

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

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

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ТУРБОКОМПАУНДНОЇ
СИСТЕМИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ
ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти



О. Є. Садченко

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Садченку Олександру Євгеновичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження застосування турбокомпаундної системи для підвищення продуктивності дизель-генератора

2. Керівник роботи _____, *д-р техн. наук, професор Тимошевський Б. Г.*
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 01 ” 10 2024 року № 1032-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 1020 кВт; частота обертання колінчатого валу – 900 хв⁻¹; ступінь стиснення – 15,8; температура навколишнього середовища – 20 °С.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Особливості використання двигуна Yanmar 6N21AL-GV як дизельної електростанції; Оцінка вихідних параметрів та характеристик потоків робочих тіл для синтезу робочого процесу двигуна під час його роботи на номінальному режимі; Розробка турбокомпаундної системи для двигуна; Економічна оцінка доцільності впровадження турбокомпаундної системи на двигун; Організація безпеки праці під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Попорений переріз двигуна; Загальний вид турбокоспаудної системи на двигуні;
Схема турбокоспаудної установки; Гідромурта; Графіки залежностей основних
параметрів двигуна

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)

/О. Є. Садченко/

(прізвище та ініціали)

/Б. Г. Тимошевський/

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати модернізації суднового дизеля YANMAR 6N21AL-GV шляхом впровадження системи турбокомпаунду для підвищення енергоефективності та покращення техніко-економічних характеристик двигуна. Базовий двигун має номінальну потужність 1020 кВт при частоті обертання 900 хв^{-1} .

У роботі виконано аналіз конструкції двигуна, моделювання робочого циклу, розрахунок параметрів турбіни турбокомпаунду та гідromуфти, визначення теплового балансу та впливу рекуперації енергії на показники двигуна.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 95 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 14 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: Система турбокомпаунду, рекуперація енергії, тепловий баланс, енергоефективність.

The qualification project presents the results of modernizing the YANMAR 6N21AL-GV marine diesel engine by implementing a turbocompound system aimed at increasing energy efficiency and improving engine performance. The base engine has a rated power of 1020 kW at 900 rpm.

The project includes engine design analysis, working cycle simulation, calculation of turbocompound turbine and hydrodynamic coupling parameters, and evaluation of the thermal balance and energy recovery impact.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 95 pages of explanatory and calculation notes. A total of 14 information sources were used. The graphical part includes 5 drawings in A1 format.

Keywords: Turbocompound system, energy recovery, thermal balance, efficiency improvement.

					КРМ.142.6221мз.11.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Зміст

Вступ.....	5
Розділ 1. Особливості використання двигуна Yanmar 6N21AL-GV як дизельної електростанції.....	6
1.1 Опис об'єкту застосування.....	6
1.2 Опис двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV.....	8
1.3 Оцінка та обґрунтування режимів експлуатації двигуна.....	11
1.4 Основні режими роботи дизель-генераторів.....	12
1.5 Висновок до розділу.....	13
Розділ 2. Оцінка вихідних параметрів та характеристик потоків робочих тіл для синтезу робочого процесу двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV під час його роботи на номінальному режимі	15
2.1 Обрання математичної моделі для розрахунку номінального режиму двигуна.....	15
2.2 Вибір вихідних даних для моделювання двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV.....	16
2.3 Результати моделювання робочого циклу	21
2.4 Висновок до розділу.....	23
Розділ 3. Розробка турбокомпаундної системи для двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV	24
3.1 Вступ.....	25
3.2 Визначення потужності силової турбіни.....	26
3.3 Вибір вихідних даних для розрахунку проточної частини турбіни....	28
3.4 Розрахунок соплового апарату.....	31
3.5 Розрахунок робочого колеса турбіни	33
3.6 Розрахунок ККД та потужності газової турбіни	38
3.7 Розрахунок параметрів двигуна на часткових режимах роботи	40

3.8	Розробка гідродинамічної муфти в системі турбокомпаунда.....	49
3.9	Висновок до розділу.....	53
Розділ 4. Економічна оцінка доцільності впровадження		
	турбокомпаундної системи на двигун Yanmar типу 6N21AL-GV	54
4.1	Обґрунтування доцільності модернізації двигуна Yanmar системою турбокомпаунду	54
4.2	Оцінка економічної ефективності впровадження в експлуатацію розробленого двигуна	55
4.3	Висновок до розділу.....	58
Розділ 5. Організація безпеки праці під час експлуатації двигунів		
	внутрішнього згоряння	60
5.1	Вступ.....	60
5.2	Аналіз шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні..	60
5.3	Оцінка рівня освітленості в машинному відділенні	63
5.4	Висновок по розділу.....	64
	Висновок	66
	Література.....	67

Вступ

Відповідно до завдання кафедри, дана робота передбачає розробку системи «Турбокомпаунду» для двигуна Yanmar 6N21AL-GV, номінальна потужність якого становить 1020 кВт при частоті обертання колінчастого валу 900 хв^{-1} .

Метою проектування системи є підвищення ефективності використання енергії відпрацьованих газів, що дозволить покращити економічні показники двигуна та збільшити його потужність. Це досягається встановленням додаткової силової турбіни після турбіни турбокомпресора.

Відпрацьовані гази, які виходять із турбіни турбокомпресора, зберігають значну частину своєї теплової енергії, що робить їх придатними для подальшого використання в енергетичних процесах. Ці гази мають достатньо високу температуру, яка може бути ефективно перетворена на механічну енергію шляхом встановлення додаткової турбіни, розташованої за турбіною турбокомпресора.

