

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.

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

РОЗРОБКА СТЕНДУ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ДВИГУНІВ ТИПУ 6ДН 12/2×12

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

В. С. Наливайко

Здобувач освіти

І. В. Світенко

Миколаїв 2022

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Світенку Ігорю Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка стенду для діагностики турбокомпресорів двигунів типу 6ДН 12/2×12

2. Керівник роботи к.т.н., доцент Наливайко В. С.,
(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 на військовій техніці; Моделювання робочого циклу двигуна; Розробка системи діагностування турбокомпресорів; Економічне опрацювання проекту; Безпека життєдіяльності при проведенні випробувань турбокомпресорів

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

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)

/І. В. Світенко/

(прізвище та ініціали)

/В. С. Наливайко/

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. Особливості застосування двигуна типу 6ДН 12/2×12	
на військовій техніці	7
1.1 Огляд об'єктів чи споживачів енергії, де буде встановлено двигун..	8
1.2 Остаточний вибір об'єкту для встановлення двигуна	11
1.3 Коротка технічна характеристика танка	11
1.4 Обґрунтування відповідності обраного двигуна вимогам об'єкту	13
1.5 Вимоги, яким повинен відповідати двигун.....	16
1.6 Особливі вимоги до експлуатації двигуна.....	18
1.7 Тенденції розвитку двигунів даного типу.....	20
1.8 Висновок до розділу.....	22
РОЗДІЛ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12	23
2.1 Основні технічні характеристики двигуна	24
2.2 Загальна компоновка двигуна	25
2.3 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна.....	28
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	39
2.5 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 6ДН 12/2×12.....	41
2.6 Висновок по розділу.....	45
РОЗДІЛ 3. Розробка системи діагностування турбокомпресорів	
двигуна типу 6ДН 12/2×12	46
3.1 Загальні відомості про діагностику	47
3.2 Визначення експериментальних величин	48
3.3 Формування технічного завдання на проектування стенду	54
3.4 Схема вимірювань стенда та її опис	60
3.5 Методика визначення похибок вимірювань	70
3.6 Конструктивна схема стенда та її опис	79
3.7 Висновки по розділу.....	86

РОЗДІЛ 4. Економічне опрацювання проекту	87
4.1 Визначення вартості стенду	88
4.2 Визначення собівартості однієї години експлуатації стенду	93
4.3 Висновки по розділу.....	96
РОЗДІЛ 5. Безпека життєдіяльності при проведенні випробувань	
турбокомпресорів	98
5.1 Аналіз стійкості роботи технічних систем в розробляемому стенді..	99
5.2 Розробка заходів, що забезпечують безпеку експлуатації стенду.....	102
5.3 Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів.....	103
5.4 Висновки по розділу.....	104
ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....	105
ЛІТЕРАТУРА.....	107

ВСТУП

Двигун є найважливішим агрегатом бойової машини. Його розробка потребує більше часу, ніж сама машина. Але вдалий двигун дає змогу створювати сімейства танків та іншої техніки. Так сталося і з першим в світі танковим дизелем, яким був В-2. Цим двигуном були оснащені не тільки славетні Т-34, а й усі важкі та середні танки і самохідні гармати під час Другої Світової Війни і в повоєнні роки. Він також застосовувався у багатьох інших об'єктах, зокрема мирного призначення.

У той самий час двигун В-2 ще у роки війни мав багато серйозних недоліків і його реальний моторесурс становив усього близько 60 год. Тільки після війни конструкцію дизеля В-2 було вдосконалено. У післявоєнні роки танкові заводи орієнтувались на технічні рішення, що були використані в дизелі В-2, що так добре себе зарекомендував.

Впровадження у танкобудуванні нового сімейства двотактних дизелів з поршнями, що рухаються назустріч один одному, створило дуже багато проблем. Серед них не останнє місце займають проблеми вібрацій. Специфічна конструктивна схема двигуна спровокувала нові для двигунобудівників проблеми. Дослідження коливань танкових дизелів сімейства ТД проводились в групі професора Штейнвольфа упродовж багатьох років. Завдяки цьому було розроблено багато методів розрахунків коливань дискретних механічних систем як в лінійній, так і в нелінійній постановці. Загалом проведені науковцями розрахунки наприкінці 60-х – початку 70-х рр. ХХ ст. показали необхідність подальшого співробітництва у справі покращання динамічних характеристик дизеля 5ТДФ, а головне – для доводки нового дизеля 6ТД. Це співробітництво було продовжено і принесло свої плоди. Упродовж багатьох років проводились розрахунково-експериментальні дослідження коливань валопроводу дизеля 6ТД. Розрахунки сталих коливань, що були проведені для визначення максимальних значень пружних моментів на колінчастих валах і на елементах приводів турбіни і компресора, дали змогу знищити небезпечні резонанси у двигунах 6ТД-1 та 6ТД-2.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Варто відзначити, що виконання важливих оборонних завдань не тільки покращило характеристики танкових двигунів, а й сприяло формуванню творчого колективу у межах проблемної лабораторії динамічної міцності деталей машин.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					КРМ.142.6222м.06.01.ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 1 Особливості застосування двигуна типу 6ДН 12/2×12 на військовій техніці					Літ.	Аркуш	Аркушів
Магістрант		Світенко І.В.										
Керівник		Наливайко В.С.										
Консультант												
Зав. каф.		Гогоренко О.А.										
								НУК ім. адмірала Макарова				

РОЗДІЛ 1

Особливості застосування двигуна типу 6ДН 12/2×12 на військовій техніці

1.1 Огляд об'єктів чи споживачів енергії, де буде встановлено двигун

Двигун типу 6ДН 12/2×12 (заводське маркування 6ТД-2) – 6-ти циліндровий, з двома колінчастими валами, двотактний дизель з рядним горизонтальним розташуванням циліндрів, що рухаються назустріч один одному, з безпосереднім уприскуванням палива та прямоточною продувкою.

Двигуни даного типу застосовується у відомих сучасних вітчизняних танках III-го покоління Т-80УД і Т-84, які мають високий рейтинг на Світовому ринку, оснащені новим швидкохідним двотактними турбопоршневим дизелем 6ТД-2, розроблений на базі двигуна 5ТДФ.

Танк Т-80УД (рис. 1.1). Виробництво Україна з 1987 року.



Рис. 1.1. Танк Т-80УД

Танк багатоцільового призначення, що суміщає високу вогневу потужність, захист і маневреність. В цьому типі танків поєднується уніфікація і пристосованість до масового виробництва, як середніх танків з високим рівнем захисту і вогневою потужністю важких танків.

					КРМ.142.6222м.06.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Основні характеристики танка

Довжина, м	7,085
Ширина, м	3,560
Висота, м	2,193
Кліренс, м	0,515
Швидкість, км/год	65
Запас ходу, км	580
Екіпаж, чол.	3
Маса, т	46

Основні характеристики головного двигуна

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

Танк Т-72 (рис. 1.2). Танк спроектований в КБ "Уралвагонзаводу" в 1967 році.



Рис. 1.2. Танк Т-72

Основні характеристики танка

Довжина, м	9,530
Ширина, м	3,460
Висота, м	2,190
Кліренс, м	0,470
Швидкість, км/год	60
Запас ходу, км	500
Екіпаж, чол.	3
Маса, т	44,5

Основні характеристики головного двигуна

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

Танк Т-64А (рис. 1.3). Серійне виробництво з 1963 по 1987 рік



Рис. 1.3. Танк Т-64А

Основні характеристики танка

Довжина, м	9,225
Ширина, м	3,600
Висота, м	2,172
Кліренс, м	0,500
Швидкість, км/год	60
Запас ходу, км	500
Екіпаж, чол.	3
Маса, т	45,5

Основні характеристики головного двигуна

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

1.2 Остаточний вибір об'єкту для встановлення двигуна

Остаточним вибором є танк Т-80УД. Доцільність даного вибору обумовлюється тим що даний тип танка більш сучасний та має ряд переваг в порівнянні з іншими бойовими одиницями, двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12) таких переваг можна віднести:

- більша потужність;
- однакові габаритні розміри.

1.3 Коротка технічна характеристика танка

Роботи по танку "Об'єкт 478" в ХКБМ ім. А. А. Морозова почалися в середині 1970-х років з метою підвищення бойових і технічних характеристик танка Т-80 і установки на нього дизельного двигуна. Передбачалося встановити нову башту, випробувану на танку "Об'єкт 476". Було спроектовано два основні варіанти танка - об'єкт 478, які відрізнялися установкою різних типів дизельних двигунів. В результаті тривалої роботи по машині був створений, і в 1987 році прийнятий на озброєння основний танк Т-80УД ("Об'єкт 478Б") (рис. 1.4).

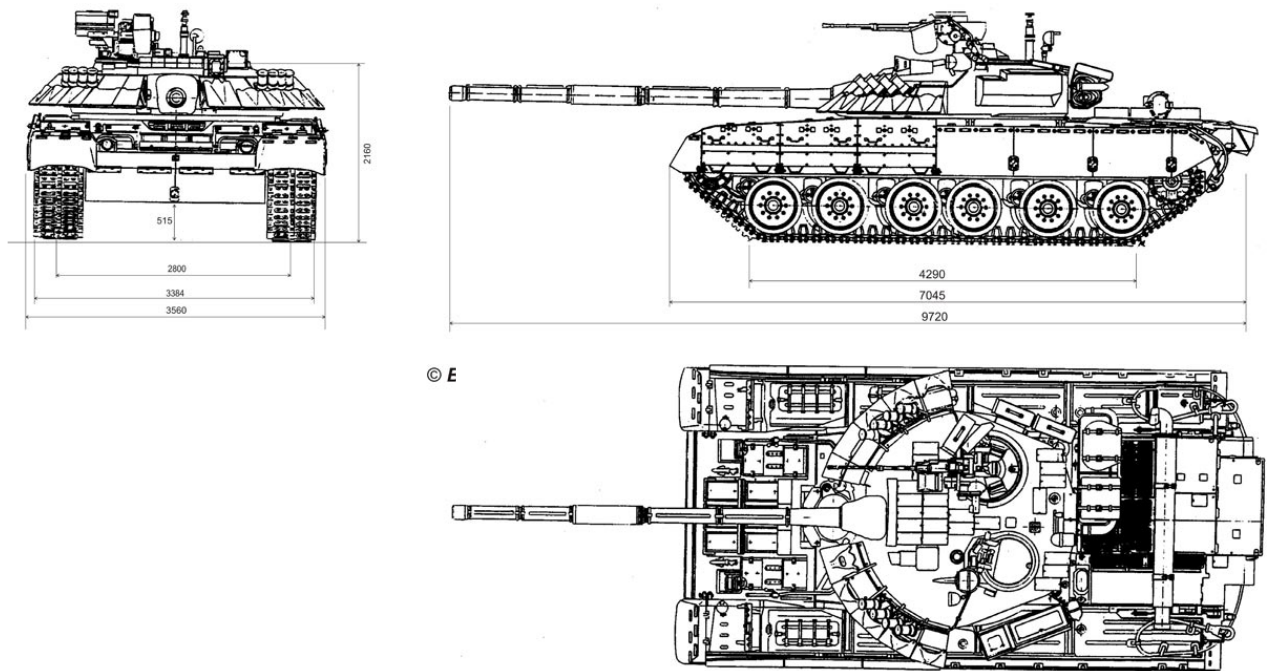


Рис. 1.4. Габаритні розміри танка Т-80УД ("Об'єкт 478Б")

Танк Т-80УД (об'єкт 478Б) багатоцільовий танк, що поєднує високу вогневу міць та добру захищеність з маневреністю.

Довжина найбільша.....	9,720 м
Ширина.....	3,595 м
Швидкість	65 км/год
Кліренс.....	0,515 м
Маса.....	46 т
Висота	2,160 м
Екіпаж.....	3 чол.
Ємність баку.....	1270+400 л
Запас ходу.....	580 км
Пострілів:	
з гармати.....	45 шт.
з кулемета (7,62 мм).....	1250 шт.
з кулемета (12,7 мм).....	450 шт.
аерозольних гранат.....	12 шт.

1.4 Обґрунтування відповідності обраного двигуна вимогам об'єкту

Вибір двигуна базуються на характері транспортного засобу. В даному випадку це танк Т-80УД, багатоцільового призначення, що суміщає високу вогневу потужність, захист і рухливість.

Підсумувавши дані характеристики для встановлення на танк Т-80УД якнайкраще встановити двигун 6ТД-2.

При повній масі танка разом з водієм та бойовим знаряддям 46000 кг, відношення потужності до маси 38,3 кг/к.с. (52 кг/кВт). Дана потужність дозволяє досягати максимальної швидкості в 65 км/год. При цьому контрольна витрата палива для танка з повною конструктивною масою при русі із постійною швидкістю 65 км/год, не більше 207 л/100 км. Запас ходу по контрольній витраті палива з постійною швидкістю 65 км/год, км, не менше 580 км

Даний двигун має ряд показників, що мають вплив на вибір даного агрегату для встановлення. Серед них:

- ресурс до першого капітального ремонту – 10 000 год роботи;
- масогабаритні показники (маса не заправленого змазкою двигуна 1180 кг);
- простота у технічному обслуговуванні;
- потужність двигуна.

Двигун внутрішнього згоряння підбирається виходячи з класифікації за такими основними ознаками:

За родом робочого циклу - з підведенням теплоти до робочого тіла при постійному об'ємі, з підведенням теплоти при постійному тиску газів і зі змішаним підведенням теплоти, тобто спочатку при постійному обсязі, а потім при постійному тиску газів. Для нашого випадку приймаємо двигун з підведенням теплоти до робочого тіла при постійному об'ємі;

За способом здійснення робочого циклу – чотиритактні, в яких цикл відбувається за чотири послідовних ходи поршня (за два оберти колінчастого валу), і двотактні, в яких цикл здійснюється за два послідовних хода поршня (за один оберт колінчастого валу). Обрано чотиритактний двигун.

					КРМ.142.6222м.06.01.ПЗ	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За способом повітропостачання – з наддувом і без наддуву. У чотиритактних ДВЗ без наддуву циліндр наповнюється свіжим зарядом (повітрям або горючою сумішшю) насосним ходом поршня, а в двотактних ДВС – продувочним компресором з механічним приводом від двигуна або турбокомпресором. У всіх ДВС з наддувом наповнення циліндра здійснюється спеціальним компресором. Двигуни з наддувом нерідко називають комбінованими, так як крім поршневого двигуна вони мають і компресор, що подає повітря в двигун при підвищеному тиску. Схема двигуна передбачає застосування наддуву при використанні водню як палива.

За способом займання пального – із запалюванням від стиснення (дизелі) і з іскровим запалюванням (карбюраторні і газові). У нашому випадку двигун дизельний.

За родом застосовуваного палива – рідкого палива і газові. До ДВС рідкого палива належать і багатопаливні двигуни, які без конструктивних змін можуть працювати на різних паливах. До газових ДВС відносяться і двигуни з займанням від стиснення, в яких основне паливо газоподібне, а рідке паливо в невеликій кількості використовується як пілотне, тобто для запалення. Застосовується двигун, спочатку працює на рідкому паливі.

За способом сумішоутворення – з внутрішнім сумішоутворенням, коли паливоповітряна суміш утворюється всередині циліндра (дизелі), і з зовнішнім сумішоутворенням, коли ця суміш готується до її подачі в робочий циліндр (карбюраторні і газові двигуни з іскровим запалюванням).

За типом камери згоряння (КС) – з нерозділеною однополосною КС, з напіврозділених КС (КС в поршні) і розділеними КС (передкамерні, вихрекамерних і повітряно-камерні КС); використовується нероздільна камера згоряння.

За частотою обертання колінчастого валу n - малооборотні (МОД) з n до 240 хв^{-1} , середньооборотні (СОД) з $240 \text{ хв}^{-1} < n < 750 \text{ хв}^{-1}$, підвищеної оборотності (ПОД) з $750 \text{ хв}^{-1} < n < 1500 \text{ хв}^{-1}$ і високооборотні (ВОД) з $n >> 1500 \text{ хв}^{-1}$;

					КРМ.142.6222м.06.01.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За принципом дії – простої дії (робочий цикл здійснюється тільки в однієї порожнини циліндра), подвійної дії (робочий цикл відбувається у двох порожнинах циліндра над і під поршнем) і з протилежно рухомими поршнями (у кожному циліндрі двигуна є два механічно пов'язаних поршня, що рухаються в протилежних напрямках, з поміщенням між ними робочим тілом); Двигун простої дії.

За конструктивним виконанням кривошипно-шатунного механізму (КШМ) – тронкові та крейцкопфні. У тронковому двигуні сили нормального тиску, що виникають при нахилі шатуна, передаються напрямною частиною поршня - тронка, ковзаючим у втулці циліндра; у крейцкопфному двигуні поршень не створює сил нормального тиску, що виникають при нахилі шатуна, нормальне зусилля створюється в крейцкопфному з'єднанні і передається повзунами на паралелі, які закріплені поза циліндра на станині двигуна; двигун тронковий.

За розташуванням циліндрів - вертикальні, горизонтальні, однорядні, дворядні, V-подібні, зіркоподібні тощо. Розташування циліндрів у вибраному двигуні рядне вертикальне.

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 з умов об'єкту встановлення, в нашому випадку міський пасажирський автобус малого класу.

					КРМ.142.6222м.06.01.ПЗ	Лист
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Не зважаючи на вищезазначене для розрахунку обґрунтування вибору двигуна приведено формулу зв'язку максимальної потужності двигуна з максимальною швидкістю автомобіля. Дана залежність виражається формулою, отриманою з рівняння балансу сил, діючих по прямій поверхні автомобіля.

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

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

φ – коефіцієнт сумарного супротиву дороги, для вантажних автомобілів і автобусів,

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

m_a – маса транспортного засобу, $m_a = 46000$ кг

η_t – 0,8 – ККД трансмісії,

k_b – коефіцієнт обтікання мостів, $k_b = 0,65$ – для вантажних автомобілів,

F – лобова площа транспортного засобу, m^2 , $F = 6$ – для вантажівки.

$$Ne = \frac{1,1((0,015+6 \cdot 1,1^2)46000+0,65 \cdot 6 \cdot 1,1^2)}{1000 \cdot 0,8} = 743 \text{ кВт}$$

Отже вибір двигуна 6ТД-2, потужністю 882 кВт є обґрунтованим, а двигун повністю відповідає вимогам транспортного засобу.

1.5 Вимоги, яким повинен відповідати двигун

Для того, щоб двигун певної конструкції повністю відповідав своєму призначенню та мав високі технічні та економічні показники, необхідно при проектуванні виходити з перелічених нижче загальних вимог:

- простота конструкції - вибір таких конструктивних форм двигуна у цілому та окремих його вузлів, які спрощують виготовлення та монтаж двигуну, а також його обслуговування під час експлуатації. Спрощення конструкції не повинно знижувати якість конструкції або погіршувати технічні показники двигуна;

- надійність в роботі - властивість двигуна працювати безвідмовно у межах міжремонтного строку. Надійна робота забезпечується раціональною конструкцією та ступенем її відпрацювання.

- термін роботи двигуна - період часу до капітального ремонту (моторесурс), при якому виконується переборка двигуна з підйомом колінчастого валу;

- висока економічність - можливість працювати з найменшими питомими витратами палива та мастила при різноманітних експлуатаційних навантаженнях, особливо при навантаженнях близьких до номінальних;

- як найменша питома вага - зменшення питомої ваги за рахунок застосування новітніх матеріалів та їх раціонального використання;

- як найменші габаритні розміри - зменшення габаритних розмірів (особливо по довжині), а також розмірів допоміжних механізмів, які встановлені поза двигуна і однаково необхідні для його роботи;

- максимально можливе урівноваження сил інерції обертових та поступально рухомих частин, а також їх моментів для уникнення вібрації остова двигуна та кузова автомобіля;

- відсутність критичних зон - частоти обертання колінчастого валу двигуна для експлуатаційних режимів роботи для зон найближчих до експлуатаційних режимів роботи;

- можливість для спостереження та огляду - зручна та легка доступність до найбільш відповідальних вузлів та частин двигуна;

- забезпечення швидкої та зручної розбори двигуна - розтока та зборка усіх деталей двигуна за невеликий час, а також зручність ремонту цих деталей;

- повна безпека обслуговування двигуна - дотримання правил охорони праці, які передбачені для даного двигуна;

- забезпечення мінімального шумового рівня - зменшення шуму двигуна та його систем;

- зменшення вартості виготовлення - зменшення витрат на виготовлення деталей, вузлів та механізмів, необхідних для роботи двигуна, та витрат на його складання.

1.6 Особливі вимоги до експлуатації двигуна

До сучасного танкового двигуну пред'являється ряд вимог, яким повинні відповідати його енергетичні, економічні, конструктивні і експлуатаційні показники.

Танковий двигун повинен мати більшу потужність, мінімальні розміри і вагу, зручно компонуватись в силовому відділенні корпусу танка. Він повинен мати можливо меншу питому витрату палива в усьому діапазоні експлуатаційних оборотів і навантажень і працювати на різних паливах від дизельного до високооктанових бензинів без зниження потужності і без підвищення витрати палива, а також витрачати на одиницю потужності мінімальну кількість повітря і володіти можливо меншою тепловіддачею в системі охолодження рідиною на мастилом.

