведенні випробувань турбокомпресорів.

					КРМ.142.6221мз.08.04.ПЗ	Лист
						95
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

Забезпечення безпечних умов експлуатації при проведенні випробувань турбокомпресорів

Випробування турбокомпресорів є складним і багатогранним процесом, що вимагає високого рівня професіоналізму та дотримання суворих норм безпеки життєдіяльності. Успішне проведення таких випробувань безпосередньо впливає на надійність та ефективність роботи обладнання, а також на безпеку персоналу та оточуючого середовища. Розуміння потенційних ризиків, пов'язаних із експлуатацією високотехнологічних систем, дозволяє розробити комплекс заходів для їх мінімізації, що є невід'ємною частиною підготовки до проведення випробувань.

Цей розділ присвячено аналізу основних принципів та методик забезпечення безпеки життєдіяльності під час випробувань турбокомпресорів. Він охоплює питання ідентифікації небезпек, оцінки ризиків, а також впровадження ефективних заходів з управління та контролю за умовами праці. Особлива увага приділяється розробці стандартів та інструкцій, що дозволяють знизити ймовірність виникнення аварійних ситуацій, а також впровадженню систем моніторингу та реагування на надзвичайні події.

Таким чином, даний розділ слугує теоретичною базою для забезпечення безпечних умов при проведенні випробувань турбокомпресорів, що є важливим елементом у підвищенні надійності експлуатації високотехнологічного обладнання та збереженні людських життів..

5.1 Оцінка експлуатаційної надійності стендових технічних систем

Аналіз стійкості роботи технічних систем на розроблюваному стенді передбачає комплексне дослідження характеристик експлуатації турбокомпресорів з метою забезпечення їхньої безперебійної та безпечної роботи під час випробувань. Такий аналіз охоплює оцінку як конструктивних особливостей, так і функціональних параметрів систем, що дозволяє виявити потенційні зони

					КРМ.142.6221мз.08.05.ПЗ	Лист
						96
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ризика та можливості для оптимізації. В процесі дослідження враховуються різноманітні режимні стани роботи стенду, де ключовими факторами є вплив температурних режимів, механічних навантажень, коливань у режимах роботи та взаємодія компонентів системи. Особлива увага приділяється визначенню критичних точок, у яких може відбутися деградація характеристик або виникнення аварійних ситуацій.

Застосування математичних моделей та симуляційних методик дозволяє змодельовати різні сценарії експлуатації, що сприяє формуванню прогнозів щодо стійкості роботи технічних систем. На основі отриманих даних проводиться порівняльний аналіз результатів експериментальних вимірювань із розрахунковими показниками, що допомагає виявити невідповідності та розробити рекомендації щодо удосконалення системи управління та контролю. Важливою складовою аналізу є моніторинг поведінки систем у режимі реального часу, що забезпечує оперативну реакцію на зміни умов експлуатації та дозволяє запобігти виникненню небезпечних ситуацій.

Комплексний підхід до аналізу стійкості роботи технічних систем сприяє не лише підвищенню надійності стенду, але й оптимізації технічних характеристик турбокомпресорів, що використовуються під час випробувань. Отримані результати дозволяють внести корективи у конструкцію та алгоритми роботи системи, що забезпечує ефективне управління ризиками та гарантує високий рівень безпеки життєдіяльності персоналу та обладнання під час проведення експериментальних досліджень..

5.2 Заходи з організації безпечної експлуатації стенду

Розробка заходів, що забезпечують безпеку експлуатації стенду, є ключовим етапом у забезпеченні безперебійної та надійної роботи випробувальної установки турбокомпресорів. Такий підхід базується на системному аналізі потенційних ризиків, визначенні критичних точок у функціонуванні стенду та розробці методик, які дозволяють мінімізувати вплив небезпечних чинників на обладнання та персонал. В процесі розробки заходів безпеки враховуються як

технічні, так і організаційні аспекти, що сприяє створенню комплексної системи захисту від аварійних ситуацій та несправностей.