Додаткова турбіна, яку називають силовою, виконує функцію утилізації залишкової енергії відпрацьованих газів. Її основне завдання – передачі отриманої енергії безпосередньо колінчастому валу двигуна, що дозволяє підвищити загальну ефективність роботи двигуна. Завдяки цьому зменшується втрата енергії через відхідні гази, і двигун отримує можливість генерувати більшу потужність за тих самих умов експлуатації. Двигуни, обладнані силовою турбіною, належать до класу «Турбокомпаундних» і вирізняються високим коефіцієнтом корисної дії у порівнянні з традиційними дизельними двигунами.

За результатами моделювання робочого процесу дизельного двигуна Yanmar 6N21AL-GV потужністю 1020 кВт встановлено, що при режимі роботи, близькому до номінального, температура відхідних газів перед турбіною турбокомпресора становить близько 460°C , а на виході – приблизно 290°C . Залишкову теплову енергію газів можна використовувати для генерації додаткової потужності.

					КРМ.142.6221мз.11.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1. Особливості використання двигуна Yanmar 6N21AL-GV як дизельної електростанції

1.1 Опис об'єкту застосування

Дизельна електростанція (ДЕ) – це як стаціонарна, так і мобільна енергетична установка, обладнана електрогенератором, привод якого забезпечується дизельним двигуном внутрішнього згоряння (рис. 1.1).

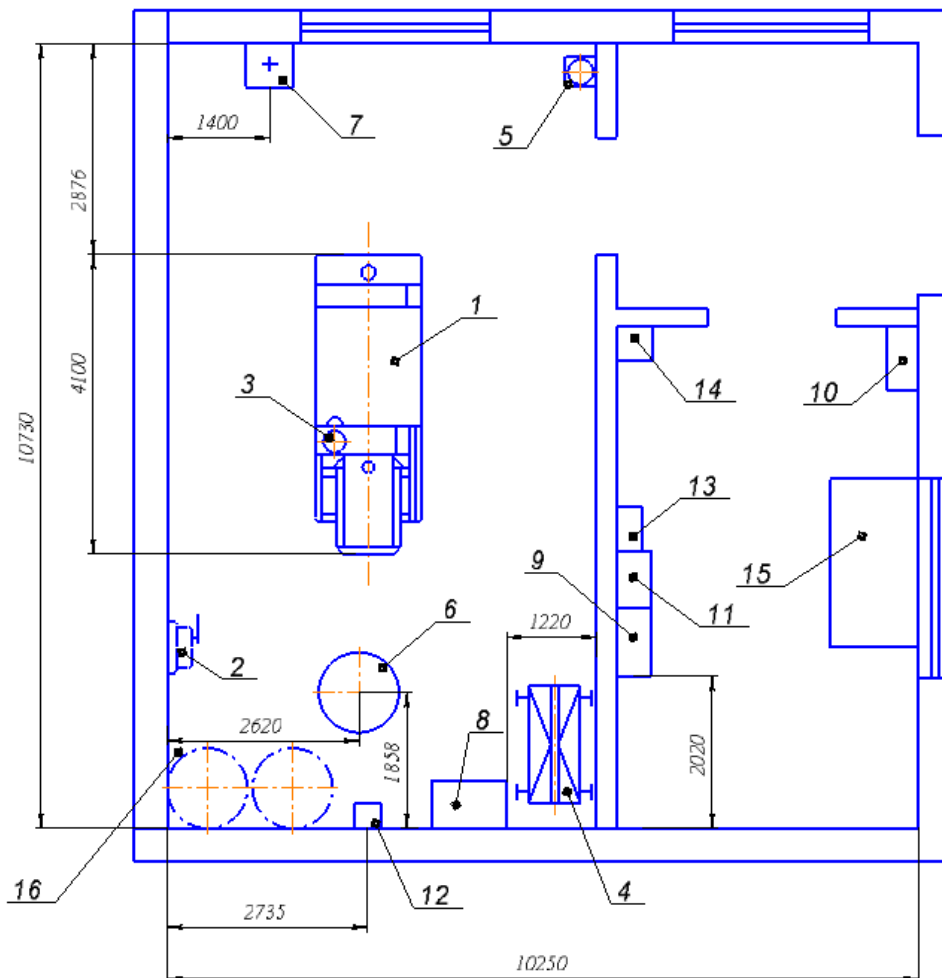


Рис. 1.1. План розміщення обладнання дизельної електростанції

1 – установка дизель-генераторна; 2 – насос ручний; 3 – трубопровід відпрацьованих газів; 4 – козловий кран; 5 – вогнегасник; 6 – даховий вентилятор; 7 – раковина; 8 – щит управління «Щуп»; 9, 10, 11 – навісний розподільний пристрій; 12 – лічильник електричної енергії; 13 – пристрій випрямний; 14 – ящик з акумулятором; 15 – стіл письмовий; 16 – площадка для бочок із маслом

Дизельні електростанції використовуються як автономне, резервне або аварійне джерело електроживлення для забезпечення електроенергією споживачів у різних умовах. Їх широке застосування зумовлене високою надійністю, відносною простотою конструкції та здатністю забезпечувати стабільне електропостачання навіть у разі перебоїв у централізованій електромережі.