Двигун повинен легко і надійно запускатися при будь-якій температурі без спеціальної підготовки і працювати в будь-якому кліматичному поясі, на будь-якій висоті, під водою і в зонах радіоактивного випромінювання, мати гарну здатність швидко збільшувати і зменшувати обороти, і високим коефіцієнтом пристосовності до змін зовнішнього навантаження, бути добре врівноваженим і мати високу рівномірність ходу. Він повинен мати достатньо великий запас моторесурсів, високу надійність в роботі і хорошу ремонтоспособність при мінімальному затраті часу на обслуговування в процесі експлуатації і мати конструкцію, придатну для масового або великосерійного виробництва.

В даний час ще не створено двигун, який в повній мірі задовольняє всім перерахованим вимогам. З огляду на суперечливий характер цих вимог, створення такого двигуна являє досить складною задачею.

Потужність двигунів сучасних основних танків досягає 600...850 к.с. і

					КРМ.142.6222м.06.01.ПЗ	Лист
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

має тенденцію до подальшого підвищення.

Одним з найважливіших показників танкового двигуна є його габаритна потужність

N_{Γ} – відношення максимальної ефективної потужності N_e двигуна до його габаритного об'єму V_{Γ} , підраховують найбільш габаритний розмір двигуна: довжина L , ширина B та висота H .

Габаритна потужність двигуна залежить від літрової потужності $N_{\text{л}}$, що характеризує ступінь використання робочого об'єму циліндрів або ступінь форсування двигуна, і від компактності його конструкції. Компактність двигуна оцінюється величиною відносини літражу двигуна до його габаритного об'єму. Це відношення можна отримати, якщо вираз габаритної потужності помножити і розділити на літраж $V_{\text{л}}$

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

Відношення $V_{\text{л}}/V_{\Gamma}$ прийнято називати коефіцієнтом компактності K (л/м³).

Другим основним показником танкового двигуна є питома ефективна витрата палива

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

де G_T – годинна витрата палива, кг/год.

При обмеженому обсязі паливних баків найбільший запас ходу без дозаправки (при інших рівних умовах) забезпечить двигун, що працює на більш важкому паливі і має меншу питому витрату палива.

Найкраще поєднання цих двох основних показників поки залишається у дизеля. Саме цим пояснюється та обставина, що дизель в даний час завоював у всьому світі виняткове становище як кращий танковий двигун, хоча з енергетичних, ваговим і габаритним показникам він поступається як бензиновим з іскровим запалюванням, так і газотурбінним двигунам.

При щоденному обслуговуванні необхідно:

1. Перевірити рівень палива в баку і при необхідності заправити паливо, не чекаючи його охолодження.
2. Перевірити рівень масла в картері. Якщо він нижче позначки Н на мастиловимірному стрижні, долити мастило до мітки В.
3. Прослухати роботу двигуна. Якщо є стуки, вжити заходів до їх усунення.
4. Перевірити, чи немає течії в усіх з'єднаннях систем охолодження, змащення і живлення двигуна. При виявленні течії усунути її.
5. Спустити 0,1 л палива з фільтра грубої очистки і 0,2 л з фільтра тонкого очищення. Після цього двигун повинен пропрацювати 2...3 хв. при 1000 об/хв⁻¹ колінчатого валу.
6. Через 5 хвилин після зупинки двигуна перевірити рівень мастила в картері. Якщо рівень підвищився і мастило стало рідким, знайти причини розрідження масла і усунути їх. Якщо рівень мастила нижче мітки В на мастиловимірному стрижні, долити масло до мітки.
7. При роботі в умовах сильної запиленості повітря промити повітряні фільтри.

1.7 Тенденції розвитку двигунів даного типу

В останні роки іноземні військові фахівці висувають до танкових двигунів підвищені вимоги. На їхню думку, двигун танка повинен володіти не тільки високою потужністю, але і надійністю роботи в будь-яких кліматичних і географічних умовах, мати великий термін служби при мінімальних затратах на догляд.

					КРМ.142.6222м.06.01.ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

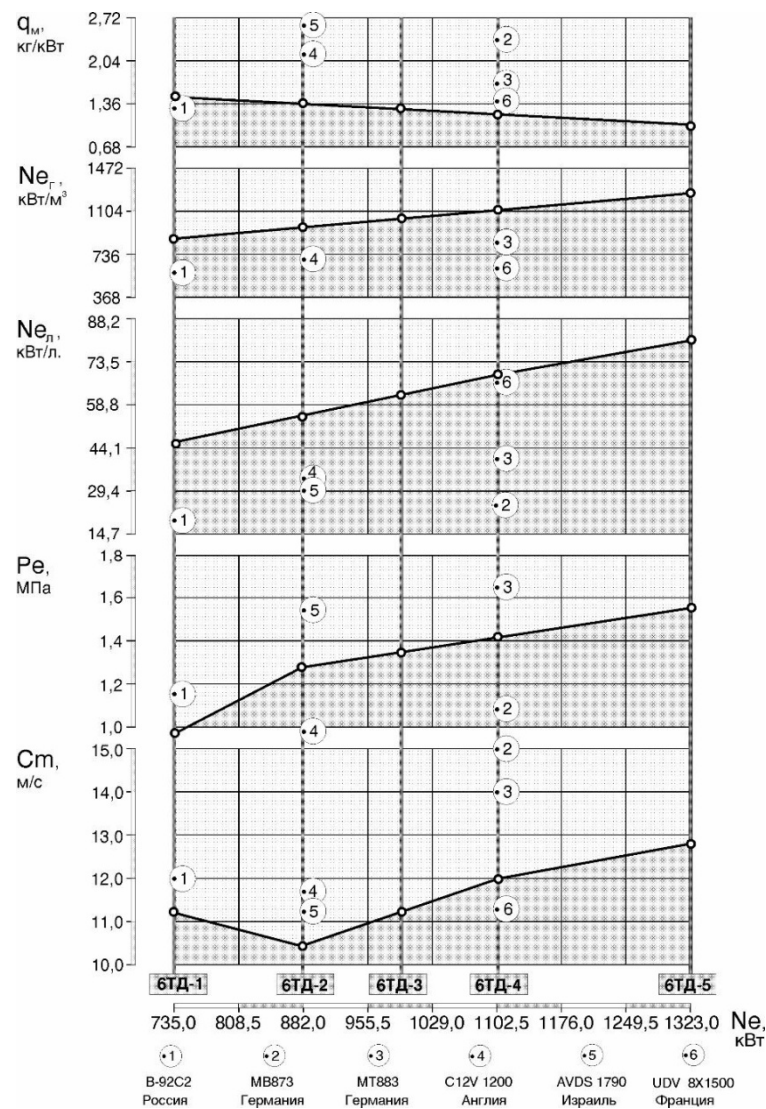


Рис. 1.5. Параметри форсованих двигунів серії 6ТД

Вважається також, що сучасний танковий двигун повинен відповідати і таким вимогам, як багатопаливність, легкий запуск, здатність розвивати повну потужність відразу після запуску, висока прийомистість при розгоні і швидка зупинка при виключенні, мінімальна витрата палива. Все більша увага при створенні нових двигунів приділяється оптимальному співвідношенню їх ефективності і вартості.

Силова установка танка складається з двигуна і обслуговуючих його систем: паливна система, мащення, охолодження і пуску. Компонування силової установки є складним завданням. Основне обмеження полягає в тому, що необхідно розмістити двигун великої потужності в обмеженому обсязі силового

відділення і звільнити щонайбільше місця для бойового відділення, де розміщується екіпаж, розташовані озброєння і боєкомплект.

1.8 Висновок до розділу

У першому розділі наведено декілька типів танків де може бути встановлений двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12) та дано їх короткий опис. Було обрано танк Т-80УД, що повністю відповідає паспортним характеристикам двигуна (швидкісним, масогабаритним та ін.). Надано загальну характеристику об'єкту де буде становлено двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12). Також наведені вимоги щодо відповідності двигуна та його призначення. Крім того, вказані основні експлуатаційні вимоги, які висувають до двигунів даного типу та тенденції їх розвитку.

					КРМ.142.6222м.06.01.ПЗ	Лист
						22
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					КРМ.142.6222м.06.02.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 2 Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12	Літ.	Аркуш	Аркушів
Магістрант		Світенко І.В.						
Керівник		Наливайко В.С.					23	22
Консультант						НУК ім. адмірала Макарова		
Зав. каф.		Гогоренко О.А.						

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12

2.1 Основні технічні характеристики двигуна

У якості головного двигуна на танк встановлений двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12). Основні технічні характеристики двигуна приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Основні технічні характеристики двигуна

Параметри	6ТД-2 (6ДН 12/2×12)
Тип	Двовальний двотактний дизель з рядним горизонтальним розташуванням циліндрів, з наддувом
Модель	Права
Надув	Комбінований
Число турбокомпресорів (ТК)	1
Марка (ТК)	ТК 6ТД-2
Система продувки	Прямоточно-щілина
Напрямок обертання колінчастого валу при роботі (якщо дивитися зі сторони вихідного фланця)	За часовою стрілкою
Розташування циліндрів	Горизонтальне розташування циліндрів
Порядок роботи циліндрів при ході 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 за циліндрами	800
Палива	Дизельне паливо - ДЛ, ДЗ та ДА Бензин - А-66 та А-72 Гас - Т-1, ТС-1 та Т-2
Мастила: для системи циркуляційної змазки головного руху, охолодження поршнів, системи автономної змазки розподільного валу: для змазки циліндрів для змазки підшипників ТК для системи централізованої змазки ричагів та шпинделів випускних клапанів для регулятора швидкості.	ІМП-10 ЛЗ-240

Продовження табл. 2.1

Питома витрата масла, г/(кВт·год)	0,46
Лубрикаторне змащення, г/(кВт·год)	0,67
Температура мастила °С: Вхідного в дизель Вихідного з дизеля	10...15 55...62
Температура прісної води при довготривалій експлуатаційній потужності, °С: Вихідний з дизеля Перепад температури прісної води між входом и виходом з дизеля	88...95 8...10
Тиск повітря під час пуску дизеля, МПа	≤ 3
Система пуску двигуна	Стартер-генератор СГ-18
Вага дизеля (суха), включаючи всі навішані агрегати, площадки, трапи, трубопроводи та арматуру у мажах габаритів дизеля, т	1,180

2.2 Загальна компоновка двигуна

Двигун – 6-ти циліндровий, з двома колінчастими валами, двотактний дизель з рядним горизонтальним розташуванням циліндрів, що рухаються назустріч один одному, з безпосереднім упорскуванням палива та прямоочною продувкою.

Шість циліндрів двигуна розташовані горизонтально, в протилежних сторонах є вікна: з одного боку впускні, з іншого – випускні. Впускні вікна служать для впуску в циліндр свіжого заряду повітря. Випускні вікна служать для випуску відпрацьованих газів через випускні колектори в газову турбіну.

У кожному циліндрі двигуна розташовані два протилежно рухомих поршня. Між поршнями при максимальному їх зближенні утворюється камера згорання. Кожен поршень за допомогою шатуна пов'язаний зі своїм колінчастим валом.

Поршні крім свого прямого призначення виконують функції газорозподільного механізму. У зв'язку з цим поршні, керуючі відкриттям і закриттям

впускних вікон, називаються впускними, а поршні, керуючі відкриттям і закриттям впускних вікон, – впускними.

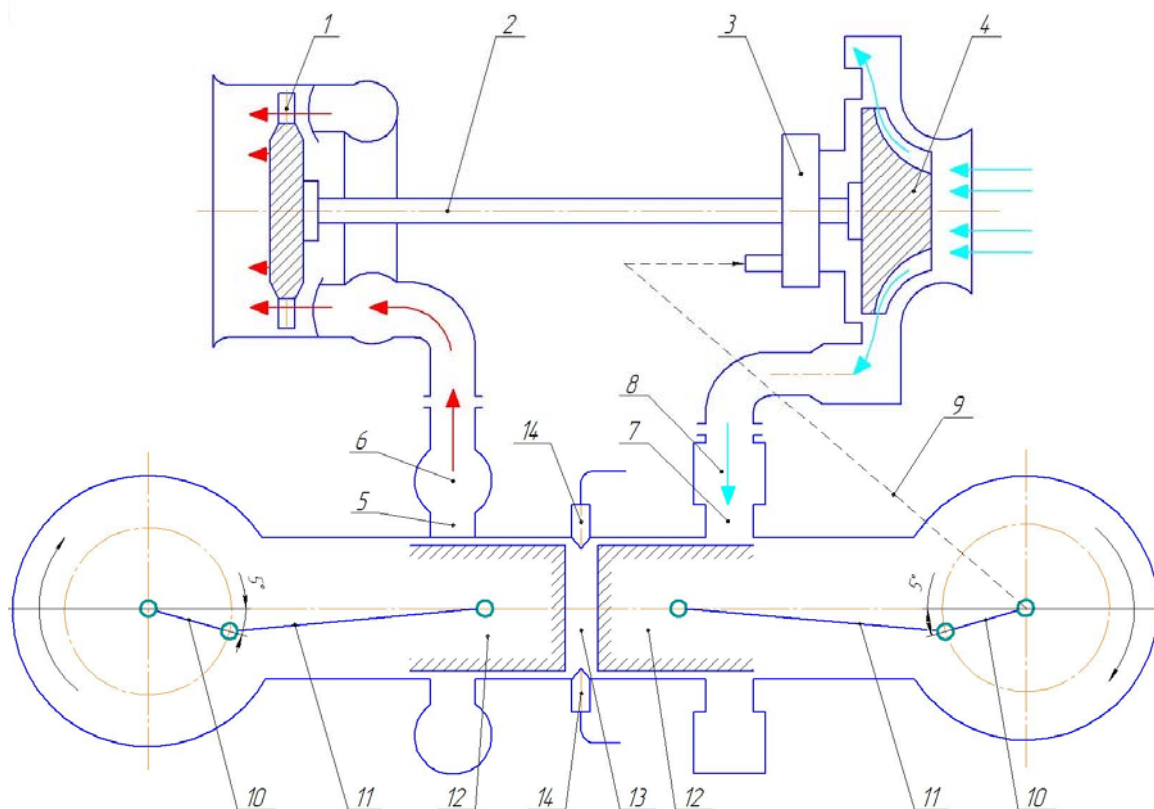


Рис. 2.1. Схема двигуна 6ТД-2 (6ДН 12/2×12)

1 – газова турбіна; 2 – вал турбокомпресора; 3 – редуктор; 4 – компресор;
5 – випускні вікна; 6 – випускні колектори; 7 – впускні вікна; 8 – впускний ресивер; 9 – механізм передач; 10 – колінчаті вали; 11 – шатуни; 12 – поршні;
13 – камера згоряння; 14 – форсунки

Відмінною рисою поршневого двигуна з наддувом є наявність двох з'єднаних між собою ресорою лопаткових агрегатів: компресора і газової турбіни.

Компресор служить для стиснення повітря, що подається в циліндри. Стиснене повітря необхідне для продувки циліндрів та для збільшення наповнення новим зарядом циліндрів двигуна.

Наддув збільшує вагове наповнення циліндрів повітрям, і тим самим істотно підвищити показники потужності двигуна.

Повітря подається від компресора до впускних вікон циліндрів.

Газова турбіна перетворює частину теплової енергії відпрацьованих газів в механічну роботу, яка використовується для приводу компресора. Використання енергії відпрацьованих газів в турбіні підвищує економічність двигуна.

Потужність, що розвивається газовою турбіною, менше потужності, необхідної для приводу компресора. Для досягнення необхідного рівня наддуву використовується частина потужності, що розвивається поршневою частиною двигуна. З цією метою компресор через редуктор і механізм 9 передач з'єднаний з колінчастими валами двигуна.

Колінчасті вали пов'язані між собою механізмом передач. Напрямок обертання колінчастих валів однакова – по ходу годинникової стрілки з боку турбіни. При цьому випускний колінчастий вал випереджає впускний на 10° . При такому зміщенні колінчастих валів максимальне зближення впускних і випускних, поршнів відбувається тоді, коли випускний вал пройде свою внутрішню мертву точку на 5° , а випускний вал не дійде до своєї внутрішньої мертвої точки на 5° . Це положення кривошипно-шатунного механізму двигуна відповідає мінімальній відстані між поршнями і умовно називається внутрішньої об'ємної мертвою точкою (в. о. м. т.).

Дійсна ступінь стиснення повітряного заряду, що визначається за моментом закриття вікон, становить 15 МПа. Геометрична ступінь стиснення 18,5 МПа.

Кутове зміщення колінчастих валів в поєднанні з несиметричним розташуванням впускних і випускних вікон циліндра по його довжині забезпечує отримання необхідних фаз газорозподілу, при яких досягаються достатня очищення циліндра від відпрацьованих газів і наповнення циліндра стисненим повітрям.

У зв'язку з кутовим зміщенням колінчастих валів крутний момент, що знімається з них, не-однаковий і становить для впускного валу 30 %, а для випускного валу 70 % крутного моменту, що розвивається двигуном. Крутний момент, що розвивається на впускному валу, передається через шестерні ме-

					КРМ.142.6222м.06.02.ПЗ	Лист
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ханізму передач на випускний вал. Сумарний крутний момент знімається з обох кінців випускного валу і передається через дві зубчасті муфти напівжорсткого з'єднання на вали коробок передач об'єкта.

2.3 Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

Для того, щоб визначити основні параметри і показники робочого процесу, які характеризують ефективність і економічність роботи дизеля потрібно виконати розрахунок робочого циклу двигуна на номінальному режимі.

В розрахунковому циклі ДВЗ змінюється кількість робочого тіла, його склад та фізичні якості. В наслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння скрита в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходить догоряння палива та відновлення дисоційованих газів з виділенням теплоти. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємкостями, оскільки температура та склад газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі маються також теплові та аеродинамічні втрати. Враховуючи вище сказане, слід зазначити, що дійсний цикл, який здійснюється у працюючому двигуні у даний час теоретично не може бути точно описаний через недосконалості розрахункових методик та складності процесів які в ньому протікають.

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводиться на комп'ютері з використанням розрахункової програми розробленої в середовищі MathCAD на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Для розрахунку обирається модель з вільним турбокомпресором. Програма працює по розрахунковому циклу, який базується на класичному методі теплового розрахунку, розробленого професором В. І. Гриневецьким у 1907 р.

Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих положеннях термодинаміки та термохімії. Достатньо точно охоплює зміст теплових явищ, які відбуваються у робочому циліндрі, та являє собою інженерно – аналітичне дослідження.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих

					КРМ.142.6222м.06.02.ПЗ	Лист
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313 \text{ К}$ або 40°C (за умови всмоктування повітря з машинного відділення).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,101 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови) [2].

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\epsilon = 10 \dots 16$ [2]. Приймаємо $\epsilon = 13$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{\text{ц}} < 150 \text{ мм}$ та $\epsilon = 13$, α буде знаходитись у межах $1,8 \dots 2,8$ [2]. Приймаємо $\alpha = 1,9$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,05$ [2].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,92$; $\xi_b = 0,80 \dots 0,90$; [2].

Приймаємо $\xi_z = 0,87$; $\xi_b = 0,83$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [2]. Приймаємо $\lambda = 1,3$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $5 \dots 20 \text{ К}$ – для ДВЗ з наддувом та $10 \dots 25 \text{ К}$ – для ДВЗ без наддуву [2].

Приймаємо $\Delta T_a = 11 \text{ К}$.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 2-х тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,97)$

[2]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм. та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,80 \dots 0,88$ [2]. Приймаємо $\eta_m = 0,81$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа [2].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. 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;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого валу, тоді для 2-х тактних двигунів $Z = 1$ [2].

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,0$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_n . Для 2-х тактних двигунів приймаємо $\varphi_n = 0,13$ [2].

Результати розрахунку робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12 приведені далі на роздруківці.