До основних заходів, що забезпечують безпеку експлуатації стенду, належить впровадження систем автоматизованого моніторингу та діагностики, які дозволяють у режимі реального часу відслідковувати ключові параметри роботи обладнання. Ці системи включають датчики контролю температури, тиску, вібрацій та інших параметрів, що є індикаторами потенційних відхилень від нормальної роботи. Завчасне виявлення критичних змін дозволяє оперативно реагувати та вживати необхідних заходів для запобігання аварій.

Особливу увагу приділено розробці інструкцій та алгоритмів дій у випадку виникнення надзвичайних ситуацій. Чітко регламентовані процедури евакуації, відключення обладнання, а також аварійного відновлення роботи стенду сприяють зниженню ризику для життя персоналу та запобігання пошкодження техніки. Крім того, важливою складовою заходів безпеки є регулярне проведення тренувань та навчання операторів, що дозволяє забезпечити високий рівень готовності до реагування у випадку виникнення нештатних ситуацій.

Розробка заходів безпеки також передбачає аналіз конструктивних особливостей стенду з метою оптимізації його технічного оснащення. Впровадження додаткових засобів захисту, таких як аварійні кнопки зупинки, системи блокування при виникненні аномальних параметрів та фізичні бар'єри, дозволяє зменшити ризик несанкціонованого доступу до небезпечних зон експлуатації. Застосування стандартів безпеки, розроблених на основі міжнародних норм та передового досвіду, сприяє підвищенню надійності технічної системи та забезпеченню її стійкості у різних режимах роботи.

Провівши аналіз усіх потенційних небезпечних та шкідливих чинників, що виникають під час роботи на стенді випробування турбокомпресора, можна дійти висновку, що найбільш ефективним заходом для підвищення безпеки є відокремлення робочого місця від самої випробувальної установки. Це означає, що під час проведення випробувань робоче місце має бути повністю ізо-

льоване від стенду. Для реалізації цього підходу пропонується використовувати стенд, розташований у спеціально обладнаному боксі, що складається з двох кімнат (рис. 5.1), розділених між собою стіною.