Головна перевага дизельного генератора полягає в тому, що його можна використовувати протягом тривалого часу як основне джерело електроенергії. Хоча дизельні двигуни коштують значно дорожче бензинових, їх експлуатаційні витрати є набагато меншими, а термін служби – більшим. Для безперебійного виробництва електроенергії протягом довгого часу оптимальними є двигуни, що працюють на низьких обертах (до 1500 об/хв), оскільки вони відрізняються зниженою шумністю та підвищеною надійністю. Вважається, що для нормальної роботи підключеного обладнання навантаження має становити від 25 до 85 % від номінальної потужності. При роботі потужних агрегатів на холостому ходу може виникати утворення нагару на клапанах або коксування кілець, що, у свою чергу, призводить до перебоїв у подачі електроенергії. З метою профілактики рекомендується кожні 100 годин проводити сеанси роботи (не довше двох годин) із повним, 100%-ним навантаженням. На відміну від резервних електростанцій, які досягають номінальних оборотів за кілька хвилин, основним електростанціям потрібно більше часу для набору повної потужності, проте після цього вони здатні працювати без зупинок стільки, скільки дозволяють запаси палива. Стандартний паливний бак для електростанцій великої потужності розрахований приблизно на 8 годин роботи, а при необхідності збільшення запасу палива можна легко встановити додаткові баки.

Основним елементом як пересувних, так і стаціонарних дизельних електростанцій є дизель-генератор, який встановлено на єдиній зварній рамі. Первинний двигун-дизель та генератор, що перетворює механічну енергію двигуна в електричну, з'єднані між собою за допомогою жорсткої муфти.

					КРМ.142.6221мз.11.01.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Основним елементом дизельної електроустановки (станції або агрегату) є дизель-генератор, що включає дизельний двигун, трифазний електрогенератор змінного струму, а також системи охолодження, мастильну систему, подачу палива та пульти управління.

На дизельних електростанціях використовують генератори типів СГД (синхронний генератор, дизельний), ЕСС (єдиної серії з самозбудженням) тощо.

Окрім дизель-генератора, ДЕ також включає:

- системи охолодження дизельного двигуна (насоси, баки, трубопроводи);
- системи живлення паливом (паливні баки, насоси, трубопроводи);
- системи змащення (олійні баки, масляні радіатори, насоси, маслопроводи);
- системи запуску (електричний стартер, акумуляторна батарея, зарядний генератор або пневматичний стартер з компресорами, пускові клапани, трубопроводи);
- системи підігріву (підігрівачі, лампи, змішувачі, опалювально-вентиляційне обладнання);
- щити управління, захисту та сигналізації дизель-генераторів з комплектом з'єднувальних кабелів;
- щити розподілу електроенергії до споживачів;
- акумуляторну батарею з випрямлячами для її підзарядки, яка забезпечує запуск дизеля та живлення постійним струмом схем управління, сигналізації і збудження.

1.2 Опис двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV

Двигун Yanmar 6N21AL-GV – це рядний чотиритактний дизельний двигун з 6 циліндрами та турбонаддувом, який використовується як дизель-генераторна установка. Поперечний переріз двигуна Yanmar 6N21AL-GV представлений на рис. 1.2.