Данні необхідні для побудови індикаторної діаграми розраховані та наведені у табл. 2.2, а індикаторна 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 скручення 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	$\Delta P_{ox.} = 0.004$
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

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

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

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

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

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

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

$$a_{vz} = 19.94428$$

$$b_z = 0.00312$$

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:



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

$$\text{звідки: } T_z = 1903.654$$

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 Средній 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

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

$$P_i = 1.538$$

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

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

$$b_i = 0.202$$

6.4 Індикаторний ККД

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

$$\eta_i = 0.417$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.245$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

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

$$\eta_e = 0.338$$

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

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

$$b_e = 0.2497$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 879.628$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

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

$$\Delta N = -0.042 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$R = 287$$

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

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, $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

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

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

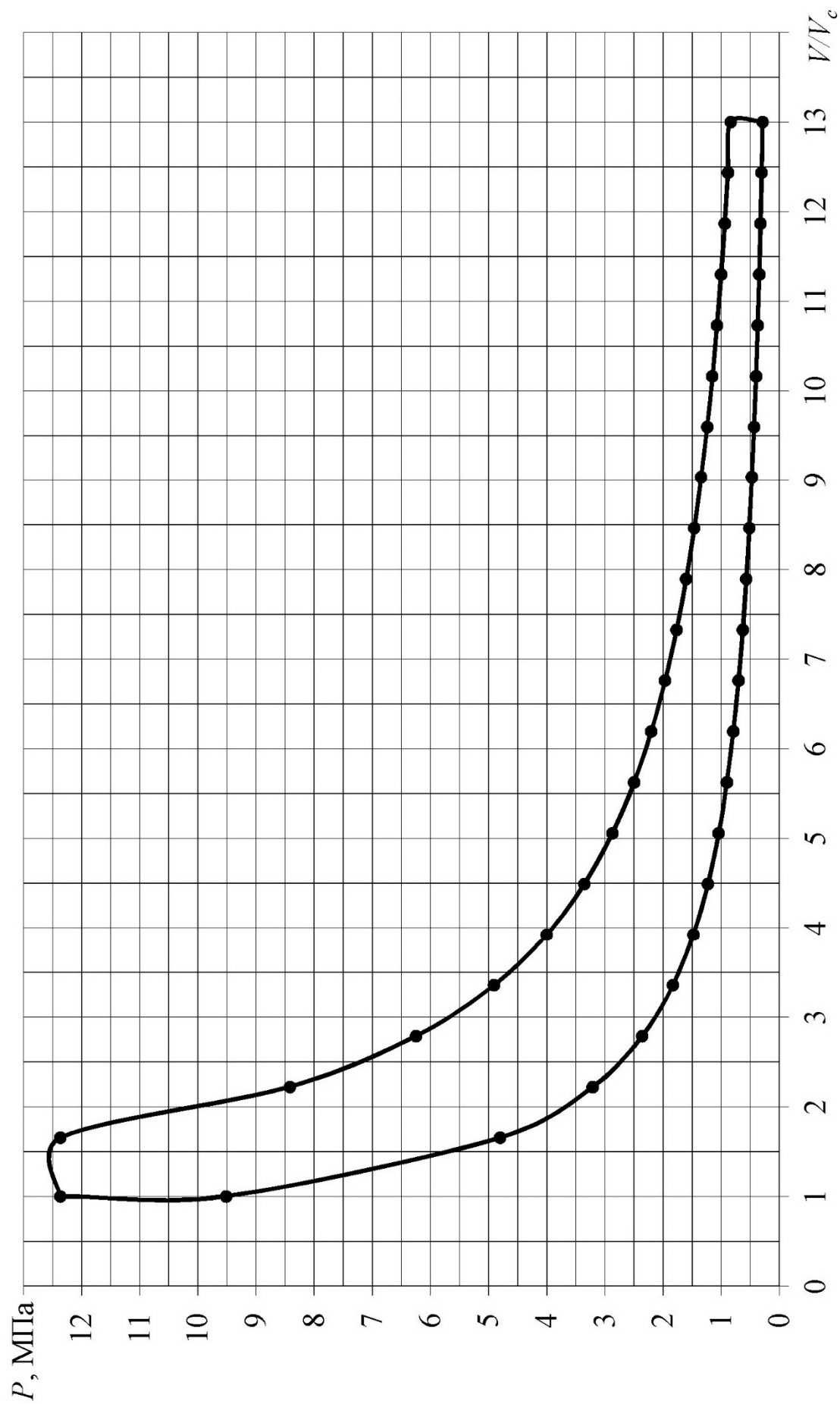


Рис. 2.2. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 6ДН 12/2×12

2.5 Перевірочний розрахунок динаміки двигуна типу 6ДН 12/2×12

Динаміка ДВС – розділ механіки, в якому вивчається рух деталей кривошипно-шатунного механізму під дією тиску газу і сил інерції. Вона досліджує способи зменшення навантажень, що виникають при русі деталей КШМ; режими їх руху; урівноваження інерційних сил; кількість споживаної енергії і ККД механізмів; способи забезпечення заданого руху деталей. Надійність, довговічність і економічність сучасних двигунів внутрішнього згоряння залежить також від обраної схеми кривошипно-шатунного механізму (КШМ), рівномірності ходу, врівноваженості, а також величини крутильних коливань колінчатих валів.

При роботі двигуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчастому валу. Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шорсткість поверхонь тертя, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічний ККД двигуна. Сили ваги виникають у мало обертових двигунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам 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	$H = 15$ град.
Частота обертання колінчастого балу	$n = 2600 \text{ хв}^{-1}$
Питома маса поступальних частин КШМ	$MS = 5,3 \text{ кг/м}$
Радіус кривошипа. Половина ходу поршня	$R = 0,06 \text{ м}$
Відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна	$\lambda = 0,3$
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	$\rho = 1,652$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,361$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,305$
Степінь стиску	$\varepsilon = 13,0$

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально.

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму:

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

де $P_{Г}$ – сила від тиску газів;

P_{S} – сила інерції поступальних мас;

$P_{В}$ – сила ваги поступальних мас;

$P_{ТП}$ – сила тиску на поршень з тильної його 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 поступальних мас.

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

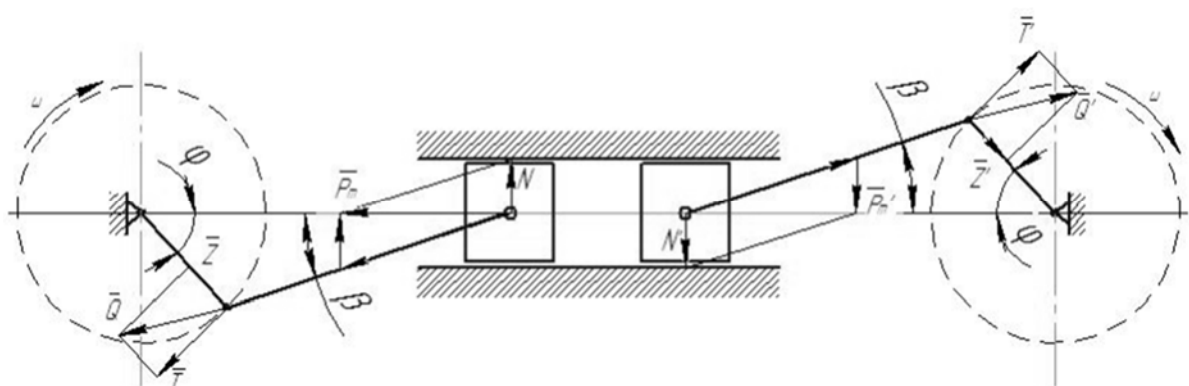


Рис. 2.3. Силовая схема КШМ

Найменування цих сил наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотильової шейки.

Розрахункові формули мають вид:

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

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

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

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

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок. Розрахунок динаміки зроблений на ПК за програмою, яка була створена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК в середовищі *Microsoft Office Excel*. Результати розрахунку представлені в табл. 2.4.

За даними табл. 2.4 були побудовані діаграми P_r , P_j , P_{dv} , N , T , Z , які представлені на рис. 2.4 та 2.5.

Таблиця 2.4. Результати динамічного розрахунку

φ	P_r	P_j	P_{dv}	N	Z	T
0	0,2990	1,4583	1,7573	0,0000	-1,7573	0,0000
15	0,2990	1,4711	1,7701	-0,1379	-1,7454	-0,3250
30	0,2706	1,4917	1,7623	-0,2674	-1,6599	-0,6496
45	0,2936	1,4731	1,7667	-0,3835	-1,5205	-0,9781
60	0,3320	1,3542	1,6862	-0,4537	-1,2360	-1,2334
75	0,3946	1,0805	1,4750	-0,4466	-0,8131	-1,3092
90	0,4981	0,6250	1,1231	-0,3532	-0,3532	-1,1231
105	0,6770	0,0021	0,6791	-0,2056	-0,0228	-0,7092
120	1,0065	-0,7292	0,2773	-0,0746	0,0740	-0,2775
135	1,6610	-1,4731	0,1879	-0,0408	0,1040	-0,1617
150	3,0317	-2,1167	0,9150	-0,1388	0,7230	-0,5777
165	5,5708	-2,5536	3,0172	-0,2350	2,8535	-1,0079
180	12,3700	-2,7083	9,6617	0,0000	9,6617	0,0000
195	12,3700	-2,5536	9,8164	0,7645	9,2840	3,2791
210	9,4605	-2,1167	7,3437	1,1142	5,8028	4,6368
225	5,2042	-1,4731	3,7310	0,8099	2,0655	3,2109
240	3,1828	-0,7292	2,4536	0,6601	0,6551	2,4550
255	2,1623	0,0021	2,1644	0,6553	-0,0728	2,2602

270	1,6050	0,6250	2,2300	0,7013	-0,7013	2,2300
285	1,2805	1,0805	2,3610	0,7148	-1,3015	2,0955
300	1,0836	1,3542	2,4377	0,6559	-1,7869	1,7832
315	0,9622	1,4731	2,4353	0,5286	-2,0958	1,3482
330	0,8892	1,4917	2,3809	0,3612	-2,2425	0,8776
345	0,2880	1,4711	1,7591	0,1370	-1,7346	0,3230
360	0,2990	1,4583	1,7573	0,0000	-1,7573	0,0000

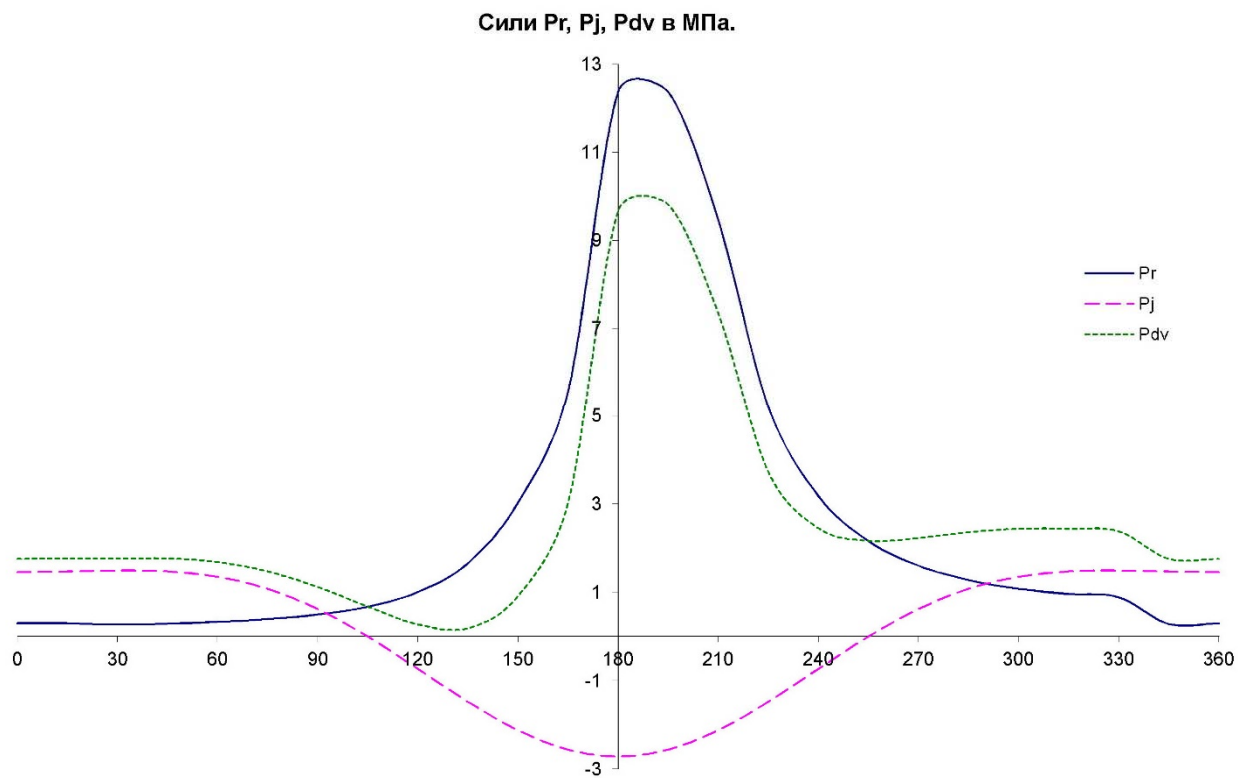


Рис. 2.4. Діаграми сил, що діють у КШМ

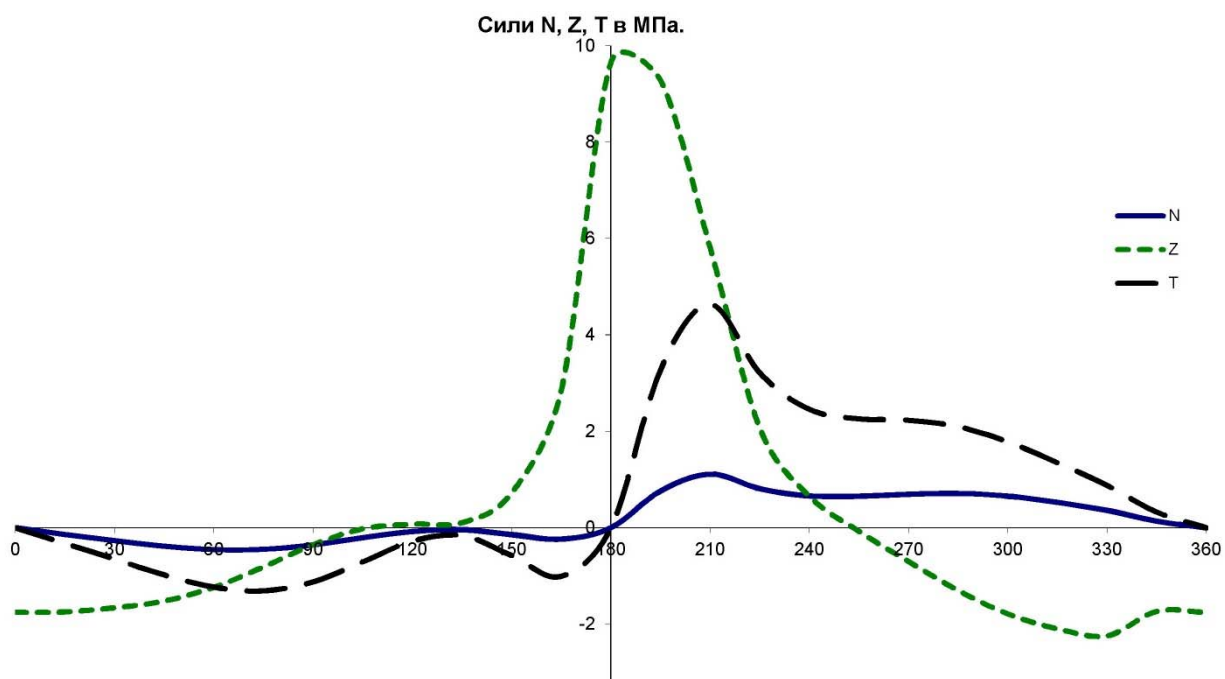


Рис. 2.5. Діаграми сил N , Z , T , що діють у КШМ

2.6 Висновок по розділу

Розрахунок робочого циклу проводився для номінального режиму роботи двигуна. В результаті перевірного розрахунку робочого циклу двигуна типу 6ДН 12/2×12 отримано наступні значення основних його параметрів.

Показник економічності двигуна (питома ефективна витрата пального) дорівнює 0,250 кг/(кВт·г). Можна зробити висновок, що за цим параметром обраний двигун належить до машин з середнім показником економічності і не відрізняється серед інших двигунів-аналогів приблизно такої ж потужності або розмірності.

Показник ефективності двигуна P_e (середній ефективний тиск) дорівнює 1,245 МПа. Ефективний ККД двигуна становить 0,338. Максимальний тиск робочого тіла і максимальне значення температури не перевищують значень 12,4 МПа та 1904 К відповідно і задовольняють класичним рекомендаціям щодо значень цих параметрів.

Крім того, в даному розділі була розрахована динаміка двигуна, а саме визначено сили, які діють на деталі КШМ. За результатами розрахунків побудовані діаграми дії цих сил, також виконано розрахунки та побудова діаграми сумарних дотичних сил.

В результаті проведених розрахунків було отримано важливі показники робочого циклу двигуна, які знадобляться для подальших розрахунків і визначення економічного ефекту від застосування реалізації проекту.

					КРМ.142.6222м.06.03.ПЗ									
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 3 Розробка системи діагностування турбокомпресорів двигуна типу 6ДН 12/2×12					Літ.	Аркуш	Аркушів		
Магістрант	Світенко І.В.													
Керівник	Наливайко В.С.											46	41	
Консультант										НУК ім. адмірала Макарова				
Зав. каф.	Гогоренко О.А.													

РОЗДІЛ 3

Розробка системи діагностування турбокомпресорів двигуна типу 6ДН 12/2×12

3.1 Загальні відомості про діагностику

Діагностування це процес який вивчає технічний стан двигуна або його окремих агрегатів, на підставі контролю і стану діагностичних параметрів без розбирання двигуна. Діагностування переслідує дві основні цілі:

- визначення можливості нормального безвідмовної роботи двигуна в момент проведення процесу діагностування;
- можливість прогнозування роботи двигуна по двом напрямкам:
- визначення залишкового ресурсу двигуна від моменту виконання операції по діагностуванню до настання граничного стану;
- можливість прогнозувати безвідмовну роботу двигуна на певний, конкретний період експлуатації.

Будь-які неприємності, порушення можна кваліфікувати як:

- відмова – порушення, яке зв'язано з виходом двигуна з експлуатації;
- несправність – порушення, що не зв'язане з виходом двигуна з експлуатації.

Технічний стан являє собою сукупність визначених параметрів, що у будь-який момент часу характеризують працездатність окремих елементів двигуна й двигуна в цілому і дають можливість судити про подальшу роботу двигуна.

Технічний стан двигуна можна охарактеризувати двома шляхами:

- виконання в терміни визначених робіт зв'язаних із профілактичними оглядами, що обговорені в документах фірм виробників двигунів;
- проведення діагностичних операцій у будь-який момент часу з визначенням величин контрольованих параметрів без розбирання двигуна.

Технічне діагностування - це галузь знань що дозволяє визначати параметри роботи двигуна, можливий час його ефективної роботи залишковий період експлуатації у будь-який момент часу без розбирання двигуна.

Діагностування - це практичний процес, який виконується для можливості контролю і порівняльного аналізу параметрів і прийняття рішень про подальшу працездатність двигуна.

3.2 Визначення експериментальних величин

Для отримання характеристик газової турбіни і повітряного компресора під час випробувань вимірюються наступні величини: витрата повітря і палива, що надходять у камеру згорання, витрата повітря, що проходить через компресор ТК, частота обертання валу турбокомпресора, параметри (тиск і температура) повітря і робочого газу на вході в компресор і турбіну, а також на виході з них. Крім того, вимірюються параметри повітря перед мірними шайбами.

Витрата повітря через компресор і камеру згорання вимірюються за допомогою мірних шайб, виконаних і встановлених згідно з відомими правилами. Витрата палива визначається ваговим способом. Температура газу вимірюється хромельальюмелевими термопарами з відліком показань за допомогою потенціометру ПП-1 з ціною поділки 0,05 мВ, а температура повітря – ртутними термометрами з ціною поділки 0,1°C. Тиск газу статичний і повний на вході в турбіну, а також тиск повітря на виході з компресора ТК вимірюються ртутними п'єзометрами, тиск на вході в компресор і на виході з турбіни – водяними п'єзометрами. Точність відліку показань п'єзометрами – 1 мм відповідно ртутного або водяного стовпа. Місця установки термопар і насадок для вимірювання повного і статичного тиску показані на рис. 3.1 і 3.2.

Для виміру частоти обертання валу ротора ТК застосовується індукційний датчик з реєстрацією показань радіометричною установкою ПС-64. Індукційний датчик встановлюється у вхідному патрубку компресора.

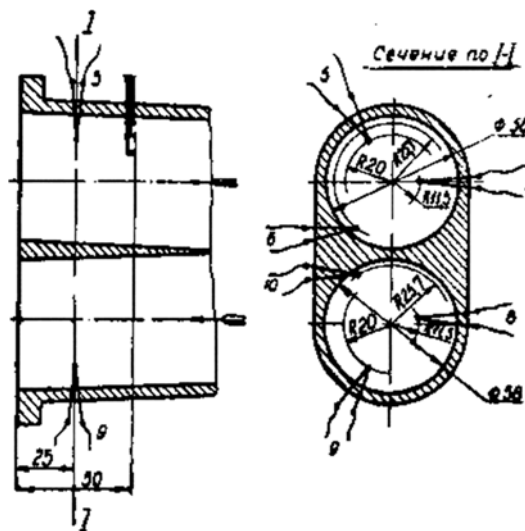


Рис. 3.1. Схема розташування термопар і насадок повного тиску на вході в турбіну

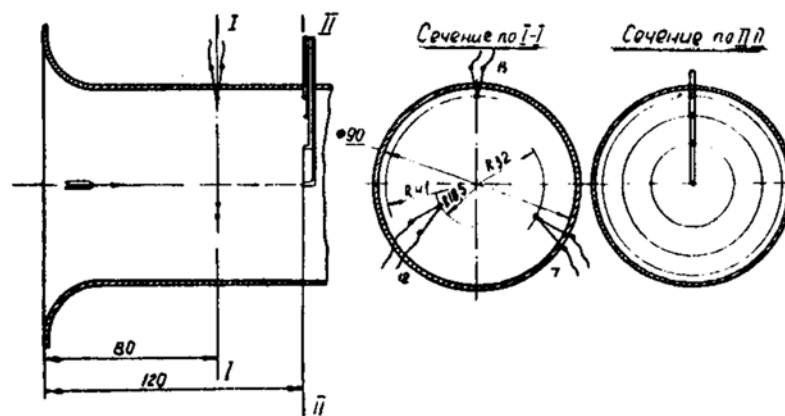


Рис. 3.2. Схема розташування термопар і насадок повного тиску на виході з турбіни

Принципова схема установки для вимірювання частоти обертання дана на рис. 3.3 і складається з котушки датчика, котушки підмагнічування, блоку живлення і радіометричної установки ПС-64 з лічильником.