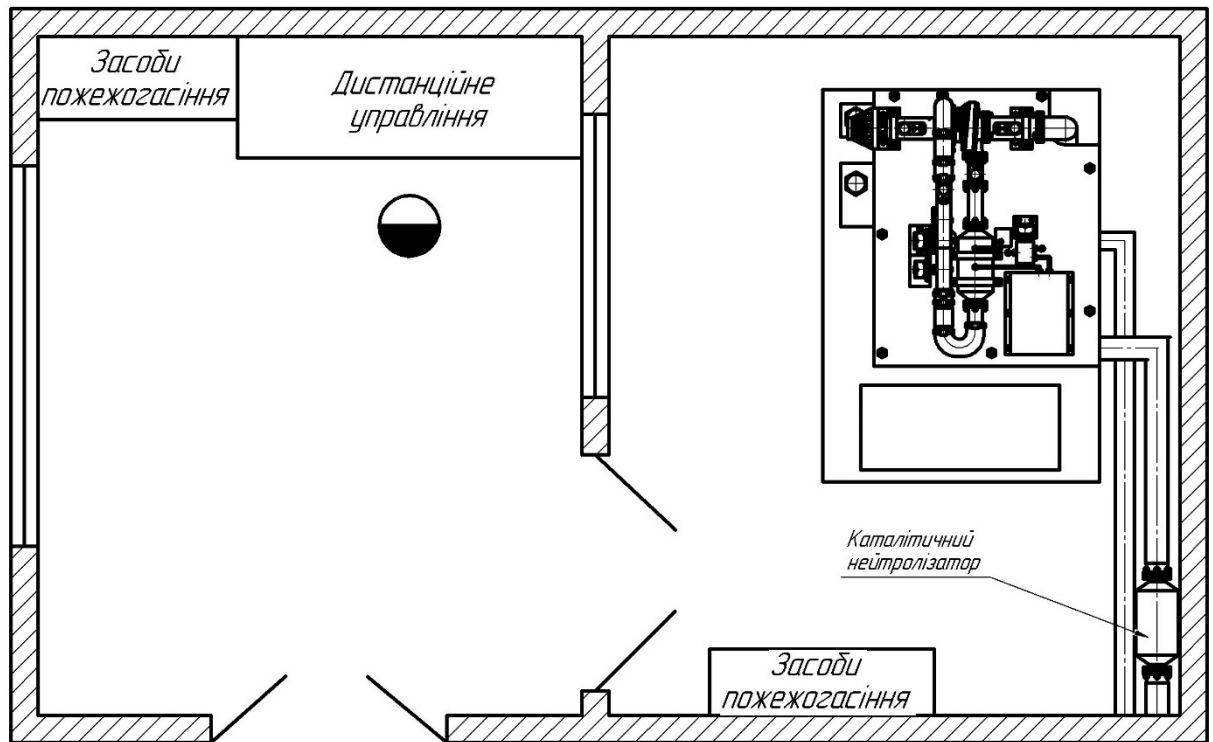


Рис. 5.1. Дослідницький бокс

У цій стіні є двері і оглядове вікно. В ході випробувань робочий знаходиться в кімнаті з дистанційним управлінням і має можливість візуально спостерігати за ходом випробувань через оглядове вікно. Під час випробувань двері між кімнатами повинна бути замкнена. У цьому випадку людина захищена від фізичних і хімічних небезпечних факторів.

Комплексний підхід до розробки заходів безпеки забезпечує не лише ефективний контроль за станом стенду, але й створює умови для постійного вдосконалення методів управління ризиками. Проведення регулярних аудитів безпеки, аналіз результатів моніторингу та впровадження новітніх технологій дозволяють своєчасно виявляти слабкі місця системи та вдосконалювати заходи безпеки. Таким чином, розробка та впровадження комплексних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки експлуатації стенду, є основою для на-

дійного проведення випробувань турбокомпресорів, зниження ризиків аварійних ситуацій та гарантування безпеки персоналу й обладнання.

5.3 Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів

Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів є однією з ключових складових безпечної та ефективної експлуатації випробувальної установки. Забезпечення належного повітрообміну дозволяє підтримувати оптимальні мікрокліматичні умови, своєчасно видаляти теплове навантаження, шкідливі випари, пил та інші забруднюючі речовини, що можуть утворюватися в процесі роботи обладнання. Особливо важливою ця проблема стає при випробуваннях турбокомпресорів, де високі температури та динамічні процеси можуть спричиняти утворення небезпечних концентрацій речовин в повітрі.

При розробці системи вентиляції для приміщення випробувань турбокомпресорів необхідно враховувати низку чинників, серед яких – специфіка робочих процесів, розміри приміщення, розташування обладнання, а також вимоги до енергозбереження та екологічної безпеки. Проектування системи вентиляції починається з розрахунку необхідного обсягу повітрообміну, що забезпечує своєчасну заміну забрудненого повітря на свіже зовнішнє, а також визначення оптимальної схеми розміщення повітрозабірників та витяжних каналів. Для забезпечення максимальної ефективності рекомендується використовувати комбінацію природного та механічного повітрообміну, що дозволяє адаптувати систему до різних умов експлуатації.

Особливу увагу варто приділити розташуванню вентиляційних отворів та розрахунку тиску в приміщенні, що дозволяє уникнути появи мертвих зон, у яких може накопичуватися шкідливе повітря. Важливо забезпечити рівномірний розподіл повітряних потоків, що сприяє як охолодженню обладнання, так і попередженню виникнення локальних перегрівів. Крім того, інтеграція системи автоматизованого контролю дозволяє оперативно реагувати на зміну

					КРМ.142.6221мз.08.05.ПЗ	Лист
						100
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

параметрів повітрообміну, забезпечуючи постійний моніторинг температури, вологості та концентрації потенційно небезпечних речовин.