					KPM.142.6221мз.11.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

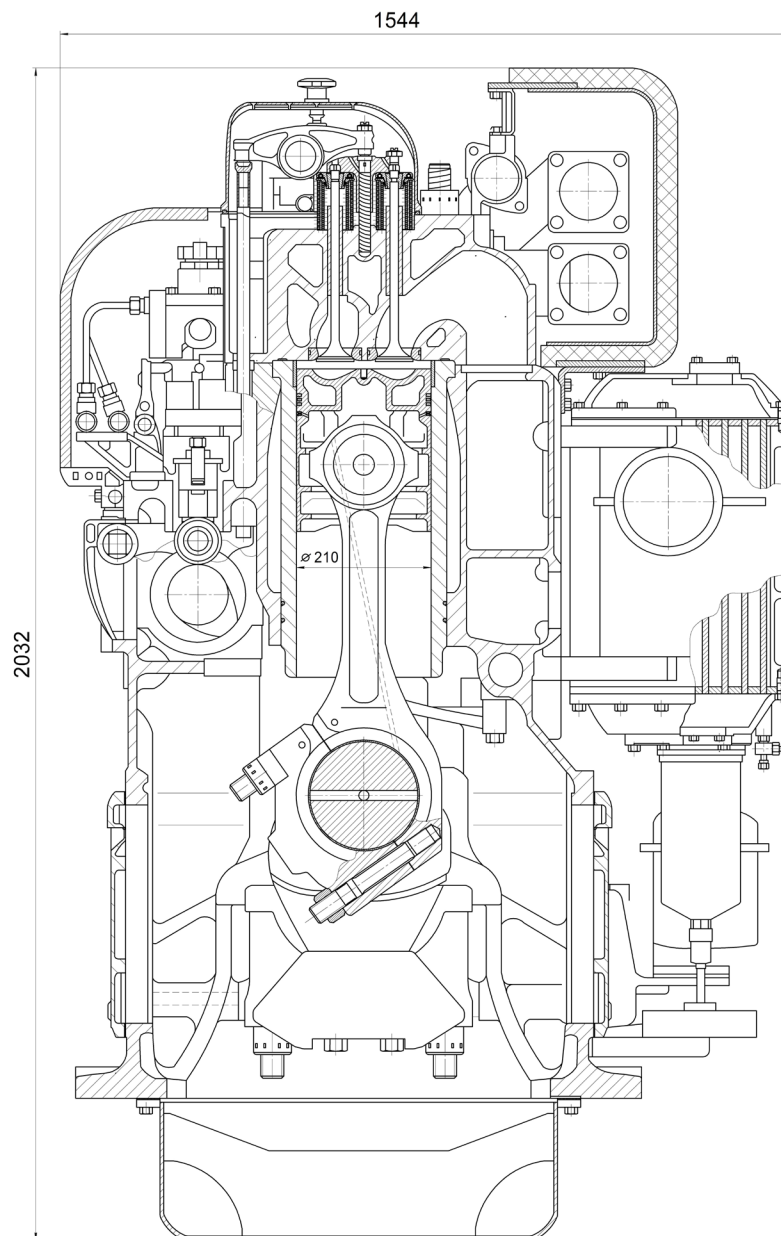


Рис. 1.2. Поперечний переріз двигуна Yanmar 6N21AL-GV

Таблиця 1.1. Специфікаційна характеристика двигуна 6N21AL-GV

Параметр, од. виміру		Значення
Тип двигуна		Вертикальний, 4-х тактний, із водяним охолодженням
Потужність, кВт		1020
Кількість циліндрів		6
Діаметр циліндра, мм		210
Хід поршня, мм		290
Об'єм циліндрів двигуна, л		60,28
Ступінь стиснення		15,8
Оберти колінчатого валу, хв ⁻¹		900
Напрямок обертання колінчатого валу		Проти годинникової стрілки
Порядок роботи циліндрів		1-4-2-6-3-5-1
Система наддуву		Турбокомпресор без охолодження
Система запуску		Запуск стисненим повітрям
Розміри двигуна	Довжина, мм	3,166
	Ширина, мм	1,544
	Висота, мм	2,032
Маса двигуна, кг		8620

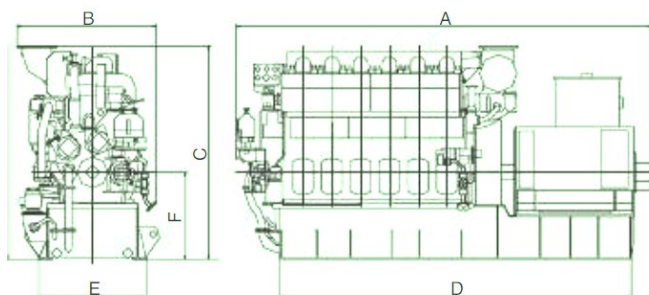


Рис. 1.3. Габаритні розміри дизель-генератора

Таблиця 1.2. Габаритні розміри дизель-генератора (див. рис. 1.3)

Характерний розмір	Одиниця виміру	Значення
A	мм	4872
B	мм	1545
C	мм	2420
D	мм	4110
E	мм	1190
F	мм	955

1.3 Оцінка та обґрунтування режимів експлуатації двигуна

Оцінка та обґрунтування режимів експлуатації двигуна є надзвичайно важливим аспектом для забезпечення його максимальної ефективності, економічності та довговічності. При визначенні оптимальних режимів роботи враховують як технічні характеристики агрегату, так і умови його експлуатації. Основними параметрами, що впливають на вибір режимів, є частота обертання, навантаження, температурний режим, а також тривалість роботи двигуна під навантаженням. Сучасні системи автоматичного регулювання дозволяють адаптувати режим роботи до змін зовнішніх умов, що сприяє зниженню витрат палива та мінімізації механічного зносу компонентів. Оптимальна частота обертання забезпечує більш ефективне згоряння палива і сприяє повнішому використанню енергії, водночас надто високі або низькі оберти можуть призвести до неефективного використання палива та пришвидшеного зносу агрегату.

Навантаження двигуна має перебувати в межах рекомендованого діапазону, що зазвичай становить від 25 до 85 % від номінальної потужності. Робота поза цими межами може викликати як перевантаження агрегату, так і неефективну роботу при низькому навантаженні, що сприяє накопиченню нагару та негативно впливає на роботу систем змащення. Контроль температурного режиму також є критичним: стабільність температури робочих газів і охолоджувальної рідини дозволяє уникнути перегріву, який може стати причиною серйозних несправностей двигуна. Сучасні системи моніторингу температури дають змогу оперативно виявляти відхилення від нормальних показників і своєчасно вживати заходів для їх корекції.

Регулярне профілактичне обслуговування, що включає перевірку систем змащення, охолодження та живлення паливом, сприяє підтриманню оптимальних режимів роботи та подовженню експлуатаційного ресурсу двигуна. Профілактичні заходи, зокрема сеанси роботи з повним навантаженням, допомагають виявити потенційні несправності до їх переходу у критичний стан, запобігаючи аварійним ситуаціям. Також варто зазначити, що застосу-

вання інноваційних систем управління і моніторингу дозволяє адаптувати режими роботи двигуна до сезонних змін температури та варіацій якості палива, що позитивно впливає на економічність і надійність експлуатації агрегату.

Комплексний підхід до оцінки режимів експлуатації двигуна, що включає детальний аналіз технічних параметрів, умов навколишнього середовища та рекомендацій виробника, забезпечує безперебійну і безпечну роботу агрегату протягом всього терміну експлуатації. Це дозволяє не лише підвищити ефективність роботи двигуна, але й знизити витрати на обслуговування, що є особливо важливим для великих енергетичних установок, де стабільність та економічність роботи мають першорядне значення.