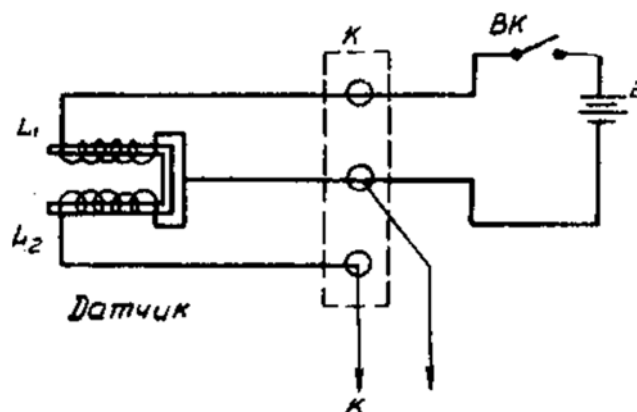


Рис. 3.3. Принципова схема установки виміру числа обертів ротора ТК

При проходженні струму через котушку підмагнічування створюється магнітний ноток, який поширюється і на котушку датчика. При обертанні ротора ТК величина магнітного потоку мінлива завдяки наявності прорізи на гайки кріплення колеса компресора, проти якої знаходяться сердечники котушок підмагнічування і датчика. У котушці датчика змінний магнітний ноток наводить ЕРС, яка реєструється радіометричною установкою ПС-64.

Двигуни внутрішнього згоряння в умовах експлуатації працюють при змінних режимах, починаючи від холостого ходу до максимальної потужності і від мінімальної до максимальної частоти обертання. Отже, при спільній роботі двигуна і турбокомпресора останній буде також працювати в широкому діапазоні режимів. При цьому міняються як витрата повітря через компресор і відповідно витрата газів через турбіну, так і температура і тиск газів перед турбіною. В залежності від цих факторів змінюються й основні параметри, що характеризують роботу компресора і турбіни, і в першу чергу коефіцієнти корисної дії, а також ступінь підвищення тиску компресора і ступінь зниження тиску турбіни.

Залежності, показують, як змінюються параметри компресора і турбіни при зміні режиму їх роботи, прийнято називати характеристикою компресора (турбіни). Характеристика дозволяє судити про вплив різних експлуатаційних факторів на основні показники турбокомпресора і двигуна в цілому, а також визначити найвигідніші умови спільної роботи турбокомпресора з двигуном. Побудова характеристик турбокомпресора розрахунковим шляхом пов'язано з великими труднощами, тому зазвичай їх отримують експериментально.

Для компресора характеристики будують по витраті повітря, при постійній частоті обертання. Як відомо, зміна параметрів на вході і особливо температури (T_H) робить значний вплив на основні показники компресора. Тому характеристики, зняті по витраті повітря при різних умовах на вході, будуть відрізнятися один від одного. Було прийнято рішення про побудову характеристики (зміна ступеня підвищення тиску Π_k і коефіцієнта корисної дії η_k) по

параметру $\frac{V}{\sqrt{T_H}}$ (V – секундний витрата повітря, м³/с) при незмінному $\frac{n}{\sqrt{T_H}}$ (n – частота обертання ротора), так як характеристики, побудовані в цих параметрах, залишаються незмінними при будь-яких змінах тиску і температури повітря на вході в компресор.

Для побудови характеристики турбіни, тобто зміни коефіцієнта корисної дії η_t і ступеня розширення газу в турбіні Π_t був обраний параметр $\frac{G_t n}{P_r}$ (P_r – тиск газу перед турбіною), як найбільш зручний при дослідженні спільних режимів роботи турбіни і компресора внаслідок рівності частот обертання, і приблизної рівності витрат повітря через компресор і газу через турбіну. Побудова характеристик турбіни проводиться при постійному $\frac{n}{\sqrt{T_r}}$.

Згідно з викладеним, характеристики знімаються при постійному $\frac{n}{\sqrt{T_H}}$ $\left(\frac{n}{\sqrt{T_r}} \right)$, а режими роботи встановлюються за значенням тиску наддуву.

За прийнятою методикою випробувань, коли основні показники ТК (адіабатна і індикаторна робота і коефіцієнт корисної дії турбіни) визначаються за параметрами газу на вході і виході з турбіни, особливе значення має правильність визначення цих параметрів. Для виконання цієї необхідної умови потрібно на кожному режимі роботи проводити попередні дослідження з метою оцінки точності вимірювання поля температур і тисків на вході і виході з турбіни.

На підставі знятих полів температур газу на виході з турбіни визначається положення диференціальної термопари, яка вимірює перепад температур в турбіні (Δt^D) на різних режимах її роботи. Як показав ряд повторних дослідів, поля температур і тисків газу на вході в турбіну на всіх режимах роботи залишаються рівномірними.

З огляду на те, що завмер температури газу на вході в турбіну не дає її істинного значення через теплові втрати в ресивері турбіни, виникає необхід-

ність заміряти температури безпосередньо перед сопловим апаратом.

Для визначення поля температур перед сопловим апаратом встановлені три термопари за допомогою шпильок кріплення кришки турбіни (рис. 3.4).

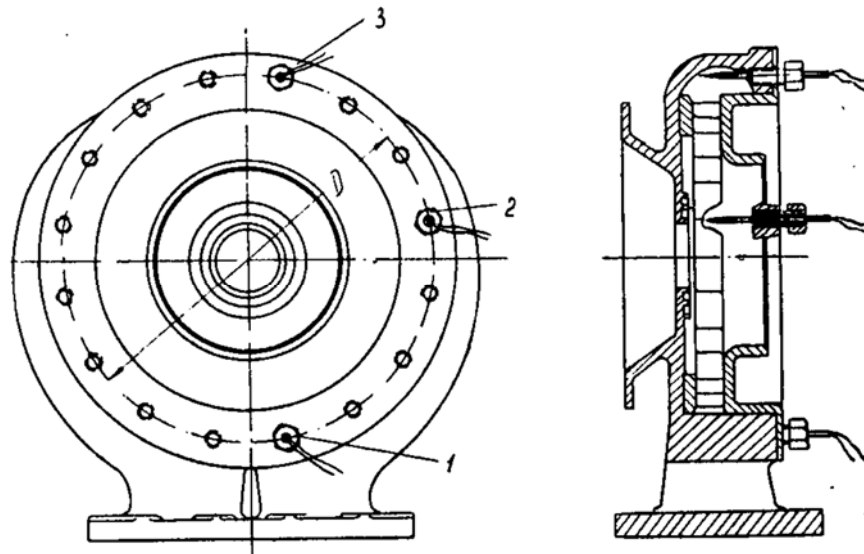


Рис. 3.4. Схема установки термопар перед сопловим апаратом

За результатами вимірів будуються поля температур перед сопловим апаратом для всіх режимів роботи. За цими полями температур визначається положення термопари, показання якої відповідають середньомасовому значенню температури перед сопловим апаратом.

Додаткові труднощі при випробуванні турбокомпресора і обробці експериментальних даних створює охолодження диска колеса турбіни. Це охолодження диска здійснюється за рахунок перепуску частини повітря з порожнини високого тиску компресора в турбіну. Такий спосіб охолодження призводить до зниження температури газу, що проходить через колесо турбіни, і ускладнює визначення кількості робочого тіла, яке проходить через турбіну.

На підставі вищевикладених припущень і попередніх експериментів обраний наступний порядок проведення дослідів:

1. Характеристики турбіни і компресора знімаються 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. Режими роботи встановлюються по тиску повітря на виході з компресора – P_k .

3. Для визначення роботи турбіни температура газів заміряється безпосередньо перед входом в сопловий апарат.

4. Як на вході в сопловий апарат, так і на виході з турбіни внаслідок нерівномірності поля температур визначається середньомасове значення температури.

5. Всі характеристики знімаються при відключеному перепуску повітря з порожнини високого тиску компресора в турбіну.

На кожному режимі визначаються наступні величини:

1. Частота обертання ротора ТК.
2. Температура (T_r), повний (P_r^*) і статичний (P_r) тиск газів на вході в турбіну.

3. Температура (T_r'), повний ($P_r'^*$) і статичний (P_r') тиск газів на виході з турбіни.

4. Температура газу на вході в сопловий апарат турбіни.

5. Статичний тиск після соплового апарату (на вході в робоче колесо турбіни).

6. Перепад температур (Δt^D) газу на вході в турбіну і на виході з неї.

7. Перепад температур (Δt^C) газу на вході в сопловий апарат і на виході з турбіни.

8. Витрата палива (G_T) і повітря (Q_{BT}) через камеру згоряння і його параметри ($P_{ш}$ і $T_{ш}$) перед мірною шайбою.

9. Температура (T_H) і тиск (P_H) повітря на вході в компресор.

10. Температура (T_K) і тиск (P_K) повітря на виході з компресора.

11. Витрата повітря (G_{BK}) через компресор.

Щоб перевірити правильність обраної методики випробувань ТК, основні параметри турбіни також визначаються з умов рівності роботи турбіни і компресора, для чого необхідно знати механічний коефіцієнт корисної дії.

Для визначення механічного ККД знімаються характеристики компресора і турбіни при роботі на «холодному» повітрі. Методика зняття характеристик залишається такою ж, як зазначено вище, але тільки в цьому разі температури повітря на вході і виході з турбіни вимірюються ртутними термометрами з ціною поділки $0,1^{\circ}\text{C}$.

На підставі дослідних величин розрахунковим шляхом за загальновідомим співвідношенням визначаються параметри, необхідні для визначення ефективних показників і побудови характеристик компресора і турбіни.

Для компресора результати дослідів представляються у вигляді характеристик:

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

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

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

де L_{ad} – адіабатна робота компресора.

Кожна характеристика знімається при постійній наведеній частоті обертання $\frac{n}{\sqrt{T_H}}$, але при різних параметрах газу на вході в турбіну.

Для газової турбіни результати дослідів наводяться у вигляді поля абстрактних характеристик, що представляють залежності:

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

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

3.3 Формування технічного завдання на проектування стенду

В рамках даної магістерської роботи необхідно спроектувати стенд для діагностики та дослідження турбокомпресора агрегати наддуву. На даний момент промисловістю випускається велика кількість турбокомпресорів з різни-

ми масо-габаритними і технічними характеристиками. Бажано мати стенд для досліджень всіх їх моделей, однак у зв'язку з великим розкидом параметрів, це не представляється можливим. В даному розділі визначаються рамки діапазонів основних параметрів турбокомпресорів, для яких буде проектуватися стенд.

Аналізуючи технічну літературу з турбокомпресорів вітчизняного та імпортного виробництва, був зроблений висновок про параметри турбокомпресорів, що застосовуються для наддуву ДВЗ малої та середньої потужностей в сучасному двигунобудуванні в тому числі і для двигуна типу 6ДН 12/2×12.

Повний абсолютний тиск на виході з компресора

Діапазон повного абсолютного тиску на виході з компресора (P_K^*) в сучасних турбокомпресорах знаходиться в межах 150...350 кПа. Але найбільш затребуваний в сучасному двигунобудуванні середній і високий наддув. У зв'язку з цим обмежимося ступенем підвищення тиску в компресорі $\pi_K = 2,5...4,0$. Таким чином, проектований стенд повинен бути розрахований на дослідження турбокомпресорів з повним тиском на виході з компресора $P_K^* = 250...400$ кПа.

Температура на вході в компресор

Двигуни з наддувом експлуатуються в різних кліматичних умовах, починаючи від північних широт, де температура навколишнього середовища доходить до $T_H = -50^\circ\text{C}$, до екваторіальних, де T_H досягає $+50^\circ\text{C}$. Таким чином, діапазон температур на вході в компресор знаходиться в межах $T_H = -50...+50^\circ\text{C}$

Тиск на вході в компресор

Тиск у поверхні землі змінюється в залежності від висоти над рівнем моря. Двигуни з наддувом можуть експлуатуватися як на морі, так і в гірських умовах, де тиск навколишнього середовища значно менше, ніж над поверхнею світового океану. Так, на висоті близько 3000 м над рівнем моря становить

$P_H = 70$ кПа. Тоді діапазон тиску на вході в компресор буде обмежений значеннями $P_H = 70 \dots 130$ кПа.

Витрата стисненого повітря через компресор

Аналізуючи параметри турбокомпресорів, вироблених сучасною промисловістю, діапазон витрати повітря через компресор становить $G_B = 0,01 \dots 5$ кг/с. Однак для наддуву двигунів порівняно середньої потужності (до 1000 кВт) використовуються турбокомпресори з подачею компресора до 2 кг/с. Таким чином, обмежимося дослідженням турбокомпресорів з витратою повітря через компресор в діапазоні $G_B = 0,5 \dots 2,0$ кг/с.

Частота обертання валу турбокомпресора

Перші турбокомпресори для наддуву ДВЗ мали розрахункову частоту обертання ротора 40000...60000. Однак в процесі розвитку вона зростала. Це пояснюється тим, що продуктивність компресора безпосередньо пов'язана з окружною швидкістю робочого колеса. У ранніх конструкціях ТКР використовувалися робочі колеса порівняно великих розмірів, відповідно і частота обертання була невеликою. Внаслідок науково-технічного прогресу стало можливим використання нових матеріалів і конструкцій підшипників. Це дало можливість істотно збільшити швидкість обертання ротора (до 300000 хв⁻¹), а, отже, і значно зменшити габарити всього агрегату в цілому. Для проектування випробувального стенду обмежимося розрахунковою частотою обертання ротора в межах $n = 100000 \dots 300000$ хв⁻¹, а діапазон досліджуваної частоти обертання приймемо рівним $n = 30000 \dots 150000$ хв⁻¹.

Потужність на валу компресора

У технічній літературі з турбокомпресорів потужність на валу компресора не дається. Це пов'язано з тим, що потужність, що розвивається турбіною, повністю передається компресору, який витрачає її на ізоентропічну роботу стиснення (також, її незначна частина втрачається в вузлах підшипників). У зв'язку з цим, немає такого поняття як «потужність турбокомпресора». Однак,

потужність, необхідна компресору для виконання поставлених перед ним завдань, може бути розрахована за 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 $\eta_K = 0,75 \dots 0,8$.

Ізоентропічна робота стиснення розраховується 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 $k = 1,41$); R – газова стала ($R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$).

Для визначення діапазону потужностей, розрахуємо їх максимальні і мінімальні розрахункові значення, використовуючи прийняті вище інтервали параметрів.

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

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

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

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

Таким чином виходить діапазон потужності на розрахункових режимах, що поглинається компресором $N_K = 42 \dots 422 \text{ кВт}$.

Крутний момент на валу компресора

Крутний момент на валу компресора залежить від потужності і частоти обертання і визначається з наступного співвідношення

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

Діапазон зміни крутного моменту знайдемо наступним чином. Знайдемо найбільший крутний момент на валу турбокомпресора при найменшій частоті обертання

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

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

Отже, проектована випробувальна установка має бути розрахована на випробування турбокомпресорів з крутним моментом на валу компресора і турбіни в межах $M_{кр}^K = 2,7...135 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Витрата відпрацьованих газів через досліджувану турбіну

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

Повний абсолютний тиск на вході в турбіну

Для сучасних ДВЗ, повний абсолютний тиск відпрацьованих газів у випускному колекторі коливається в межах $P_r^* = 180...300 \text{ кПа}$.

Повна температура на вході в турбіну

Повна температура відпрацьованих газів у випускному трубопроводі сучасних ДВЗ знаходиться в діапазоні $T_r^* = 850...1200 \text{ К}$.

Частота обертання, потужність і крутний момент на валу турбіни

Частота обертання, потужність і крутний момент на валу турбіни з умови роботи турбокомпресора в складі ДВЗ повинні бути рівні частоті обертання, потужності і крутного моменту на валу компресора. Однак, при визначенні потужності, необхідно врахувати втрати на тертя в підшипниках, тобто механічний ККД турбокомпресора, який в свою чергу повністю залежить від конструкції турбокомпресора і в сучасних ТКР знаходиться в межах $\eta_M = 0,95...0,98$.

Крім проектування випробувальної установки, в рамках даної магістерської роботи, необхідно розробити методику випробування турбокомпресора на цьому стенді. Результатом випробувань повинні бути такі характеристики:

					КРМ.142.6222м.06.03.ПЗ	Лист
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Досліджувана турбіна:

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

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;

$$\eta_T = f(Y_T; \pi_T) - \text{ККД-характеристика турбіни;}$$

$$\frac{P_T}{G_T \sqrt{T_T}} = f(Y_T; \pi_T) - \text{витратна характеристика.}$$

Досліджуваний компресор:

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

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

$$n_{пр} = n \sqrt{\frac{288}{T_H}} - \text{наведена частота обертання.}$$

$$\eta_K = f(G_{впр}; n_{пр}) - \text{ККД-характеристика компресора.}$$

Характеристики турбокомпресора в цілому:

Залежними параметрами є:

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

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

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

пресора;

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

Універсальними незалежними параметрами є параметр навантаженості турбіни u_T (визначається температурою газу на вході в турбіну) і ступінь зниження тиску в турбіні π_T .

3.4 Схема вимірювань стенда та її опис

3.4.1 Опис схеми стенда

Схема вимірювань стенду, представлена на рис. 3.5, складається з наступних основних елементів: випробуваного турбокомпресора; паливної системи; спеціального балона зі стисненим повітрям (замість нього може бути використана мережу живлення стисненим повітрям), що подає повітря в камеру згоряння (тип камери згоряння реактивного двигуна) на режимах запуску турбокомпресорів; багатоканального реєстратора сигналів, що надходять з первинних вимірювальних перетворювачів; панелі управління; ПК, що застосовується для обробки інформації; спеціальної установки, що імітує роботу газорозподільного механізму ДВЗ.

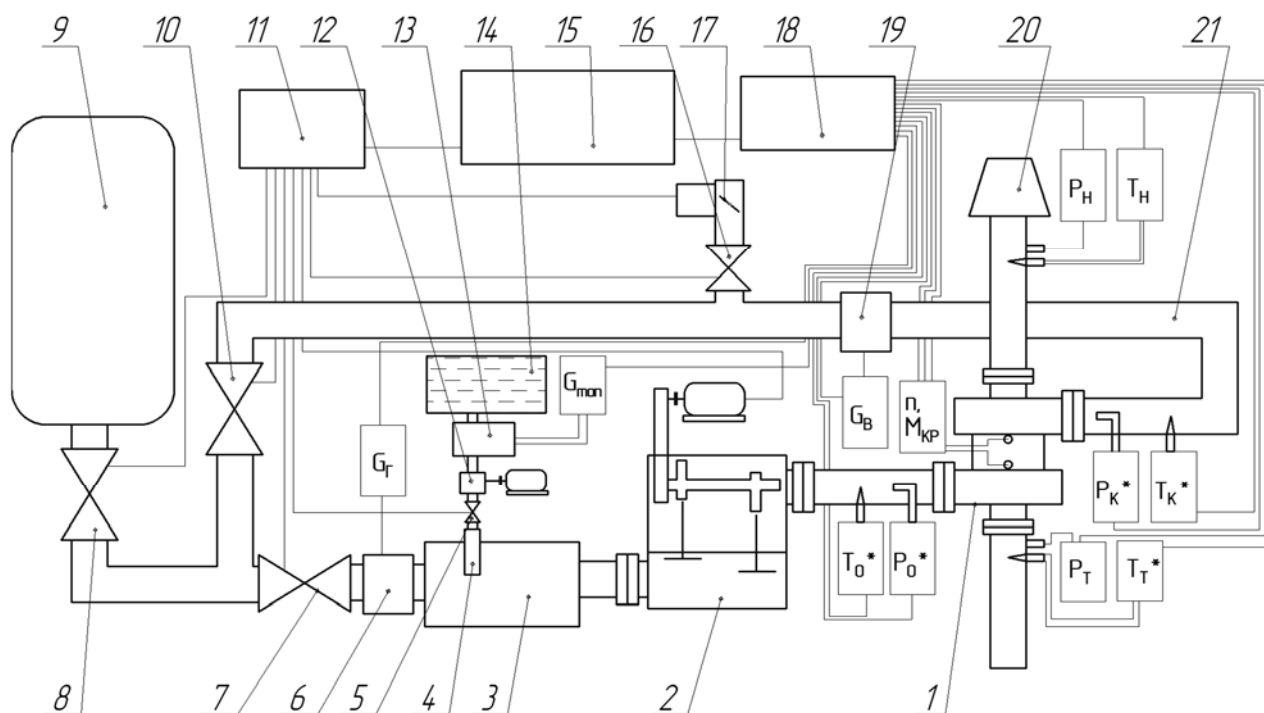


Рис. 3.5. Схема вимірювань дослідного стенду

Можлива також схема (рис. 3.6) без останнього пристрою, що значно скорочує витрати на проведення випробувань.