Ефективна вентиляція також сприяє зниженню ризику виникнення пожежних та вибухових ситуацій, оскільки своєчасне видалення гарячих газів та пари зменшує ймовірність утворення займистих сумішей у повітрі. До того ж, сучасні технології дозволяють використовувати енергозберігаючі системи, які за рахунок оптимізації режимів роботи вентиляторів та систем рекуперації тепла забезпечують не лише безпечні умови роботи, а й зменшують експлуатаційні витрати.

Таким чином, комплексний підхід до проектування та впровадження системи вентиляції приміщення для випробування турбокомпресорів є запорукою безперебійної роботи випробувальної установки, безпеки персоналу та збереження навколишнього середовища. Ретельне врахування всіх технічних та організаційних аспектів дозволяє створити ефективну систему, здатну адаптуватися до змін у технологічному процесі та забезпечувати високий рівень комфорту і безпеки протягом всього періоду експлуатації.

5.4 Висновок до розділу

Забезпечення безпечних умов експлуатації випробувальної установки є комплексним завданням, яке вимагає системного підходу та інтеграції низки технічних та організаційних заходів. Аналіз можливих небезпечних і шкідливих чинників дозволяє виявити критичні точки, де можуть виникати аварійні ситуації, що, в свою чергу, обумовлює необхідність застосування сучасних методів моніторингу, автоматизації процесів контролю та розробки ефективних систем евакуації і аварійного реагування. Виділення робочого місця від самої установки за рахунок застосування ізольованих зон або спеціально обладнаних боксів значно підвищує рівень безпеки персоналу, знижуючи ризик впливу небезпечних факторів на операторів.

Важливу роль у забезпеченні безпеки відіграє система вентиляції, яка дозволяє підтримувати оптимальний мікроклімат у приміщенні, своєчасно ви-

					КРМ.142.6221мз.08.05.ПЗ	Лист
						101
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

даляючи гарячі гази, пари та шкідливі речовини, що утворюються під час роботи турбокомпресорів. Ретельне проектування вентиляційних систем з урахуванням специфіки робочих процесів, розмірів приміщення та вимог до енергозбереження є запорукою стабільної роботи обладнання та мінімізації ризиків.

Комплексна організація заходів безпеки, що включає як технічні рішення, так і підготовку персоналу до реагування на надзвичайні ситуації, сприяє не лише підвищенню надійності випробувань, але й збереженню життів та здоров'я людей. Загалом, ефективне управління ризиками та впровадження сучасних технологій безпеки створює основу для успішного проведення випробувань турбокомпресорів, забезпечуючи баланс між високими експлуатаційними характеристиками системи та безпечними умовами праці.

					КРМ.142.6221мз.08.05.ПЗ	Лист
						102
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

У даній кваліфікаційній роботі детально розглядається двигун 6ТД2 (6ДН 12/2×12) – представник серії двигунів 6ТД, який характеризується двотактною роботою, багатопаливністю, високим рівнем наддуву, рідинним охолодженням, безпосереднім уприскуванням палива, а також протилежно рухомими поршнями. Горизонтальне розташування циліндрів (діаметр циліндра 120 мм, хід поршня 2×120 мм) та конфігурація з шести циліндрів дозволяють досягати потужності в межах 1000...1500 к.с., що робить цей двигун ефективним і надійним джерелом енергії.

У першому розділі роботи обрано танк Т-80УД як об'єкт, на якому буде встановлено двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12). Представлено загальну характеристику танка Т-80УД, наведено його масогабаритні показники, а також проведено обґрунтування відповідності двигуна вимогам експлуатації танка. Аналіз включає розгляд особливостей експлуатації дизеля і окреслює основні тенденції розвитку двигунів даного типу, що дозволяє зрозуміти перспективи їх удосконалення.