1.4 Основні режими роботи дизель-генераторів

Основні режими роботи дизель-генератора охоплюють широкий спектр умов, що визначають ефективність, надійність та економічність його експлуатації. У нормальному режимі роботи дизель-генератора двигун працює в оптимальному діапазоні обертів та навантаження, що забезпечує стабільну подачу електроенергії та ефективне згоряння палива. При цьому двигун підтримує задану робочу температуру, що сприяє мінімізації механічного зносу та запобігає перегріву, а системи охолодження та змащення працюють у синхронному режимі, забезпечуючи безперебійну роботу агрегату.

У режимі часткового навантаження дизель-генератор може працювати з меншим відсотком від номінальної потужності, що дозволяє адаптувати його до потреб споживача в умовах зниженого попиту на електроенергію. Однак при тривалому перебуванні в цьому режимі може виникнути ризик неефективного згоряння палива та утворення нагару, що вимагає періодичного переведення агрегату в повне навантаження для профілактики можливих пошкоджень внутрішніх компонентів двигуна.

Перевантаження є ще одним важливим режимом, який застосовується тимчасово для задоволення пікових потреб електропостачання, однак постій-

					КРМ.142.6221мз.11.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

не перебування в цьому режимі може призвести до перевищення робочих параметрів двигуна, що негативно впливає на його експлуатаційні характеристики та скорочує термін служби агрегату.

Для забезпечення стабільності роботи дизель-генератора важливо правильно регулювати навантаження та частоту обертання двигуна, що дозволяє зберігати баланс між виробленням електроенергії та зносом деталей. Режим холостого ходу, коли двигун працює без навантаження, також має значення, оскільки він використовується для розігріву агрегату та підтримання його готовності до роботи, проте тривале перебування в цьому режимі може негативно позначитися на ефективності згоряння та утворенні відкладень в системі змащення.

В сучасних дизель-генераторах часто застосовуються системи автоматичного регулювання, що дозволяють оперативно коригувати режими роботи залежно від змін зовнішніх умов та вимог споживачів, що забезпечує оптимальний баланс між потужністю, економічністю та ресурсом служби агрегату.

Таким чином, розуміння та правильне управління основними режимами роботи дизель-генератора є ключовим чинником для забезпечення його ефективної експлуатації, довговічності та безпеки в умовах змінних навантажень та експлуатаційних вимог.

1.5 Висновок до розділу

Узагальнюючи розділ можна відзначити, що об'єкт застосування таких електростанцій характеризується високими вимогами до надійності, економічності та тривалості експлуатації. Двигун Yanmar 6N21AL-GV, завдяки своїм технічним характеристикам та конструктивним особливостям, забезпечує ефективну роботу як в умовах нормального експлуатаційного режиму, так і під час пікових навантажень. Аналіз режимів роботи двигуна та дизель-генератора демонструє, що оптимальний баланс між робочими параметрами, такими як оберти, навантаження та температурний режим, є ключовим чин-

					КРМ.142.6221мз.11.01.ПЗ	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ником для досягнення високої продуктивності та мінімізації зносу агрегату. Сучасні системи регулювання та моніторингу дозволяють оперативно адаптувати режим роботи до змін зовнішніх умов, що сприяє підвищенню ефективності роботи та зниженню експлуатаційних витрат.

Таким чином, використання двигуна Yanmar 6N21AL-GV як дизельної електростанції є обґрунтованим рішенням, яке дозволяє забезпечити надійне електропостачання з високою економічністю та тривалим експлуатаційним ресурсом агрегату.

					КРМ.142.6221мз.11.01.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2. Оцінка вихідних параметрів та характеристик потоків робочих тіл для синтезу робочого процесу двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV під час його роботи на номінальному режимі

2.1 Обрання математичної моделі для розрахунку номінального режиму роботи двигуна

Проектування додаткової силової турбіни для двигуна має супроводжуватися проведенням розрахунку його теплового балансу. Математична модель, що застосовується для цих розрахунків, повинна адекватно відображати процеси теплообміну між робочим тілом та стінками циліндра, а також точно враховувати вплив параметрів системи випуску відпрацьованих газів (зокрема, t_t та t_{zt}) на хід робочого циклу двигуна та характеристики системи випуску газів.

Даним вимогам повністю відповідає математична модель робочого циклу турбопоршневого ДВС, розроблена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК, яка входить до складу програмного пакету «Бліц-PRO». Модель реалізована у середовищі програмування Visual Basic Access, інтегрованому в Microsoft Excel. Такий вибір середовища пояснюється вдалою комбінацією можливостей повноцінної мови програмування (Visual Basic Access) та зручністю створення користувацького інтерфейсу за допомогою Microsoft Excel.

Основою для розрахунку робочого циклу турбопоршневого двигуна є диференціальна форма рівняння першого закону термодинаміки, застосованого до відкритої термодинамічної системи

$$dQ \pm \sum_1^n i_j dm_j = d(mu) + pdV$$

де dQ – елементарна кількість теплоти, підведеної до системи; dm_j , $i_j dm_j$ – елементарні маса та ентальпія, що надходять (+), або покидають (–) систему.