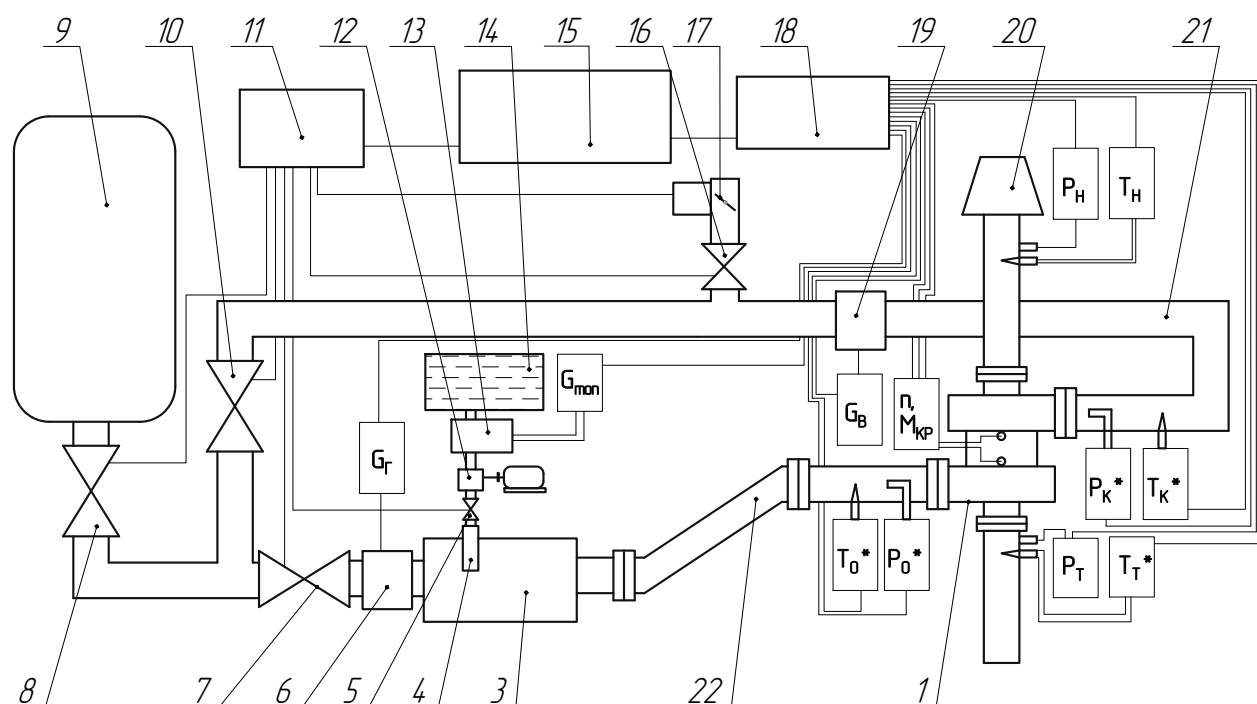


Рис. 3.6. Схема вимірювань дослідного стенду для спрощених випробувань

Принцип дії установки наступний. На початку експерименту клапан 10 знаходиться в закритому стані. Відкриваючи клапан 8, повітря зі спеціального балона 9 (або з мережі живлення стисненим повітрям) надходить в камеру згоряння 3. В цей момент, паливо з бака 14, за допомогою насоса 12, надходить до форсунки 4, через клапан 5, який регулює витрату палива. Потім, газ з камери згоряння надходить в спеціальний пристрій 2, що імітує роботу газорозподільного механізму в ДВЗ. Цей елемент необхідний для створення умов роботи турбокомпресора, більш наближених до реальних, а саме, для створення пульсацій газу, які мають місце в випускному колекторі реального ДВЗ. Для зниження витрат на випробування, а також в тих випадках, коли випробуваний турбокомпресор застосовується не для наддуву поршневого двигуна, випробування можна проводити і без елемента 2. Для цього передбачена спеціальна труба 22 (див. рис. 3.6), яка кріпиться до трубопроводу на ділянці від камери згоряння до турбокомпресора через фланці. Потім газ надходить в турбіну турбокомпресора 1, де після скоєння роботи, відводиться в атмосферу. У

цей момент в компресорі проводиться робота зі стиснення повітря, що надходить в нього з атмосфери через фільтр 20. Так як кран 10 на режимі запуску випробуваної установки знаходиться в закритому положенні, то стиснене повітря на виході з компресора, через відкритий вентиль 16 і дросельну заслінку 17 виходить в атмосферу.

Після того як частота обертання турбокомпресора досягла необхідного значення (тиск на виході з компресора перевищує 300 кПа), вентиль 10 відкривається, а 8 і 16 закриваються. У цей момент стиснене повітря з компресора перестає спливати в атмосферу і надходить в камеру згоряння. Тільки в цей момент можна приступати до вимірів параметрів газу і турбокомпресора.

Режим роботи турбіни встановлюється зміною витрати і температури газу. Зміна витрати газу через турбіну досягається за допомогою вентиля 7, а через компресор (при закритому вентилі 10) дросельною заслінкою 17. Необхідна температура робочих газів, що надходять з камери згоряння в турбіну, встановлюється зміною кількості палива, що впорскується форсункою в камеру згоряння, за допомогою вентиля 5, управління вентилями 5, 7, 8, 10, 16, дросельної заслінкою 17 і режимом роботи елемента 2 проводиться за допомогою винесеною панелі управління 11 вручну, або за допомогою ПК 15, до якої підключаються керуючі орган з панелі 11. Реєстрація виміряних параметрів здійснюється за допомогою реєстратора 18, який передає всю інформацію до ПК.

Потужність, що розвивається турбіною, поглинається компресором, який виконує роль повітряного гальма.

Для усунення теплових втрат в навколишнє середовище, трубопроводи на ділянці від камери згоряння до входу в турбіну і виходу з неї, а також на виході з компресора, теплоізовані.

3.4.2 Параметри що вимірюються

В ході проведення випробувань, вимірюються наступні параметри:

P_H – тиск навколишнього середовища;

					КРМ.142.6222м.06.03.ПЗ	Лист
						62
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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 – витрати палива;
 P_0^* – повний тиск на вході в турбіну;
 T_0^* – повна температура на вході в турбіну;
 P_T – статичний тиск на виході з турбіни;
 T_T^* – повна температура на виході з турбіни;
 M_{KP} – крутний момент на валу турбокомпресора;
 n – частота обертання валу турбокомпресора.

3.4.3 Датчики вимірювання тиску

При вимірі тиску використовуються перетворювачі тиску вимірювальні АІР-10 (далі - АІР-10), виробництва фірми «Елемер», які призначені для безперервного перетворення значень надлишкового тиску, абсолютного тиску та різниці тисків рідких і газоподібних, в тому числі агресивних, середовищ в уніфікований вихідний струмовий сигнал. АІР-10 використовуються в системах автоматичного контролю, регулювання та управління технологічними процесами. Перетворювачі випускаються в двох модифікаціях АІР-10/М1 і АІР-10/М2, що відрізняються конструктивним виконанням і стійкістю до електромагнітних завад.

АІР-10 можуть підключатися до комп'ютера за допомогою інтерфейсу RS232 для градування і конфігурації. Конфігурація АІР-10 включає в себе зміну діапазонів вимірювання, вибір залежно вихідного сигналу від вхідного (зростаючий з вихідним уніфікованим сигналом 4...20 мА або спадної з вихідним уніфікованим сигналом 20...4 мА), установку числа осереднення (часу демпфірування).

Для визначення абсолютного тиску навколишнього середовища (тиску на вході в компресор) і тиску на виході з турбіни, підходить датчик АІР-10/М1-ДА, моделі 1035. Для визначення повного абсолютного тиску на виході з компресора і на вході в турбіну застосовується той же датчик, але вже моделі 1055. Характеристики цих датчиків представлені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Характеристики датчиків тиску

Шифр перетворювача	Код моделі	Максимальна верхня межа вимірювань	Ряд верхніх меж вимірювань по ГОСТ 22520-85	Максимальний (дослідний) тиск	Межі допустимої основної приведеної похибки γ , %
АІР-10/М1-ДА	1055	600 кПа	25	1200 кПа	$\pm 3,0$
			40		$\pm 2,0$
			60		$\pm 1,5$
			100		$\pm 1,0$
			160		$\pm 0,8$
			250		$\pm 0,5$
			400		$\pm 0,5$
			600		$\pm 0,5$
	1035	110 кПа	4	300 кПа	$\pm 3,0$
			6		$\pm 2,0$
			10		$\pm 1,5$
			16		$\pm 1,0$
			25		$\pm 0,8$
			40		$\pm 0,5$
			60		$\pm 0,5$
			110		$\pm 0,5$

Загальний вигляд, а також габаритні і приєднувальні розміри датчика АІР-10 представлені на рис. 3.7.



Рис. 3.7. Датчик AIR-10

3.4.4 Датчики вимірювання температури

Для вимірювання температури можуть застосовуватися датчики двох типів: термоперетворювачі опору (ТО) і перетворювачі термоелектричні, або як їх ще називають – термопари (ТП).

ТО представляє собою пристрій, який реагує на температуру і складається з чутливого елемента (ЧЕ) із захисною оболонкою, внутрішніх сполучних проводів і зовнішніх висновків, що дозволяють здійснювати підключення до електричних вимірювальних пристроїв. Принцип роботи ТО заснований на залежності опору ЧЕ від температури. ЧЕ виготовляється відповідно до ГОСТ 6651-94 з платини і міді. Конструкцією ТО передбачено розміщення одного або двох ЧЕ в одній захисній оболонці, яка забезпечує хороший контакт з вимірюваним середовищем і оберігає його від зовнішніх пошкоджень.

В якості первинного вимірювального перетворювача для вимірювання температури на вході в компресор, і виході з нього використовується датчик ТС 1388/7, представлений на рис. 3.8.

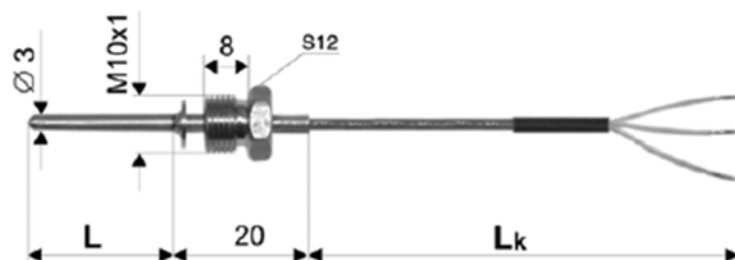


Рис. 3.8. Термоперетворювач опору ТС 1388/7

Даний датчик розрахований на вимірювання температури в межах від -50 до $+200$. Номінальне значення опору при дорівнює $100\ \Omega$. Межі допустимого відхилення опору, при вимірюваній температурі t , виражені в $^{\circ}\text{C}$ відповідають $\pm (0,3 + 0,005 |t|)$.

ТП призначені для вимірювання температури твердих, рідких, газоподібних і сипучих речовин у діапазоні температур від -40 до $+1800\ ^{\circ}\text{C}$. ТП являють собою пристрої, які реагують на температуру і складаються з чутливого елемента із захисною оболонкою, ізольованого або неізольованого від захисної арматури робочого спаю і зовнішніх виводів, що дозволяють здійснити підключення до електричних вимірювальних пристроїв. Термочутливі елементи ТП знаходяться в захисній арматурі, яка забезпечує хороший контакт з вимірюваним середовищем і оберігає чутливі елементи від зовнішніх пошкоджень. Матеріал захисної арматури для ТП залежить від робочого діапазону вимірюваних температур. Принцип роботи ТП заснований на залежності термоелектрорушійної сили від температури.

Для вимірювання температури газів на вході в турбіну T_0^* і виході з неї T_T^* застосовуються термопари зі сплаву хромель-алюмель (ХА). Діапазон вимірювання температур у даних ТП коливається в межах $-200 \dots +1300\ ^{\circ}\text{C}$.

3.4.5 Визначення витрати повітря

Для визначення витрати повітря, що проходить через компресор G_B і камеру згоряння G_T , застосовується термоанемометричний датчик витрати газу ST75 фірми FCI (рис. 3.9).



Рис. 3.9. Загальний вигляд термоанемометричного датчика

Дія термоанемометричних масових витратомірів заснована на принципі теплової дисперсії, за якою співвідношення між швидкістю потоку і процесом охолодження безпосередньо залежить від масової витрати газу. Нова модель термоанемометричного датчика витрати газу ST75 характеризується високою точністю, простотою установки, відсутністю рухомих частин і призначена для управління витратою повітря або іншими видами газів. В якості вимірювального елемента використовується платиновий термометр опору. У поєднанні з мікропроцесорним електронним блоком і точним заводським калібруванням, витратомір забезпечує високу точність, швидкий відгук і практично не вимагає техобслуговування.

Завдяки прямому вимірюванню витрати на основі термоанемометричних технологій виключається необхідність в установці додаткових сенсорів, необхідних при використанні інших технологій вимірювань.

Регулятор потоку має 2 аналогових виходу: 4...20 мА і 0...10 В, які програмуються на місці для вимірювання витрати або температури. Витрата може відображатися як в об'ємних, так і в масових одиницях виміру.

Модель комплектується стандартним послідовним портом входу/виходу RS232 для конфігурації, пошуку несправностей і зчитування інформації.

Деякі технічні характеристики:

- діапазон вимірювань: 0,001...0,6 кг/с;
- точність: $\pm 2\%$;
- температура газу: $-18 \dots +115$ °С.

3.4.6 Вимірювання витрати палива

Вимірювання витрати палива здійснюється за допомогою датчика витрати палива ДРТ-300, виробництва фірми «Технотон» (рис. 3.10). До переваг цього датчика відносяться нечутливість його до забруднення палива і висока точність вимірювання.

Деякі технічні характеристики:

- діапазон вимірювання: 0,5...100 л/год;

- вихідний сигнал: імпульси і цифрові повідомлення по RS485;
- відносна точність вимірювання $\pm 1 \%$;
- робоча температура $-30...+80 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- маса, не більше 5 кг;
- розміри $300 \times 250 \times 60 \text{ мм}$.

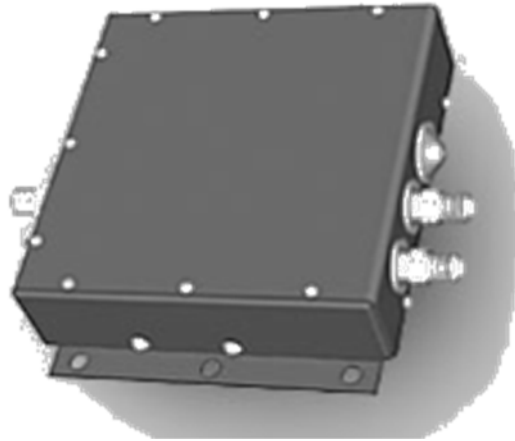


Рис. 3.10. Загальний вигляд датчика витрат палива ДРТ-300

3.4.7 Вимірювання частоти обертання і крутного моменту

Вимірювання частоти обертання валу турбокомпресора і крутного моменту здійснюється за допомогою оптоволоконних датчиків. На рис. 3.11 схематично зображено вал турбокомпресора, на якому нанесені дві ризики: одна біля робочого колеса компресора, а інша біля робочого колеса турбіни.

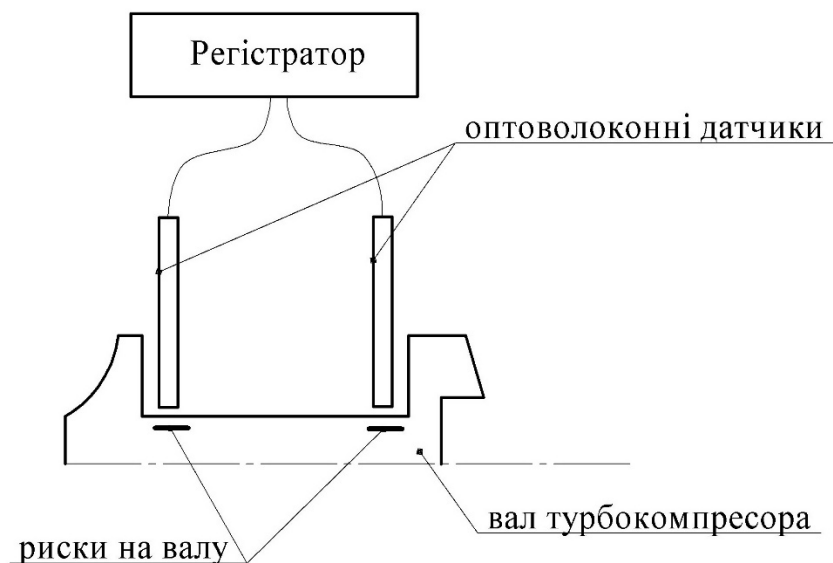


Рис. 3.11. Схема вимірювання крутного моменту і частоти обертання валу ТРК

У корпусі ТКР виконані два отвори, через які до валу підводяться скляні світлопроводи. Ці світлопроводи, за допомогою оптоволоконного кабелю передають сигнал на реєстратор. Сигнал, у вигляді світлового імпульсу, утворюється при проходженні ризики біля скляного світловода (переломлення променя світла). На кожен оборот валу турбокомпресора доводиться по одному сигналу з кожного датчика. Замір крутного моменту виробляється по скручуванню вала, яке пропорційне проміжку часу між сигналами з двох датчиків.

Частота обертання може фіксуватися одним датчиком: кількість імпульсів в одиницю часу. Таким чином, на екрані реєстратора відображається відразу два вимірюваних параметра: крутний момент і частота обертання. Інформація з реєстратора може відправлятися до центрального ПК за допомогою стандартного послідовного порту RS232.

3.4.8 Реєстрація вимірюваних параметрів

Як видно з попередніх пунктів, всі параметри вимірюються датчиками, на виході у яких є уніфіковані сигнали у вигляді сили струму, напруги, частоти або опору. Це дозволяє реєструвати, запам'ятовувати та переробляти дані сигнали одним багатоканальним реєстратором, що в свою чергу позитивно позначається на якості, вартості та часу проведення експерименту. В якості такого приладу використовується багатоканальний реєстратор PMT-59 виробництва фірми «Елемер» (рис. 3.12).



Рис. 3.12. Реєстратор багатоканальний PMT-59

Реєстратор багатоканальний безпаперовий РМТ-59 призначені для вимірювання, реєстрації та контролю температури та інших неелектричних величин (частоти, тиску, витрати, рівня та інших), перетворених в електричні сигнали сили, напруги постійного струму і активний опір постійного струму.

Деякі функціональні можливості:

- результати вимірювань відображаються на дисплеї у вигляді чисел, графіків, гістограм в різних поєднаннях. Кількість екранних форм і вид відображення даних на кожній екранній формі конфігурується користувачем. Перемикання між екранними формами здійснюється з клавіатури приладу. Максимальна кількість екранних форм – 10;
- в РМТ-59 застосована паралельна обробка сигналів по вимірювальним каналам, цикл опитування всіх каналів близько 1 секунди;
- конфігурація вибирається самостійно з кнопкової клавіатури, або по інтерфейсу RS232 або RS485 (прилад має комбінований інтерфейс) за допомогою спеціальної програми або через USB Flash card.

Таким чином, сигнали зі всіх датчиків надходять безпосередньо на вхід РМТ-59. Далі інформація по інтерфейсу RS232 направляється для подальшої обробки до ПК.

3.5 Методика визначення похибок вимірювань

При проведенні випробування турбокомпресора деякі параметри неможливо отримати прямими вимірами, тому доводиться застосовувати непрямий метод вимірювання. У цьому випадку на точність визначається параметра буде впливати точність параметрів, які використовуються для отримання шуканого. В рамках даної роботи використовується методика визначення похибки параметрів, викладена в [6], яка базується на порядку обробки вимірювань.

3.5.1 Визначення похибок при отриманні характеристик компресора

Відповідно до порядку проведення обробки вимірювань необхідно визначити:

					КРМ.142.6222м.06.03.ПЗ	Лист
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- 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:

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

Відповідно до методики [6] для визначення похибки непрямих вимірювань, необхідно спочатку прологарифмувати вираз непрямого параметра

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

Потім треба продиференціювати отриманий вираз

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

Тоді похибка непрямого вимірювання буде дорівнює

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

З урахуванням того, що до складу помилки входять і імовірнісна, і систематична складові, останній вираз набуває вигляду

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

де $\delta M_{\text{кр}}$, δG_B – граничні відносні похибки вимірювання $M_{\text{кр}}$ та G_B . Тут і нижче величина $k' = 1,45$ в разі довірчої ймовірності $P = 0,99$. Якщо ж $P = 0,95$, то $k' = 1,1$.