Основною метою даної кваліфікаційної роботи є розробка технічних рішень для створення стенду з діагностики турбокомпресорів танкових двигунів. На основі ретельного аналізу було визначено діапазони характеристик турбокомпресорів, які охоплюють найбільш поширені модифікації даної техніки. Отримані дані дозволили сформулювати технічне завдання на проєктування випробувального стенду.

Наступним етапом роботи є проєктування схеми вимірювань стенду для діагностики турбокомпресорів. Цей етап включає розробку схеми стенду, визначення методів вимірювань та вибір первинних вимірювальних перетворювачів, які забезпечують моніторинг всіх необхідних параметрів. Крім того, розроблено систему збору даних із використанням реєстратора, до якого стікаються сигнали з датчиків із зазначенням характеристик кожного з них та розрахунком можливих похибок прямих вимірювань. Для автоматизації процесу випробувань у схе-

					КРМ.142.6221мз.08.ПЗ	Лист
						103
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

му інтегровано персональний комп'ютер, що виконує функції збору, обробки та зберігання інформації, а також управляє всіма елементами стенду.

Далі була розроблена методика обробки результатів вимірювань. На цьому етапі визначено алгоритми проведення випробувань для окремих компонентів – компресора, турбіни та самого турбокомпресора. Оскільки для побудови експлуатаційних характеристик використовуються параметри, які не можуть бути отримані шляхом прямого вимірювання (наприклад, ККД чи потужність), розроблено методику визначення похибок непрямих вимірювань, що дозволяє підвищити точність отриманих результатів.

Наступним важливим кроком є розробка конструктивної схеми випробувального стенду. Запропонована конструкція дозволяє проводити діагностику турбокомпресорів різних серій – від ТКР-5,5 до ТКР-18, що дає змогу отримати ключові характеристики компресора, турбіни та всього комплексу турбокомпресора в цілому.

У розділі, присвяченому безпеці життєдіяльності, було проаналізовано вплив потенційно небезпечних і шкідливих чинників на персонал, що проводить випробування. Розроблено заходи щодо мінімізації ризиків, зокрема визначено схему приміщення для проведення випробувань турбокомпресорів, що забезпечує оптимальні умови для роботи та безпеку операторів.

Окремий розділ роботи присвячено економічному обґрунтуванню проєкту. Тут визначено вартість розробки стенду, а також розраховано собівартість однієї години проведення випробувань, що дозволяє оцінити ефективність і економічну доцільність запропонованого рішення.

Отже, завдання кваліфікаційної роботи – розробка технічних рішення для створення стенду з діагностики турбокомпресорів танкових двигунів – виконано у повному обсязі. Розроблена методологія, конструктивне рішення стенду та розроблені заходи щодо забезпечення безпеки і економічної ефективності проєкту свідчать про успішну реалізацію поставленої мети та можливість подальшого впровадження отриманих результатів у практику.

ЛІТЕРАТУРА

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Kirkpatrick, A. T. Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences. 4th ed., John Wiley & Sons, 2020, 656 p.
4. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступені відцентрового наддувного компресора: навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2021. – 160 с.
5. Minchev, D.S., Gogorenko, O.A., Varbanets, R.A., Moshentsev, Y.L., Píštěk, V., Kučera, P., Shumylo, O.M., Kyrnats, V.I. (2022). Prediction of centrifugal compressor instabilities for internal combustion engines operating cycle simulation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. <https://doi.org/10.1177/09544070221075419>
6. Bell C. Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems. Bentley Publishers, 1997. – 250 p.
7. Жидецький В. Ц. Основи охорони праці / В. Ц. Жидецький, В. С. Джигерей, О. В. Мельников. – Львів: Афіша, 2000. – 350 с.
8. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.
9. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.