Після череди послідовних перетворень, був отриманий узагальнений вираз для визначення збільшення тиску в залежності від кута повороту кулішчатого валу у відкритій термодинамічній системі, який взаємодіє із n_1 тер-

модинамічними системами та обмінюється теплом із n_2 теплосприймаючими поверхнями. В основу застосованого алгоритму покладено чисельне інтегрування цього рівняння разом із рівняннями матеріального балансу та стану ідеального газу.

$$\frac{dp}{d\phi} = p \left(\frac{\frac{dI_T}{d\phi} + \sum_1^{n_1} \frac{dI_j}{d\phi}}{c_v T m} + \frac{\frac{dQ_x}{d\phi}}{c_v T m} - \sum_1^{n_2} \frac{\frac{dQ_{cti}}{d\phi} + \frac{dQ_{i.T}}{d\phi}}{c_v T m} - k \frac{d \ln V}{V d\phi} + \frac{dv}{m/\mu} - \frac{c_{vm}}{c_v} \frac{\sum_1^{n_1} dm_j + dm_T}{m d\phi} - \frac{\frac{d(c_v)_T}{d\phi}}{c_v} \right)$$

В даному рівнянні dI_j , dm_j – елементарні ентальпія та маса, які надходять або залишають відкриту термодинамічну систему спільно із j -й системою; dI_T , dm_T – елементарні ентальпія та маса палива, що випаровується; dQ_x – енергія, яка виділяється при згорянні дизельного пального; dQ_{ct} – теплота, що відводиться в стінки; $dQ_{i.T}$ – теплота, яка втрачається на прогрів і випаровування палива; $d(c_v)_T$ – збільшення дійсної теплоємності внаслідок зміни якості робочого тіла.

2.2 Вибір вихідних даних для моделювання двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV

Як паспортні дані двигуна для налаштування математичної моделі було використано всі доступні параметри з керівництва з експлуатації двигуна, які подано в таблицях 2.1...2.5.

Таблиця 2.1. Паспортні дані двигуна для ЦПГ

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Діаметр циліндра	мм	D_{cyl}	210
Хід поршня	мм	S_{pist}	290
Кількість циліндрів	-	i_{cyl}	6
Степінь стиснення	-	ε	15,8
Кривошипно-шатунне відношення	-	λ_{crank}	0,266
Товщина стінки циліндра	мм	δ_{lin}	20
Товщина стінки тронка поршня	мм	δ_{pist}	2,6
Товщина стінки головки поршня	мм	δ_{head}	19
Товщина стінки випускного колектора	мм	$\delta_{exh.wall}$	7

Таблиця 2.2. Паспортні дані двигуна для впускних клапанів

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Діаметр головки клапана	мм	$D_{int.v}$	69
Найменший діаметр впускного трубопроводу	мм	$d_{int.s}$	57
Діаметр стержня клапана	мм	$d_{int.v.sp}$	15
Кількість клапанів	-	$N_{int.v.}$	2
Довжина посадочного місця	мм	$b_{int.v}$	10
Хід клапана	мм	$h_{int.v}$	17
Кут сидіння клапана	°	$\alpha_{int.v.s}$	40
Мінімальне значення коефіцієнта розряду	-	$\mu_{int.v}$	0,85
Впускний клапан відкривається до ВМТ	°	φ_{IVO}	65
Впускний клапан закривається за НМТ	°	φ_{IVC}	45
Тривалість відкриття впускного клапана	°	$\varphi_{i.o.t}$	80
Тривалість закриття впускного клапана	°	$\varphi_{i.c.t}$	80

Таблиця 2.3. Паспортні дані двигуна для випускних клапанів

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Діаметр головки клапана	мм	$d_{exh.v}$	67
Найменший діаметр впускного трубопроводу	мм	$d_{exh.s}$	57
Діаметр стержня клапана	мм	$d_{exh.v.sp}$	15
Кількість клапанів	-	$N_{exh.v.}$	2
Довжина посадочного місця	мм	$b_{exh.v}$	8
Хід клапана	мм	$h_{exh.v}$	17
Кут сидіння клапана	°	$\alpha_{exh.v.s}$	40
Мінімальне значення коефіцієнта розряду	-	$\mu_{exh.v}$	0,743
Випускний клапан відкривається до НМТ	°	φ_{EVO}	70
Випускний клапан закривається за ВМТ	°	φ_{EVC}	60
Тривалість відкриття випускного клапана	°	$\varphi_{e.o.t}$	90
Тривалість закриття випускного клапана	°	$\varphi_{e.c.t}$	90

Таблиця 2.4. Паспортні дані двигуна для паливної системи

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Момент першого впорскування (до ВМТ)	°	$\varphi_{start.inj}$	0
Тривалість першого впорскування	°	φ_{inj}	15
Кількість отворів для впорскування палива	-	$i_{inj.holes}$	10
Діаметр отворів для впорскування	мм	$d_{inj.holes}$	0,30