За аналогією з вищеописаної методики, отримаємо граничну відносну похибку визначення η_K

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

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \eta_{\kappa}}{\eta_{\kappa}} &= 0 + 0 + \frac{\partial \left[\left(\frac{P_{\kappa}^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1 \right]}{\left(\frac{P_{\kappa}^*}{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_{\kappa}^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1 \right]}{\left(\frac{P_{\kappa}^*}{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(\frac{P_{\kappa}^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}}}{\left(\frac{P_{\kappa}^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}}} \cdot \frac{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}}}{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}}} - \frac{\partial \left(\frac{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}}}{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}}} \right) \cdot \frac{P_{\kappa}^*}{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}}}}{\left(\frac{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}}}{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}}} \right)^2}}{\left(\frac{P_{\kappa}^*}{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}^* \frac{-1}{k_B} \frac{\partial (P_{\kappa}^*)}{P_{\kappa}^*} - P_{\kappa}^* \frac{k_B-1}{k_B} P_H^{\frac{-1}{k_B}} \frac{\partial (P_H)}{P_H}}{\left[\left(\frac{P_{\kappa}^*}{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}^* \frac{k_B-1}{k_B} \frac{\partial (P_{\kappa}^*)}{P_{\kappa}^*} - P_{\kappa}^* \frac{k_B-1}{k_B} \frac{k_B-1}{k_B} P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \frac{\partial (P_H)}{P_H}}{\left(\frac{P_{\kappa}^*}{P_H} \right)^{\frac{k_B-1}{k_B}} \left(P_H^{2 \frac{k_B-1}{k_B}} \right) - \left(P_H^{2 \frac{k_B-1}{k_B}} \right)} - \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}^* \frac{k_B-1}{k_B} [\delta P_{\kappa}^* - \delta P_H]}{\left(P_{\kappa}^* \frac{k_B-1}{k_B} \cdot P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right) - \left(P_H^{2 \frac{k_B-1}{k_B}} \right)} - \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}^* \frac{k_B-1}{k_B} [\delta P_{\kappa}^* - \delta P_H]}{P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \left(P_{\kappa}^* \frac{k_B-1}{k_B} - 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}^* \frac{k_B-1}{k_B}}{\left(P_{\kappa}^* \frac{k_B-1}{k_B} - P_H^{\frac{k_B-1}{k_B}} \right)} \delta P_{\kappa}^* - \frac{k_B-1}{k_B} \frac{P_{\kappa}^* \frac{k_B-1}{k_B}}{\left(P_{\kappa}^* \frac{k_B-1}{k_B} - 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 необхідно брати з паспортних даних датчиків, які вимірюють ці величини.

3.5.2 Визначення похибок при отриманні характеристик турбіни

Відповідно до порядку проведення обробки вимірювань необхідно визначити:

- 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 вищевикладеної методикою, отримаємо граничні відносні похибки визначень цих величин.

Для параметра навантаженості

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

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

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

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

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

Відповідно до порядку проведення обробки вимірювань необхідно визначити:

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

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

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

компресора;

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

За аналогією з вищевикладеної методикою, отримаємо граничні відносні похибки визначень цих величин.

Для ККД турбокомпресора

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

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

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 Конструктивна схема стенда та її опис

Стенд для випробування турбокомпресорів, представлений на рис. 3.13-3.15, призначений для проведення випробувань турбокомпресорів різних типорозмірів (від ТКР-5,5 до ТКР-18). Даний стенд може експлуатуватися в приміщеннях, де є мережа зі стисненим повітрям (тиск в мережі має бути не менше 150 кПа), а також необхідна присутність випускної труби, що виходить за межі приміщення.

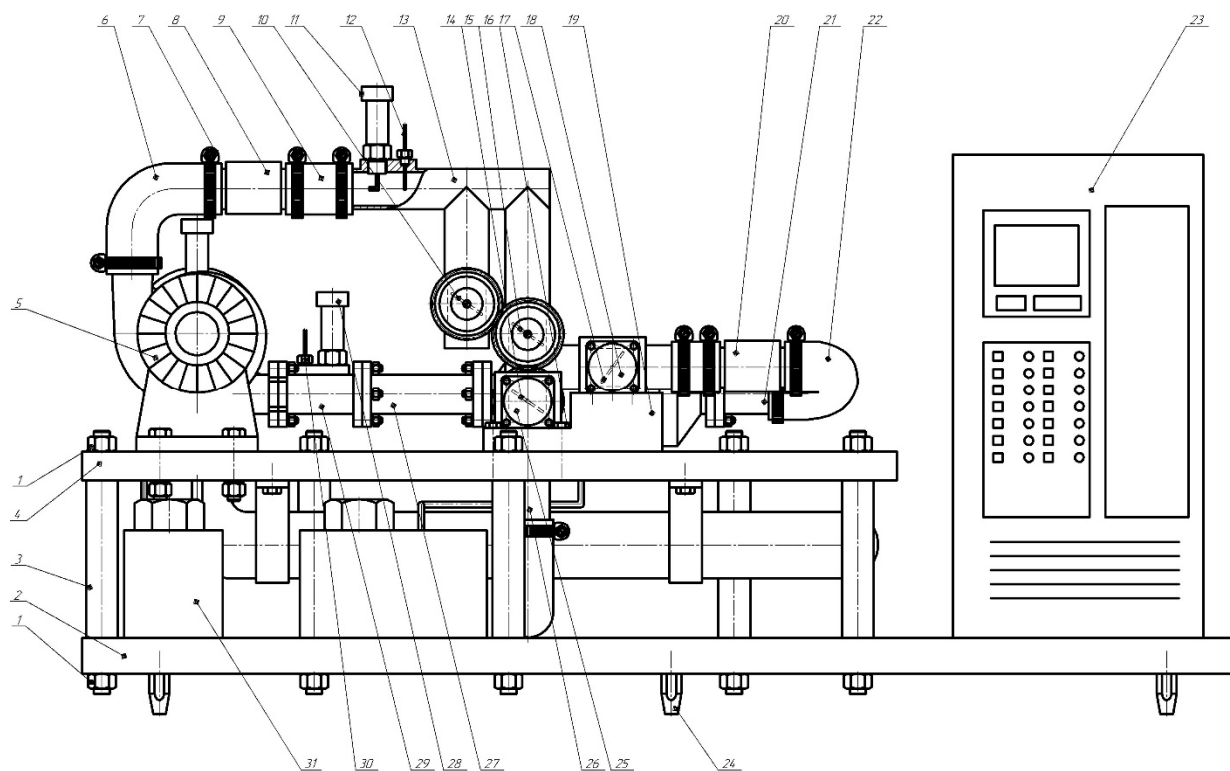


Рис. 3.13. Стенд для випробування турбокомпресорів

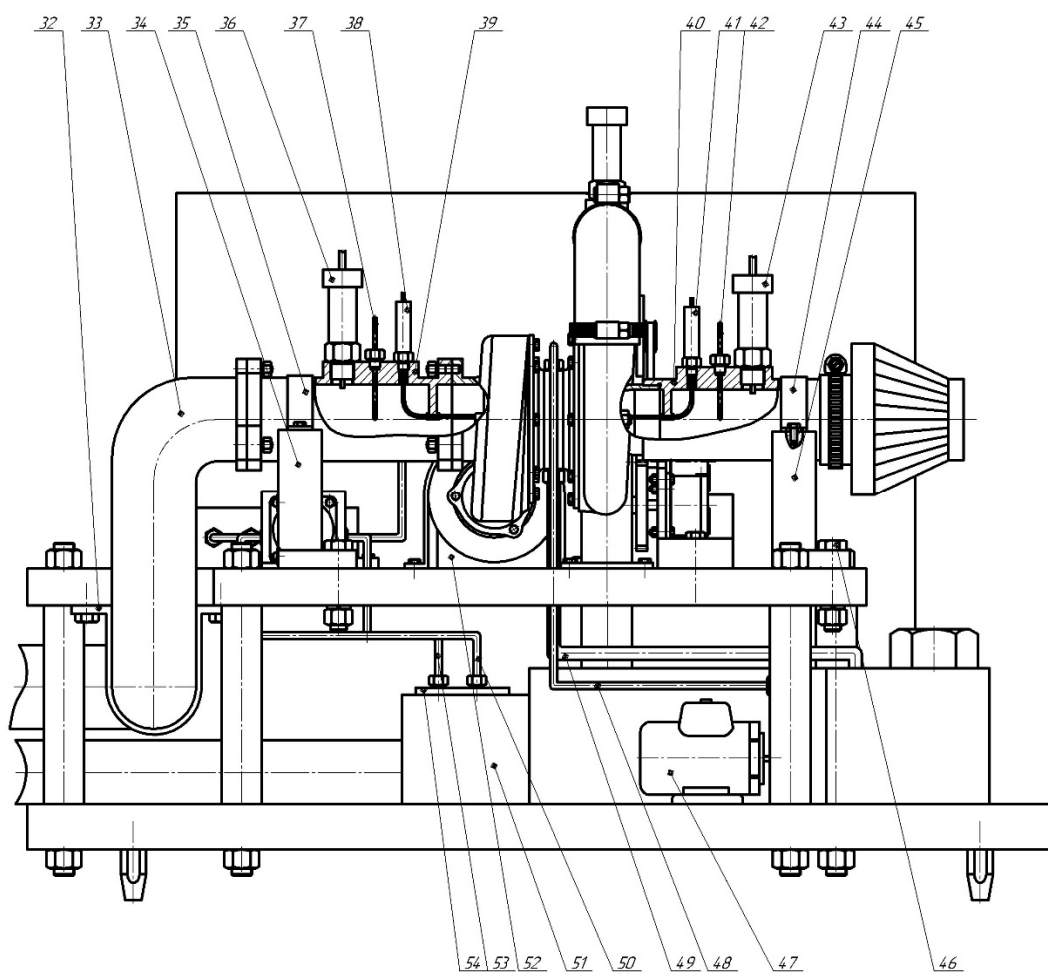


Рис. 3.14. Стенд для випробування турбокомпресорів (вид збоку)

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.06.03.ПЗ

Лист

80

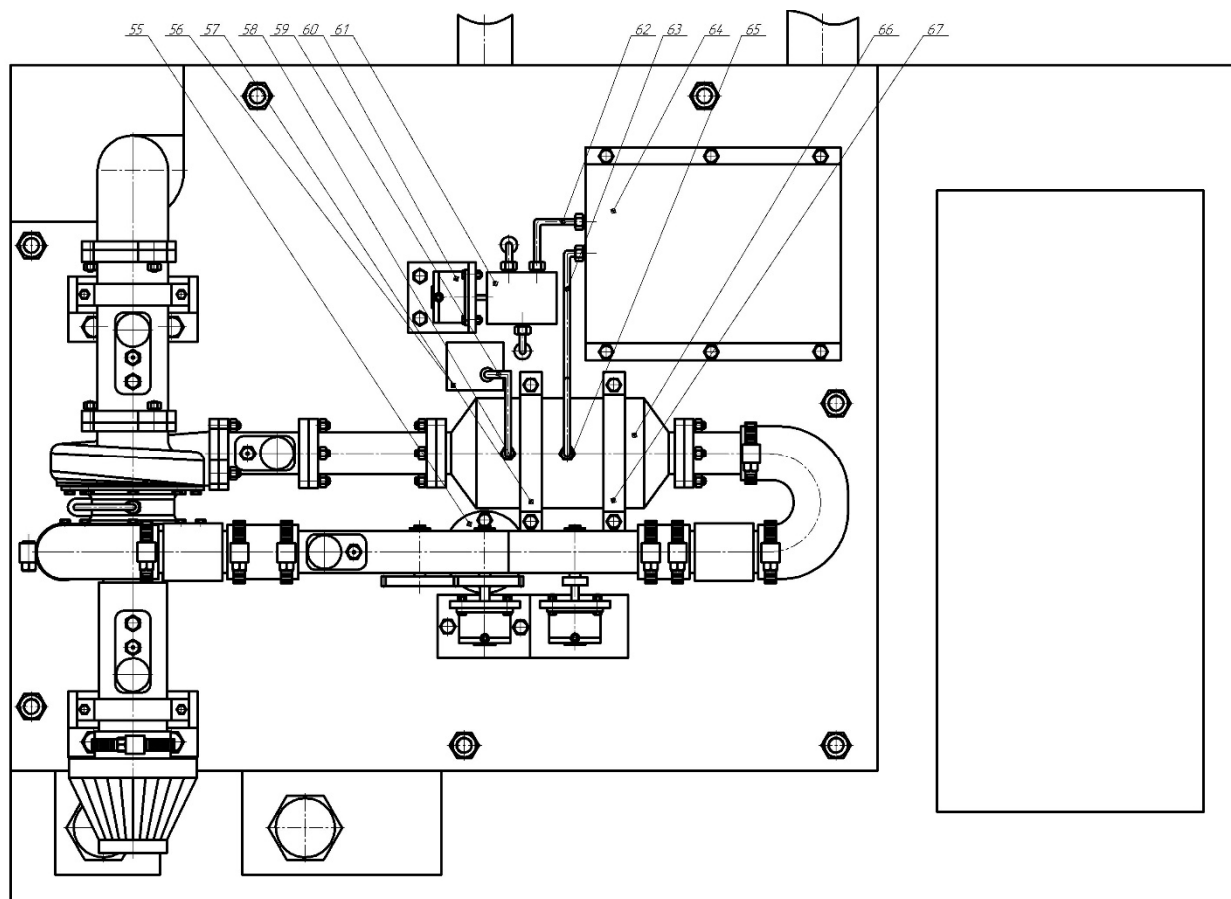


Рис. 3.15. Стенд для випробування турбокомпресорів (вид зверху)

Випробувальна установка складається з наступних конструктивних елементів і систем: каркас стенду, на якому розташовуються всі системи і елементи; випробувальна установка у вигляді турбокомпресора; проточна частина стенду, по якій рухається робоче тіло (тут під робочою тілом мається на увазі як робоче тіло для компресора, так і для турбіни); камера згоряння; Паливна система; система запалювання; масляна система; первинні вимірювальні перетворювачі; система збору та обробки інформації.

Каркас стенду складається з двох металевих плит 2 і 4, з'єднаних між собою стійками 3 за допомогою гайок 1. Нижня плита 1 встановлюється на ніжках 25 на столі висотою 600...800 мм над рівнем підлоги.

Щоб уникнути ситуацій, пов'язаних з проблемою монтажу на стенд різних турбокомпресорів, а точніше з різним розташуванням монтажних конструктивних елементів, на даному стенді відсутня безпосереднє кріплення агрегату до каркасу випробувальної установки. Зв'язок турбокомпресора з кар-

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.06.03.ПЗ

Лист

81

касом здійснюється через перехідники 40 на вході в компресор і 39 на виході з турбіни. Ці елементи можуть бути виконані в різних виконаннях, в відповідності з конструктивними особливостями конкретного турбокомпресора. У нашому ж випадку перехідник 40 з'єднується з вхідним патрубком компресора через різьбу, а 39 з вихідним патрубком турбіни за допомогою шпильок і гайок. Перехідники 40 і 39 встановлені на стійках 45 і 34 відповідно, і притискаються до них за допомогою скоб 44 і 35. Стійки 45 та 34 з'єднані з плитою 4 за допомогою болтового з'єднання 46.

Проточна частина стенду складається з гнучких дюритових і металевих патрубків, що з'єднують вихідний патрубок компресора з вхідним фланцем на турбіні. На виході з компресора патрубок 6 за допомогою стрічкових хомутів 7 з'єднаний з термоанемометрическим датчиком витрати повітря 8. дюритових патрубків 9 за допомогою аналогічних хомутів з'єднує датчик 8 з системою дроселюючих патрубків 13.

Даний елемент являє собою зварені трубопроводи, в яких відбувається регулювання витрати повітря як за кількістю, так і за напрямком течії потоку, завмер параметрів газу на виході з компресора, крім того, через патрубок 26 відбувається подача стисненого повітря з мережі в камеру згоряння. Елемент 13 кріпиться до плити 4 за допомогою фланця 55, навареного на підвідний патрубок 26, який вставляється в отвір в плиті 4. Регулювання витрати повітря здійснюється за допомогою заслінок 10, 14, 15 і 17, які приводяться в рух кроковими двигунами 25 і 18. ці двигуни встановлені на платформі 19 і пов'язані з плитою 4 двома гвинтами 16. Осі заслінок 14 і 17 знаходяться безпосередньо на валу крокових двигунів, а обертання заслінок 10 і 15 передається через шестерні передачі, щоб змінити напрям обертання цієї заслінки. Після елемента 13 розташовується ще один термоанемометричний датчик витрати повітря 20, який через гнучкий патрубок 22 з'єднаний з металевим патрубком 21 на вході в камеру згоряння.

Камера згоряння 66 являє собою елемент, в якому відбувається підведення тепла до робочого тіла. У зв'язку з високою температурою камери зго-

ряння, патрубок 21 на вході, а також всі трубопроводи після неї, виготовляється з жароміцної сталі. Камера згоряння з'єднується з плитою 4 за допомогою гнучких загартованих пластин 57 і 67, що охоплюють її циліндричний корпус, який в свою чергу встановлено на спеціальній підставці 52.

З'єднувальною ланкою між камерою згоряння 66 і вхідним фланцем на турбіні є патрубок 27 і перехідник 29. Патрубок 27 може мати різновиди своєї форми, в залежності від конструкції випробуваного турбокомпресора. У перехіднику 29 розташовуються первинні вимірювальні перетворювачі для виміру параметрів газу на вході в турбіну.

Перехідник 39 на виході з турбіни з'єднується з випускним патрубком 33, завданням якого є відведення відпрацьованих газів в атмосферу. Він кріпиться до плити 4 за допомогою скоб 32.

До системи запалювання відносяться такі елементи, як: свічка запалювання 58, ввернути в корпус камери згоряння; високовольтний провід 59; ко-тушка запалювання 56.

Масляна система стенду складається з наступних елементів: масляний бак 31 з вбудованим масляним насосом; двигун масляного насоса 47; підводить 48 і відводить 49 трубки масляної магістралі. Масляний бак встановлений на плиті 2, а масляна магістраль прокладена через спеціальний отвір в плиті 4.

Паливна система складається з паливного бака 51 з електричним насосом зануреного типу 54; підводить 50 і зливний 53 паливних магістралей; регулятора витрати палива плунжерного типу 61; крокової двигуна 60 для приводу регулятора витрати палива; датчика витрати палива 64, з'єданого з регулятором 61 і форсункою 65 паливними трубками 62 і 63. Паливний бак встановлений на плиті 2, а всі інші елементи паливної апаратури на плиті 4. Їх взаємозв'язок з баком здійснюється за допомогою паливної магістралі, яка проведена до баку через спеціальні отвори в плиті 4.

Первинні вимірювальні перетворювачі являють собою датчики, заміряють фізичні величини і перетворюють ці величини в універсальний вихідний сигнал у вигляді напруги, сили струму і частоти. На даному стенді застосову-

					КРМ.142.6222м.06.03.ПЗ	Лист
						83
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ються такі датчики: датчик абсолютного тиску на вході в компресор 43 і виході з нього 11; в якості датчика температури на вході і виході з компресора, застосовуються термоперетворювачі опору 42 і 12; для визначення крутного моменту по скручуванню вала, використовуються оптоволоконні датчики 41 і 39; для виміру параметрів відпрацьованих газів на виході з турбіни і вході в неї, застосовуються датчики тиску 36 і 28, а також хромель-алюмелеві термопари 37 і 30; для вимірювання витрати повітря через компресор і витрати газу через турбіну, використовуються термоанемометричні датчики витрати газу 8 і 20.

В якості системи збору та обробки інформації використовується ПК 23, куди стікаються сигнали зі всіх датчиків. Крім цього в ПК є ще ряд функцій, пов'язаних з управлінням різними органами і системами стенду для досягнення максимальної автоматизації проведення випробувань.

Процес випробування турбокомпресора виглядає наступним чином. Як вже говорилося вище, для виведення турбокомпресора на робочий режим, необхідно спочатку подати повітря з мережі живлення по трубопроводу 26 в камеру згоряння, а тільки потім для здійснення роботи на турбіні використовувати стиснене повітря з компресора. У цьому випадку робота стенду виглядає наступним чином. ПК подає сигнал на включення електродвигуна 47 для створення тиску в масляній системі. Кроковим двигуном 25 встановлюється таке положення заслінок: 10 і 14 знаходяться у відкритому стані, а 15 в закритому. Цим самим забезпечується вихід повітря з компресора в атмосферу, а в камеру згоряння потрапляє повітря з мережі живлення. Кроковим двигуном 18 встановлюється необхідна витрата газу через турбіну. Потім подається сигнал на включення електробензонасосу 54 і паливо подається в камеру згоряння. Потрібний витрата палива для досягнення необхідного складу суміші в камері згоряння і температури газу на виході з неї регулюється за допомогою елемента 61. Регулятор витрати палива має плунжерний механізм, який в залежності від положення вала крокового двигуна 60 пропускає певний обсяг палива в

паливну трубку 62, а інше паливо через зливну магістраль 50 потрапляє назад в бак.

Запалювання паливно-повітряної суміші в камері згоряння відбувається від свічки запалювання 58, напруга на яку передається через високовольтний провід 59 від котушки запалювання 56.

Потім газ від камери згоряння через трубопровід 27 і перехідник 29 потрапляє в проточну частину турбіни, де відбувається робота розширення, яка створює крутний момент на валу турбокомпресора. Після турбіни відпрацював газ через трубопровід 33 виводиться в навколишнє середовище.

Після того, як вал турбокомпресора досяг певної частоти обертання, кроковим двигуном 25 встановлюються наступні положення заслінок: 10 і 14 закриті, а 15 відкрита. Таким чином перекривається подача стисненого повітря з мережі живлення, а повітря, засмоктуваний з атмосфери через повітряний фільтр 5, на виході з компресора спрямовується не в атмосферу, а в камеру згоряння, і далі на турбіну.

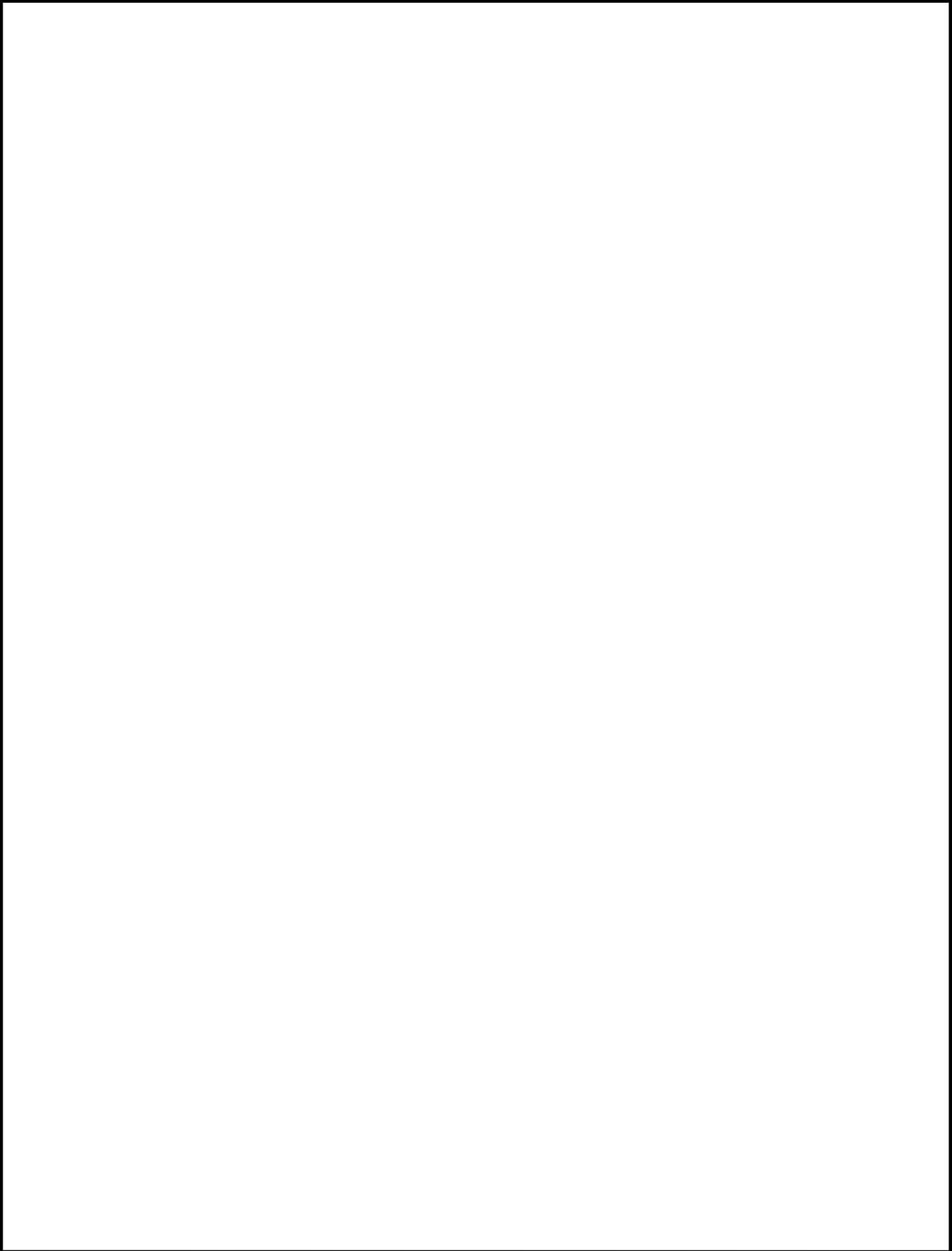
При випробуваннях турбокомпресора регулюючими параметрами є температура газу на вході в турбіну, яка встановлюється регулятором витрати палива 61, і витрата газу, регульований заслінкою 17, що приводиться в рух кроковим двигуном 18.

При роздільних випробуваннях турбіни і компресора, даний стенд потребує деякого перенастроювання. У цьому випадку зі схеми виключається зубчата передача між заслінками, положення заслінки 15 фіксується в закритому стані, а заслінки 14 – у відкритому. При цьому режими роботи компресора і турбіни встановлюються за допомогою зміни витрати повітря через компресор і турбіну, а також температурою газу на виході з камери згоряння. Всі ці параметри регулюються ПК за допомогою крокових двигунів 25, 18 і 60 відповідно.

3.7 Висновки по розділу

В спеціальному розділі магістерської роботи виконано розробку експериментального стенду для діагностики турбокомпресорів двигунів середньої потужності в тому числі і танкового двигуна типу 6ДН 12/2×12. Спочатку було визначено необхідні величини, які слід отримати під час діагностування турбокомпресорів, і які потрібні для побудови характеристик газової турбіни і повітряного компресора. Потім сформоване технічне завдання на проектування стенду, визначені межі значень основних параметрів турбокомпресорів. Розроблено схему вимірювань стенда та її опис. Виконано підбір датчиків і приладів для вимірювання і відображення значень вимірюваних параметрів. Розроблено методику визначення похибок вимірювань. Представлено конструктивну схему стенда та її опис.

					КРМ.142.6222м.06.03.ПЗ	Лист
						86
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					КРМ.142.6222м.06.04.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 4 Економічне опрацювання проекту				
Магістрант		Світенко І.В.							
Керівник		Наливайко В.С.							
Консультант									
Зав. каф.		Гогоренко О.А.							
						Літ.	Аркуш	Аркушів	
								87	10
						НУК ім. адмірала Макарова			

РОЗДІЛ 4

Економічне опрацювання проекту

У сучасній економіці приділяють велику увагу підвищенню ефективності виробництва. А домогтися позитивних результатів без застосування новітніх досягнень науки і техніки неможливо. Тому проведення різнопланових наукових досліджень, створення нової техніки і підвищення їх ефективності є найважливішою складовою частиною підвищення ефективності всього виробництва.

Великий внесок у вирішення поставлених завдань вносить «вузівська» наука. При цьому ефект досягається не тільки за рахунок впровадження в навчальний процес новітніх результатів, отриманих в лабораторіях і тим самим викликаючи підвищення якості підготовки фахівців, а й за рахунок використання цих результатів, методик розрахунку, рекомендацій щодо вибору параметрів і т.ін. безпосередньо в промисловому виробництві.

У даній частині магістерської роботи розраховуються: вартість спроектованого стенду і собівартість однієї години випробувань.

4.1 Визначення вартості стенду

Організація проведення досліджень турбокомпресорів вимагає капітальовкладень. Визначити вартість стенду можна виходячи з капітальних витрат на його розробку і виробництво. Структура капітальних витрат в загальному випадку визначається

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

де $K_{раз}$ – капітальні витрати на розробку стенда;

$K_{об}$ – капітальні вкладення на обладнання;

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

K_m – капітальні витрати на створення запасів матеріалів, покупних виробів;

K_{np} – капітальні витрати пусконаладжувального періоду (налагодження, доведення всього випробувального пристрою і системи забезпечення).

Повна собівартість виготовлення нових деталей стенду розраховується:

$$C_n = Z_{mo} + Z_{nk} + Z_{np} + ЦР + ОР,$$

де Z_{mo} – витрати на основні матеріали

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

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

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

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

K_{mz} – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат;

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

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

Витрати на покупні вироби

$$Z_{nk} = \sum_{i=1}^n Q_{nki} \cdot C_{nki},$$

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

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

У нашому випадку покупними виробами є:

- датчик вимірювання тиску АІР-10 – 75 грн.;
- датчик вимірювання температури ТС1388/7 – 50 грн.;
- хромель-алюмелева термопара – 50 грн.;
- армований шланг – 30 грн.;
- кроковий двигун – 1150 грн.;
- блок ПК – 20000 грн.;
- реєстратор РМТ-59 – 8000 грн.;
- кріпильні елементи – 100 грн.;

					КРМ.142.6222м.06.04.ПЗ	Лист
						89
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- система дроселюючих патрубків – 300 грн.;
- термоанемометричний датчик витрати повітря – 1300 грн.;
- камера згоряння – 3000 грн.;
- оптоволоконний датчик для вимірювання частоти обертання і крутного моменту – 200 грн.;
- трубопроводи та перехідники – 200 грн.;
- паливний бак – 500 грн.;
- паливний насос – 900 грн.;
- масляний бак – 400 грн.;
- масляний насос – 450 грн.;
- датчик витрати палива ДРТ-300 – 1500 грн.;
- регулятор витрати палива – 350 грн.;
- паливна магістраль – 150 грн.;
- масляна магістраль – 100 грн.;
- система запалювання - 1000 грн.;
- повітряний фільтр – 100 грн.

Таким чином:

$$\begin{aligned}
 Z_{\text{нк}} = & 75 \cdot 4 + 50 \cdot 2 + 50 \cdot 2 + 2 \cdot 30 + 3 \cdot 1150 + 20000 + 8000 + 100 + 300 + 2 \cdot 1300 + \\
 & + 3000 + 2 \cdot 200 + 200 + 500 + 900 + 400 + 450 + 1500 + 350 + 150 + 100 + \\
 & + 1000 + 100 = 44060 \text{ грн.}
 \end{aligned}$$

$Z_{\text{пр}}$ – витрати на заробітну плату основних виробничих робітників – визначається на основі загальної трудомісткості виготовлення і середніх годинних тарифних ставок

$$Z_{\text{пр}} = Z_o + Z_d + O_c,$$

де Z_o – основна заробітна плата;

Z_d – додаткова заробітна плата;

O_c – відрахування на соціальне страхування.

Основна заробітна плата розраховується за формулами, наведеними в [10]:

$$Z_o = 1,32 \cdot Z_{\text{отар}} = 1,32 \cdot 4000 = 5280 \text{ грн.};$$

					КРМ.142.6222м.06.04.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Додаткова заробітна плата:

$$З_{\partial} = 0,05 \cdot З_o = 0,05 \cdot 5280 = 264 \text{ грн.};$$

Відрахування до фонду страхування:

$$O_c = 0,39 \cdot (З_o + З_{\partial}) = 0,39 \cdot (5280 + 264) = 2162,2 \text{ грн.};$$

$$З_{np} = 5280 + 264 + 2162,2 = 7706,2 \text{ грн.}$$

ЦР – цехові витрати. Включають витрати на утримання цехового персоналу і допоміжних робітників, зайнятих на загальноцехових роботах, витрати на амортизацію, ремонт і т.ін.

В укрупнених розрахунках можна прийняти до суми основної заробітної плати виробничих робітників і витрат на утримання та експлуатацію обладнання [10]:

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

де $T_{маш}$ – трудомісткість операції на механообробних і складальних операціях технологічного процесу визначається за методикою, викладеною в [10];

$C_{м-ч}$ – нормативна собівартість одного машинного години експлуатації обладнання, грн.;

$K_{вн}$ – коефіцієнт виконання норм;

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

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

$$ЦР = \frac{K_{ЦР} (З_o + З_{об})}{100} = \frac{80(5280 + 4090,9)}{100} = 7496,8 \text{ грн.}$$

ОР – загальнозаводські витрати, складаються з витрат з утримання заводу, управління, загальнозаводських господарств, служб і т.ін. Загальнозаводські витрати собівартості виготовлення обладнання визначається в процентному співвідношенні до суми основної заробітної плати виробничих робітників і витрат на утримання та експлуатацію обладнання $K_{ОР} = 60\%$ [10].

$$ОР = \frac{K_{ОР} (З_o + З_{об})}{100} = \frac{60(5280 + 4090,9)}{100} = 5622,6 \text{ грн.}$$

Повна собівартість обладнання

$$C_n = Z_{mo} + Z_{nk} + Z_{np} + ЦР + ОР = \\ = 3480 + 44060 + 7706,2 + 7496,2 + 5622,6 = 68365 \text{ грн.}$$

Капітальні витрати виробництва:

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

де $K_{раз}$ – капітальні витрати на розробку стенда.

Розробкою стенду для випробування турбокомпресорів займається два інженера-конструктора. Годинна тарифна ставка інженера-конструктора становить 70 грн./год. Час розробки займає 480 робочих годин.

Таким чином капітальні витрати на розробку стенда складуть:

$$K_{раз} = Z_{п.л} \cdot t_{раз} = 2 \cdot 70 \cdot 480 = 67200 \text{ грн.}$$

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

$$K_{об} = Ц_{от}(1 + K_{мз}),$$

де $Ц_{от}$ – ціна технологічного обладнання, яке виготовляється безпосередньо на підприємстві, приймаються рівними повної собівартості обладнання та планового прибутку (10 % повної собівартості), а також ПДВ (18 %).

$$Ц_{от} = C_n + Пр = 68365 + 68365 \cdot 0,1 + 68365 \cdot 0,18 = 87507,2 \text{ грн.};$$

$$K_{об} = 87507,2 \cdot (1 + 1,1) = 183765,1 \text{ грн.}$$

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

В якості засобів автоматизації та обчислювальної техніки для проектування стенду використовується 2 комп'ютери вартістю по 35000 грн. за штуку. Крім цього на комп'ютерах встановлено програмне забезпечення загальною вартістю 50000 грн.

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

- 13 кг матеріалу Д16 по 90 грн./кг;
- 1,5 кг матеріалу 30ХМ по 60 грн./кг;
- 2,1 кг матеріалу Бр010С10 по 120 грн./кг;

					КРМ.142.6222М.06.04.ПЗ	Лист
						92
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- 20 кг матеріалу ХН65НВ по 100 грн./кг.

$$K_m = 13 \cdot 90 + 1,5 \cdot 60 + 2,1 \cdot 120 + 20 \cdot 100 = 3512 \text{ грн.}$$

K_{nn} – капітальні витрати пусконалагоджувального періоду.

На час пусконалагоджувального періоду у виробництві стану зайнятий слюсар. Заробітна плата слюсаря за один місяць становить 6500 грн.

Отже $K_{nn} = 6500$ грн.

Таким чином вартість стану складе:

$$C = 67200 + 183765 + 120000 + 3512 + 6500 = 380977 \text{ грн.}$$

4.2 Визначення собівартості однієї години експлуатації стану

Калькуляція собівартості однієї години експлуатації спроектованого в даній магістерській роботі стану включає наступні статті:

- витрати на основні матеріали;
- заробітна плата обслуговуючого персоналу;
- інші прямі витрати.

Витрати на основні матеріали включають вартість стисненого повітря, електричної енергії і палива, що витрачаються за одну годину роботи стану:

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

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:

$$Z_{\text{э}} = Z_{C3} + Z_{\text{авт}} + Z_o,$$

де Z_{C3} – витрати на електричну енергію споживану системою запалювання при роботі стану.

$$Z_{C3} = N_{\text{э}} \cdot \Pi_{\text{э}},$$

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

					КРМ.142.6222м.06.04.ПЗ	Лист
						93
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

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

У нашому випадку потужність системи запалювання $N_{\text{э}} = 0,8 \text{ кВт}$,
 $C_{\text{э}} = 1,5 \text{ грн./год.}$

$$Z_{\text{сз}} = 0,8 \cdot 1,5 = 1,2 \text{ грн./год.}$$

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

$$Z_{\text{авт}} = N_{\text{э}} \cdot C_{\text{э}},$$

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

У нашому випадку потужність блоку ПК $N_{\text{э}} = 0,3 \text{ кВт}$, $C_{\text{э}} = 1,5 \text{ грн./год.}$

$$Z_{\text{авт}} = 0,3 \cdot 1,5 = 0,45 \text{ грн./год.}$$

$Z_{\text{о}}$ – витрати на електричну енергію спожиту засобами освітлення.

$$Z_{\text{о}} = N_{\text{о}} \cdot C_{\text{э}}.$$

$N_{\text{о}}$ – споживана електрична потужність освітлення, кВт,

Освітлення лабораторії – 4 лампи по 40 Вт

$$N_{\text{о}} = 4 \cdot 40 = 0,16 \text{ кВт};$$

Таким чином витрати на освітлення протягом години складуть:

$$Z_{\text{о}} = 0,16 \cdot 1,5 = 0,24 \text{ грн.}$$

Тоді загальні витрати на електричну енергію:

$$Z_{\text{э}} = 1,2 + 0,45 + 0,24 = 1,9 \text{ грн./год.}$$

Визначимо витрати на паливо, що спалюється при роботі стенду.

$$Z_{\text{т}} = G_{\text{т}} \cdot C_{\text{т}},$$

де $G_{\text{т}}$ – годинна масова витрата палива, л/год.;

$C_{\text{т}}$ – ціна палива, грн./л;

$$Z_{\text{с.в.}} = 1 \cdot 35 = 35 \text{ грн./год.}$$

Визначимо витрати на обслуговування стенду (табл. 4.1). У нашому випадку стенд обслуговує один лаборант.

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.	ЄСН**, грн. 26 %
Лаборант	1	3200	1600	4800	1248

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

** ЄСП – єдиний соціальний податок, $ЕСН = 26\%$.

Середньомісячна заробітна плата одного лаборанта:

$$З_{зп} = \text{оклад} + \text{премия} + ЕСН = 6048 \text{ грн.}$$

В середньому в місяці $n = 23$ робочих дня тривалістю $t = 8$ годин кожен, тоді годинна заробітна плата лаборанта $З_{зп.ч}$ складе:

$$З_{зп.ч} = \frac{З_{зп}}{n \cdot t} = \frac{6048}{8 \cdot 23} = 32,9 \text{ грн./год.}$$

Інші прямі витрати включають в себе відрахування на амортизацію, ремонт, опалення і вентиляцію лабораторії, віднесені до однієї години експлуатації стенда.

Ресурс спроектованого стенду складає 1000 годин. Тоді витрати на амортизацію стенду за одну годину його експлуатації складуть 0,1 % від вартості стенду:

$$З_{ам} = \frac{0,1 \cdot K}{1000} = 0,0001 \cdot 380977 = 38,1 \text{ грн./год.}$$

Витрати на ремонт і профілактику стенду складають 20 % від витрат на амортизацію:

$$З_{рем} = 0,2 \cdot З_{ам} = 0,2 \cdot 38,1 = 7,62 \text{ грн./год.}$$

Витрати на опалення і вентиляцію навчальної лабораторії, в якій розташований стенд, встановлюються в залежності від об'єму приміщення:

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

Норматив витрати на опалення і вентиляцію 1 м³ 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 навчальній лабораторії складе:

$$\begin{aligned} C_{\text{ч}} &= Z_{c.v.} + Z_{\text{э}} + Z_{\text{т}} + Z_{\text{пл.л}} + Z_{\text{ам}} + Z_{\text{рем}} + Z_{o.v.} = \\ &= 30 + 1,9 + 35 + 32,9 + 38,1 + 7,62 + 12,9 = 158,5 \text{ грн./год.} \end{aligned}$$

Собівартість однієї години випробувань на стенді:

$$C_{\text{исп}} = C_{\text{ч}} \cdot \frac{(100 + \text{ПДВ})}{100} = 158,5 \cdot \frac{100 + 18}{100} = 187,03 \text{ грн./год.}$$

4.3 Висновки по розділу

В ході виконання даного розділу були визначені такі економічні показники, як вартість стенду для випробування турбокомпресора і собівартість проведення однієї години випробувань. Були отримані наступні результати:

$$C = 380977 \text{ грн.},$$

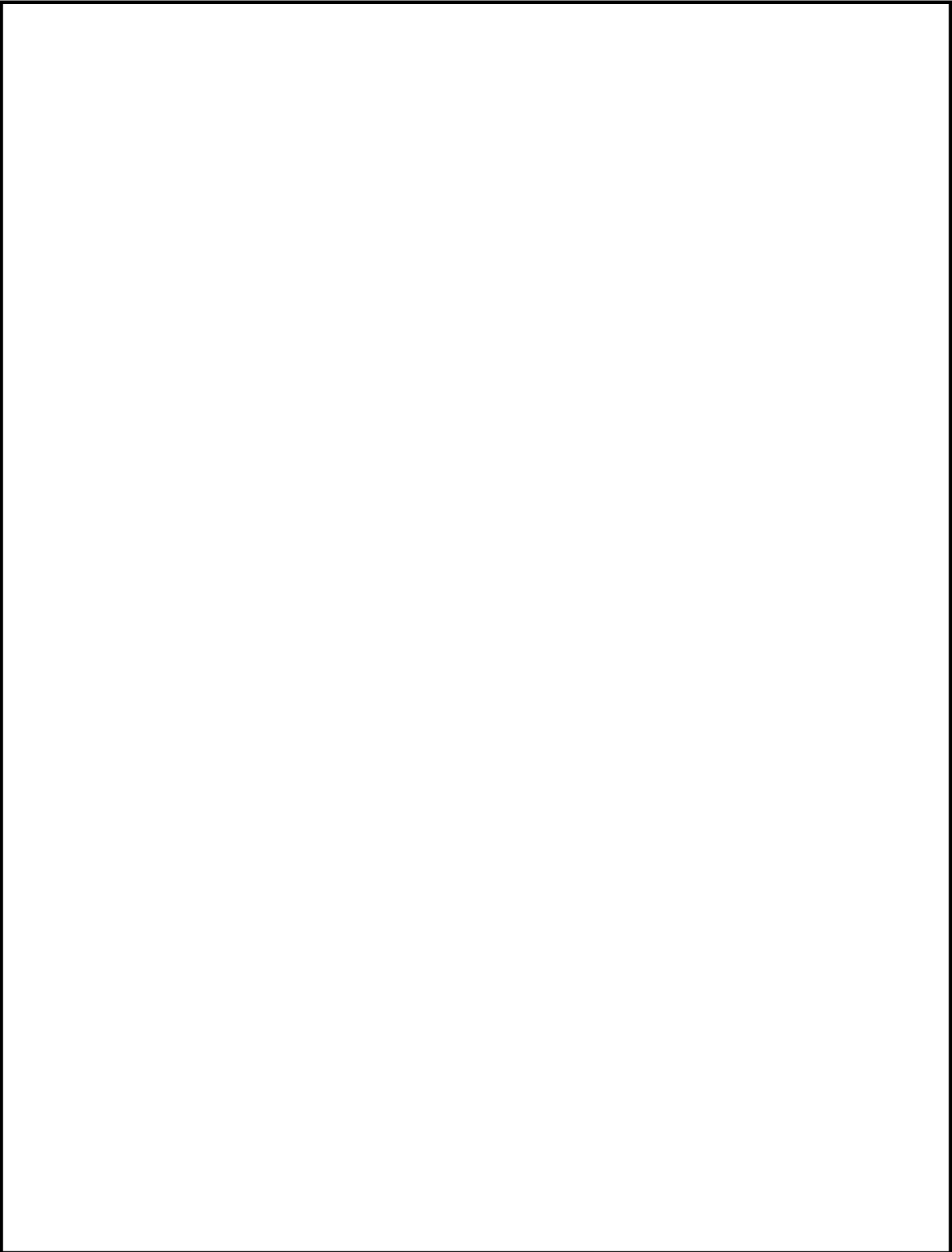
$$C_{\text{исп}} = 187,03 \text{ грн./год.}$$

Нажаль, з причини відсутності у відкритій літературі технічної документації по аналогічним стендам для випробувань турбокомпресорів, в даному розділі не можливо розрахувати економічний ефект від заміни одного стенду на інший. Однак собівартість стенду і однієї години його експлуатації може варіюватися в залежності від застосовуваного на ньому обладнання і матеріалів.