Таблиця 2.5. Паспортні дані двигуна для системи наддуву

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Втрата тиску в системі впуску	Па	$\Delta p_{int,f}$	300
Втрати тиску у вихлопній системі	Па	Δp_t	300
Область потоку на впускному колекторі	м ²	μF_s	0,04952
Область потоку на випускному колекторі	м ²	μF_t	0,0212
Відносний об'єм випускного колектору	-	$V_{exh.m.}/V_s$	2,05
Кількість циліндрів об'єднана одним випускним колектором	-	$i_{cyl.lexh}$	3
Еквівалентний діаметр випускного колектору	мм	$d_{exh.eqv}$	100
Відносний об'єм впускного колектору	-	$V_{int.m.}/V_s$	4,95
Кількість циліндрів об'єднана одним впускним колектором	-	$i_{cyl.lint}$	6
Еквівалентний діаметр впускного колектору	мм	$d_{int.eqv}$	140
Довжина впускного трубопроводу	мм	$L_{int,p}$	255
Діаметр впускного трубопроводу	мм	$d_{int.pipe}$	70
Довжина випускного трубопроводу	мм	$L_{exh,p}$	210
Діаметр випускного трубопроводу	мм	$d_{exh,p}$	66

Інші дані, яких не буди зазначені в паспорті на двигун, були прийняті для моделювання з проміжку рекомендованих значень для кожного параметру, або взяті з довідників двигунів-прототипів. Всі ці дані занесені в табл. 2.6...2.8

Таблиця 2.6. Підібрані дані для ЦПГ

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Загальна маса поздовжньо-рухомих деталей	кг	m_{osc}	44
Загальна маса обертово-рухомих деталей	кг	m_{rot}	68
Коефіцієнт тертя для статичного тертя	Па	a_{fr}	7500
Коефіцієнт тертя навантаження на циліндр	кПа/МПа	b_{fr}	5
Коефіцієнт тертя для швидкості двигуна	кПа/хв ⁻¹	c_{fr}	40
Множник	-	A	94
Коефіцієнт газообмінних процесів	-	C_1	6,19
Фактор для зазначених процесів	-	C'_1	2,29
Фактор для зазначених процесів	-	C_2	3,45
Частка теплоти тертя, що передаються в охолоджуючу рідину	%	$a_{fr.w}$	0,52
Частка теплоти тертя, переданого маслу	%	$a_{fr.oil}$	0,52
Коефіцієнт теплопровідності на стінці циліндрів	Вт/(м·К)	λ_{lin}	40
Коефіцієнт теплопровідності поршневої стінки	Вт/(м·К)	λ_{pist}	40
Коефіцієнт теплопровідності головки стінки циліндра	Вт/(м·К)	λ_{head}	40
Додатковий тепловий опір від відкладень на стінці циліндра	м ² ·К/кВт	R_{lin}	0,3
Додатковий тепловий опір від сажі	м ² ·К/кВт	R_{pist}	0,3
Додатковий тепловий опір від відкладень на головці блоку	м ² ·К/кВт	R_{head}	0,3

циліндрів			
Коефіцієнт теплопередачі від стінки циліндра до охолоджуючої рідини	кВт/(м ² ·К)	α_{lin}	2,55
Коефіцієнт теплопередачі від стінки поршня до охолоджуючої рідини	кВт/(м ² ·К)	α_{pist}	0,8
Коефіцієнт теплопередачі від головної стінки до вимірювача охолодження	кВт/(м ² ·К)	α_{head}	2,2
Температура охолоджуючої рідини на стінці циліндрів	К	$T_{w.lin}$	355
Температура охолоджуючої рідини на поршневій стінці	К	$T_{w.pist}$	365
Температура охолоджуючої рідини на головці стінки циліндрів	К	$T_{w.head}$	355
Теплопровідність стінок випускних колекторів	кВт/(м·К)	λ_{exh}	0,04
Коефіцієнт теплоізоляції	Вт/(м·К)	λ_{ins}	0,005
Коефіцієнт коригування коефіцієнта теплопередачі від газів до стінок різноманіття	-	C_{ext}	0,38
Додатковий термічний опір від відкладень сажі на поверхні випускних колекторів	м ² ·К/кВт	$R_{wall.exh}$	5
Коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої стінки випускного колектору до охолоджуючої рідини	Вт/м ² ·К	$\alpha_{w.exh}$	50
Температура вимірювача охолодження для випускного колектору	К	$T_{w.exh}$	318

Таблиця 2.7. Підібрані дані для паливної системи

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Нижча теплота згорання палива	кДж/кг	Q_l	42600
Енергія активації палива	кДж/кмоль	E_a	22600
Цетанове число	-	CN	45
Частка вуглецю в паливі	-	g_C	0,874
Частка водню в паливі	-	g_H	0,125
Частка кисню в паливі			0,001
Щільність палива	кг/м ³	ρ_{fuel}	860
Динамічна в'язкість палива	Па·с	μ_{fuel}	0,00345
Поверхневий натяг палива	Н/м	σ_{fuel}	0,029
Молярна маса палива	кг/кмоль	$\mu_{mass.fuel}$	220
Температура палива в форсунці	°С	t_{fuel}	55
Кількість отворів в форсунці	-	$i_{inj.holes}$	10
Діаметр отворів в форсунці	мм	$d_{inj.holes}$	0,30
Коефіцієнт у формулі для середнього діаметра крапель	-	E_C	1,36
Константа часу випаровування великих крапель введеного палива	-	$A_{z.i}$	10
Кількість експонент для мультиплікатора швидкості випаровування Y (включаючи вплив вихрового руху повітря в кінці стиснення)	-	m_Y	0,36
Коефіцієнт у формулі для довжини дизеля	-	D_f	4
Коефіцієнт конусного кута паливного спрею	-	A_{st}	0,006
Зменшення швидкості випаровування палива завдяки взаємодії аерозолів з стінками камери згорання	-	X_o	0,75