Намагаючись заощаджувати на більш дешевих датчиках і апаратурі можна лише звужити діапазон вимірюваних параметрів і їх кількість, застосування інших матеріалів знизить надійність і ресурс стенду на шкоду якісного і різнобічного аналізу робочих процесів при проведенні випробувань турбокомпресорів. Спроба заощадити на більш дешевому програмному забезпеченні позбавить продуктивності при обробці одержуваних параметрів.

У разі застосування більш дорогих датчиків, апаратури і програмного забезпечення, можливості при проведенні випробувань і обробці параметрів збільшуються, однак при цьому необхідне економічне обґрунтування підвищення витрат.

					КРМ.142.6222м.06.04.ПЗ	Лист
						97
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



					КРМ.142.6222м.06.05.ПЗ									
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 5 Безпека життєдіяльності при проведенні випробувань турбокомпресорів					Літ.	Аркуш	Аркушів		
Магістрант		Світенко І.В.												
Керівник		Наливайко В.С.										98	6	
Консультант										НУК ім. адмірала Макарова				
Зав. каф.		Гогоренко О.А.												

РОЗДІЛ 5

Безпека життєдіяльності при проведенні випробувань турбокомпресорів

Під терміном «безпека життєдіяльності» мається на увазі система законодавчих актів і відповідних їм соціально-економічних, технічних, санітарно-гігієнічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Мета БЖД – це досягнення безпеки людини в середовищі проживання. Безпека людини визначається відсутністю виробничих і невиробничих аварій, стихійних і інших природних лих, небезпечних факторів, що викликають травми або різке погіршення здоров'я, шкідливих чинників, що викликають захворювання людини і знижують його працездатність.

Безпека має пряме відношення до всіх людей. БЖД – це наукова дисципліна, що вивчає небезпеку і захист від неї. Безпека – це мета, а безпека життєдіяльності – це кошти, шляхи і методи її досягнення.

Нормативно технічна документація, що визначає вимоги до стандартів і технічним умовам і розробляється на основі вищих досягнень вітчизняної та зарубіжної науки і техніки, забезпечує вимоги БЖД (шум, емісія шкідливих речовин, вібрація і т.п.), вимоги технічної естетики.

Велике значення має облік питань безпеки ще на стадії проектування об'єктів. Це дозволяє завчасно виявити потенційні небезпеки і шкідливості, створювані даним об'єктом і розробити заходи щодо зменшення або повного виключення їх впливів на навколишнє середовище і людину.

5.1 Аналіз стійкості роботи технічних систем в розробляемому стенді

Повсякденна діяльність людини є потенційно небезпечною, так як є процесом використання техніки, а останнє пов'язане з виробленням, зберіганням і перетворенням хімічної, електричної та інших видів енергії в умовах впливу зовнішнього середовища.

					МР.142.6221мз.04.05.ПЗ	Лист
						99
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Небезпека з'являється в результаті неконтрольованого виходу енергії, накопиченої в обладнанні і матеріалах, безпосередньо в людину і навколишнє середовище і супроводжується виникненням подій із загибеллю людей або погіршенням їх здоров'я, забрудненням матеріальних і природних ресурсів.

Наявність потенційної небезпеки в системі не завжди супроводжується її негативним впливом на людину. Для реалізації такого впливу необхідно виконати три умови: небезпека (шкідливість) реально існує; людина знаходиться в зоні дії небезпеки; людина не має достатніх засобів захисту.

Під стійкістю будь-якої технологічної системи слід розуміти можливість збереження нею працездатності при позаштатному зовнішньому впливі, а також пристосованість системи до відновлення в разі пошкодження.

Підвищення стійкості технічної системи і об'єктів досягається за рахунок проведення організаційно-технічних заходів, яким передують завжди дослідження стійкості роботи конкретного об'єкта (аналіз відмов технічних систем і можливих помилкових дій обслуговуючого персоналу), а саме, оцінка небезпеки виходу з ладу або руйнування окремих елементів або всього об'єкта в цілому.

Використовуючи діючі ГОСТи системи ССБТ, проведемо конкретний аналіз небезпечних і шкідливих факторів, які можуть мати місце в ході виконання випробувань турбокомпресорів на проектованому стенді.

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори (ГОСТ 12.0.003-74) поділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

У нашому випадку до шкідливих для здоров'я фізичних факторів належать:

- підвищена температура повітря робочої зони (внаслідок присутності камери згоряння безпосередньо на столі стенда);
- підвищені рівні шуму і вібрації (внаслідок високих частот обертання валу турбокомпресора, а також закінчення і засмоктування повітря на установці з великими швидкостями);

- запиленість та загазованість робочої зони (пов'язано з наявністю виходу швидкісного потоку повітря з установки на режимах пуску, а також наявності камери згоряння в якій утворюються шкідливі для здоров'я і навколишнього середовища відпрацьовані гази);

До хімічно небезпечних факторів при роботі на стенді відносяться:

- наявність парів палива (надає загальнотоксичну і подразнюючу дію на організм людини);

- наявність масла (є ймовірність виникнення канцерогенного впливу на організм);

- наявність відпрацьованих газів (також надають загальнотоксичний і канцерогенний вплив).

До психофізичних небезпечних і шкідливих факторів відносяться фізичні перевантаження (статичні і динамічні) і нервовопсихічні перевантаження (розумове напруження, перенапруження аналізаторів слуху, зір та ін.). З урахуванням глибокого ступеня автоматизації стенду, а також автоматизації проведення випробувань на ньому, психофізичні небезпечні і шкідливі фактори зводяться до мінімуму, тому далі ми їх не враховуємо.

У зв'язку з застосуванням на стенді легкозаймистих і горючих рідин (паливо і масло), існує ймовірність виникнення пожежі. Внаслідок виникнення пожеж, робітник може отримати сильні опіки, травми дихальних шляхів, а також отруєння токсичними продуктами згоряння.

Вибухонебезпечна зона, згідно з ПУЕ 7.3.22. – це приміщення або обмежений простір в приміщенні або зовнішній установці, в якій є або можуть утворюватися вибухонебезпечні суміші, в межах до 5 м по горизонталі і вертикалі від апарата. До вибухонебезпечної зони, в нашому випадку, відноситься кімната де знаходиться експериментальна установка. Це пов'язано з тим, що на ній є баки з паливом і маслом для проведення випробувань турбокомпресора.

Вибухонебезпечні зони поділяються на шість класів. Стосовно до нашого випадку підходить клас В-Ia – зони, в яких при нормальній експлуатації ви-

бухонебезпечні суміші горючих газів або парів ЛЗР не утворюються з повітрям, а можливі тільки при аваріях або несправності.

5.2 Розробка заходів, що забезпечують безпеку експлуатації стенду

Проаналізувавши всі можливі небезпечні і шкідливі фактори, що мають місце при роботі на стенді для випробування турбокомпресора, можна зробити висновок про те, що найбільш ефективним заходом щодо підвищення безпеки буде видалення робочого місця від випробувальної установки. Причому мається на увазі повна ізоляція робочого місця від стенду під час проведення випробувань. У цьому випадку пропонується використовувати стенд в спеціальному боксі, що складається з двох кімнат (рис. 5.1) розділених між собою стіною.

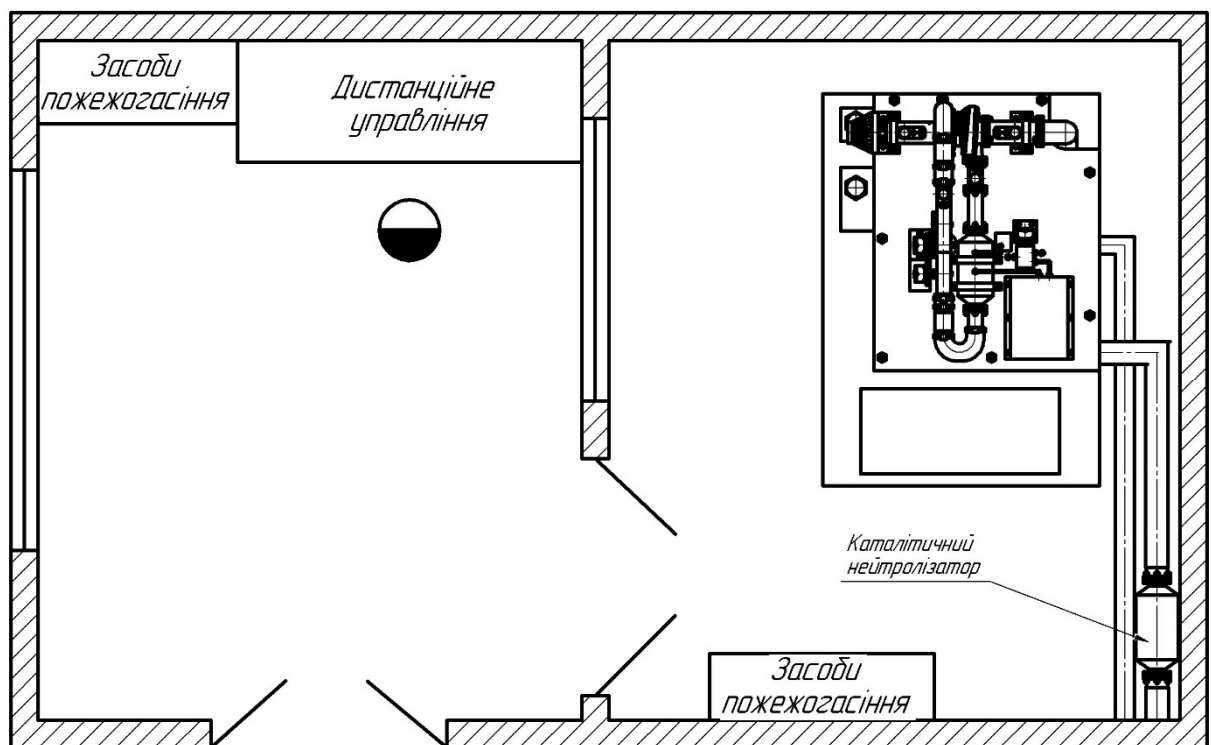


Рис. 5.1. Дослідницький бокс

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 две-

рі між кімнатами повинна бути замкнена. У цьому випадку людина захищена від фізичних і хімічних небезпечних факторів.

Однак не застосовувати більш ніяких засобів захисту від небезпечних і шкідливих факторів не можна. Це пов'язано з тим, що перед випробуваннями та після них, є необхідність присутності людини в зоні випробувальної установки. У цьому випадку людина знаходиться в середовищі з підвищеними температурами, запиленість і загазованість, а також буде схильний до всіх небезпечних і шкідливих хімічних факторів, перерахованих вище. У зв'язку з цим, розглянемо заходи по забезпеченню безпеки людини при роботі зі стендом.

5.3 Вентиляція приміщення для випробування турбокомпресорів

Важливим засобом забезпечення нормальних санітарно-гігієнічних і метрологічних умов в приміщеннях є вентиляція – це організований і регульований повітрообмін, що забезпечує видалення з приміщення забрудненого промисловими шкідливостями повітря.

За способом подачі в приміщення повітря і видалення його, вентиляцію ділять на

- природну;
- механічну;
- змішану.

За призначенням вентиляція буває загальнообмінною і місцевою.

Природна вентиляція створює необхідний повітрообмін за рахунок різниці щільності теплого і холодного повітря, що знаходиться всередині приміщення і більш холодного зовні, а також за рахунок вітру. У нашому випадку для природної вентиляції передбачений віконний отвір в кімнаті, де знаходиться робоча зона.

Механічна вентиляція складається з повітроводів і побудників руху (механічних вентиляторів або ежекторів). Обмін повітря здійснюється незалежно від зовнішніх метеорологічних умов, при цьому вступник повітря може підіг-

ріватися або прохолоджуватися, піддаватися зволоженню або осушенню. Викиди повітря піддається очищенню.

Механічна загально обмінна вентиляція може бути:

- а) припливна;
- б) витяжна;
- в) припливно-витяжна.

Припливна система вентиляції виробляє забір повітря через повітрозабірні пристрій, потім повітря проходить через калорифер, де повітря нагрівається і зволожується і вентилятором подається по повітропроводів в приміщення через насадки для регулювання припливу повітря. Забруднене повітря витісняється через двері, вікна, ліхтарі, щілини. Витяжна вентиляція видаляє забруднене і перегрітий повітря через повітропроводи і очищувач, а свіже повітря надходить через вікна, двері і нещільності конструкцій. Припливно-витяжна система вентиляції складається з припливної та витяжної, що працюють одночасно.

У лабораторії для випробування турбокомпресорів передбачена витяжна механічна вентиляція з кімнати, де знаходиться стенд. Справа в тому, що при роботі камери згоряння утворюється тепло, що передаються в навколишнє атмосферу і для нормальних умов роботи як стенду, так і робітника, недостатньо просто природної вентиляції. До того ж під час проведення випробувань турбокомпресора, двері між кімнатами з вікном і стендом знаходиться в закритому стані.

5.4 Висновки по розділу

В даному розділі кваліфікаційної роботи було розглянуто питання безпеки під час проведення випробувань турбокомпресорів на проектованому стенді. В ході роботи над цим розділом був спроектований план приміщення лабораторії, в якому передбачені заходи захисту робітника від небезпечних і шкідливих факторів.

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В кваліфікаційній роботі розглядається двигун 6ТД2 (6ДН 12/2×12). Він є представником серії двигунів 6ТД – це двотактні, багатопаливні дизелі, з високим наддувом, рідинним охолодженням, безпосереднім уприскуванням палива, протилежно рухомими поршнями, горизонтальним розташуванням циліндрів (діаметр циліндра 120 мм, хід поршня 2×120 мм), 6-ти циліндрові, що мають потужність 1000...1500 к.с.

У першому розділі в якості об'єкту де буде встановлено двигун 6ТД-2 (6ДН 12/2×12) обрано танк Т-80УД. Наведено загальну характеристику танку Т-80УД, його масогабаритні показники. В цьому ж розділі виконано обґрунтування відповідності двигуна вимогам танку, розглянуто особливості експлуатації дизеля та тенденції розвитку двигунів даного типу.

Основна мета кваліфікаційної роботи, було розробити систему діагностування турбокомпресорів танкових двигунів. Після проведеного аналізу були обрані діапазони характеристик турбокомпресорів, в які входять показники найбільш поширених турбокомпресорів. На цьому етапі було сформовано технічне завдання на проектування стенду.

Наступним завданням було проектування схеми вимірювань стенду з дослідження турбокомпресорів. Вирішення цього завдання полягало в проектуванні схеми стенда і виборі методів вимірювань. Були обрані первинні вимірювальні перетворювачі для вимірювання всіх параметрів, а також реєстратор, куди стікаються всі сигнали з датчиків. Була дана характеристика кожного датчика, за якими можна визначити похибки прямих вимірювань. З метою автоматизації та підвищення точності проведення випробувань, в схему стенда був включений ПК, завданням якого є збір, обробка та зберігання інформації, а також управління всіма органами стенду.

На наступному етапі була розроблена методика обробки результатів вимірювань. В ході роботи над цим етапом, були визначені алгоритми проведення випробувань для компресора, турбіни і турбокомпресора в цілому. З причини

того, що для побудови характеристик використовуються значення параметрів, які неможливо отримати прямими вимірами (ККД, потужність і т.ін.) була обрана методика визначення похибок непрямих вимірювань.

На наступному етапі була спроектована конструктивна схема стенду. Спроекований стенд дозволяє виробляти випробування турбокомпресорів ряду ТКР-5,5...ТКР-18. Результатами цих випробувань є найважливіші характеристики компресора, турбіни і турбокомпресора в цілому.

У розділі безпеки життєдіяльності було розглянуто вплив небезпечних і шкідливих чинників на людину, яка проводить випробування. Були передбачені заходи боротьби з цими факторами, а також розроблена схема приміщення для проведення випробувань турбокомпресорів.

У розділі економічного опрацювання проекту були визначені вартість стенду, а також собівартість однієї години випробувань на ньому.

Таким чином, завдання кваліфікаційної роботи на розробку системи діагностування турбокомпресорів, в тому числі і для танкового двигуна типу 6ДН 12/2×12, виконано в повному обсязі.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ	Лист
						106
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Двигатель 6ТД-2 техническое описание. Москва военное издательство – 1988. –144 с.
2. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добровольский, А.И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.: ил.
3. Дизели. Справочник. Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова – 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
4. Моргулис Ю. Б. Двигатели внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчет. Изд. 2-е. М. : Машиностроение, 1972. – 336 с.
5. Кошкин В. К. Методика и результаты экспериментального исследования турбокомпрессора на безмоторной установке / В. К. Кошкин, А. Ф. Волкова, Г. М. Поветкин / Труды государственного союзного научно-исследовательского тракторного института, М. : Машиностроение, 1960. – 68 с.
6. Матвеев В. Н. Методика определения погрешности измерения параметров при статических продувках элементов микротурбин / В. Н. Матвеев, Д. В. Сивиркин, Н. Т. Тихонов / Сборник научных трудов «Актуальные проблемы производства. Технология, организация, управление» / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 1995. 80 с.
7. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества / П. П. Кремлевский. – М.: Машиностроение, 1975, 776 с.
8. Шнацкий В. А. Охрана труда, техника безопасности и пожарная профилактика / В .А. Шнацкий, Л.: Судостроение, 1976.
9. Жидецкий В. Ц., Джигерей В. С., Мельников О. В. Основи охорони праці. – Львів: Афiша, 2000. – 350 с.
10. Корчагин В. А. Расчет экономической эффективности новой техники на машиностроительных предприятиях / В. А. Корчагин. К.: Техника, 1980. – 104 с.

					КРМ.142.6222м.06.ПЗ	Лист
						107
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Ім'я користувача:
Oleksiy Gogorenko

Дата перевірки:
04.12.2022 10:32:30 EET

Дата звіту:
04.12.2022 10:35:36 EET

ID перевірки:
1013171059

Тип перевірки:
Doc vs Internet

ID користувача:
100009552

Назва документа: Світенко І.В. 6222м

Кількість сторінок: 108 Кількість слів: 19439 Кількість символів: 133555 Розмір файлу: 6.20 MB ID файлу: 1012936474

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

2.98%
Схожість

Найбільша схожість: 0.92% з Інтернет-джерелом (<https://www.kazedu.kz/referat/41754/1>)

2.98% Джерела з Інтернету

405

Сторінка 110

Пошук збігів з Бібліотекою не проводився

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0%
Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

214

Підозріле форматування

17
сторінок