Фактори створення моделі згоряння	-	a_0	6200
	-	a_1	0,008
	-	a_2	12
	-	b_0	0,06
	-	m_{comb}	0,66
Додатковий час для використання рівнянь для згоряння в період впорскування	мс	$\Delta\tau_k$	0,30
Відносний кут нахилу від горіння до мінімуму функції повітряного використання	-	Φ_{z0}	0,40
Мінімальне значення для функції повітряного використання	-	$\xi_{a.c0}$	0,35
Незгоріла паливна фракція	-	$\Delta_{U,F}$	0,02
Коефіцієнти для констант швидкості реакції формування NO	-	A_{1p}	$13,6 \cdot 10^{-13}$
	-	B_{1p}	315700
	-	A_{1r}	$3,12 \cdot 10^{-13}$
	-	B_{1r}	1670
	-	A_{2p}	$1,33 \cdot 10^{-13}$
	-	B_{2p}	29600
Коефіцієнти прогнозування утворення сажі. δ_d - частина паливної крапельки, яка утворює сажу.	-	B_{1soot}	0,004
	-	$B'_{2soot}\delta_d$	0,0017
	-	$B''_{2soot}\delta_d$	0,0028
	-	B_{3soot}	$3,1 \cdot 10^6$
Коефіцієнт для корекції швидкості концентрації сажі за рахунок збільшення об'єму циліндра	-	B_{4soot}	0,76
Константи розподілу однорідності для ін'єкцій	-	n_{disp}	3

Таблиця 2.8. Підібрані дані для системи наддуву

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Температура навколишнього середовища	К	t_0	293
Тиск навколишнього середовища	Па	p_0	101300
Вологість атмосферного повітря	%	φ_{air}	40
Нерівність внутрішньої стінки впускного ресивера	мм	$R_{a.int}$	0,18
Нерівність внутрішньої стінки випускного колектора	мм	$R_{a.exh}$	0,18
Коефіцієнт збільшення тиску наддувного повітря	-	Π_k	3,5397
Температура теплоносія на вході повітряного охолодження	К	$T_{w1.CAC}$	299
Адіабатний ККД компресора	-	$\eta_{ad.c}$	0,84
Ефективний ККД турбіни	-	$\eta_{e.t}$	0,82
Еквівалентна площа потоку турбіни	м ²	μF_{turb}	0,00227

2.3 Результати моделювання робочого циклу

Результати моделювання робочого циклу двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV представлені в графічній формі і описують поведінку двигуна протягом його роботи.

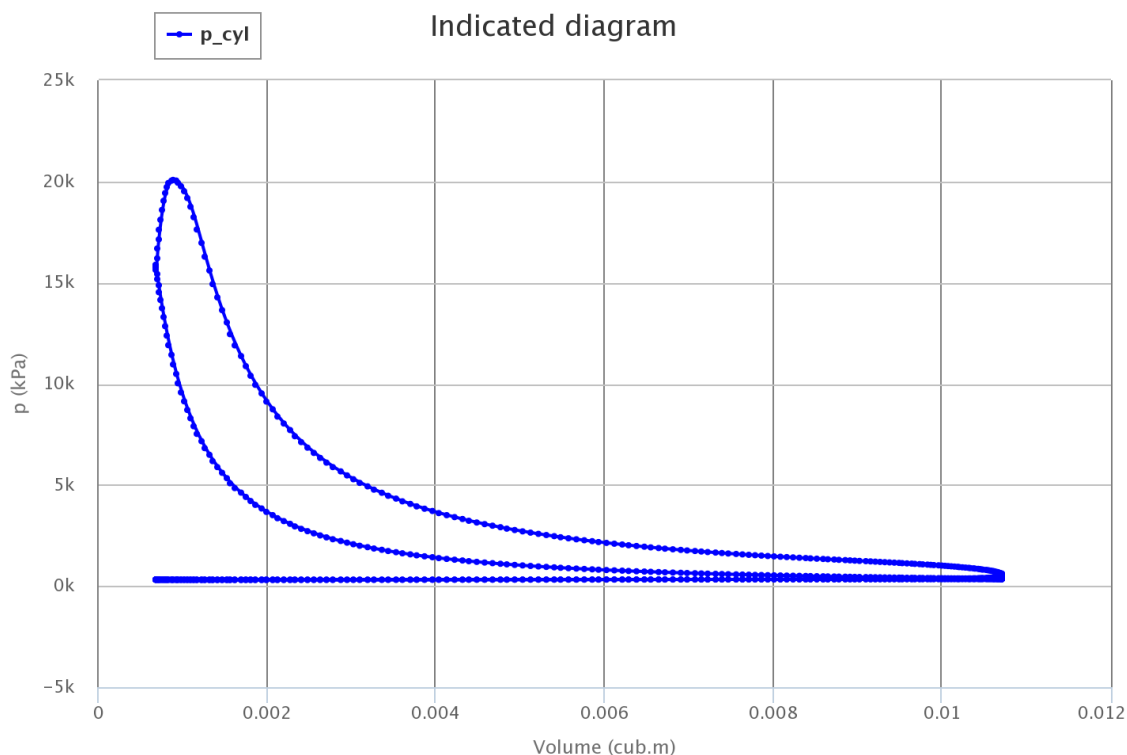


Рис. 2.1. Згорнута індикаторна діаграма двигуна YANMAR типу 6N21AL-GV

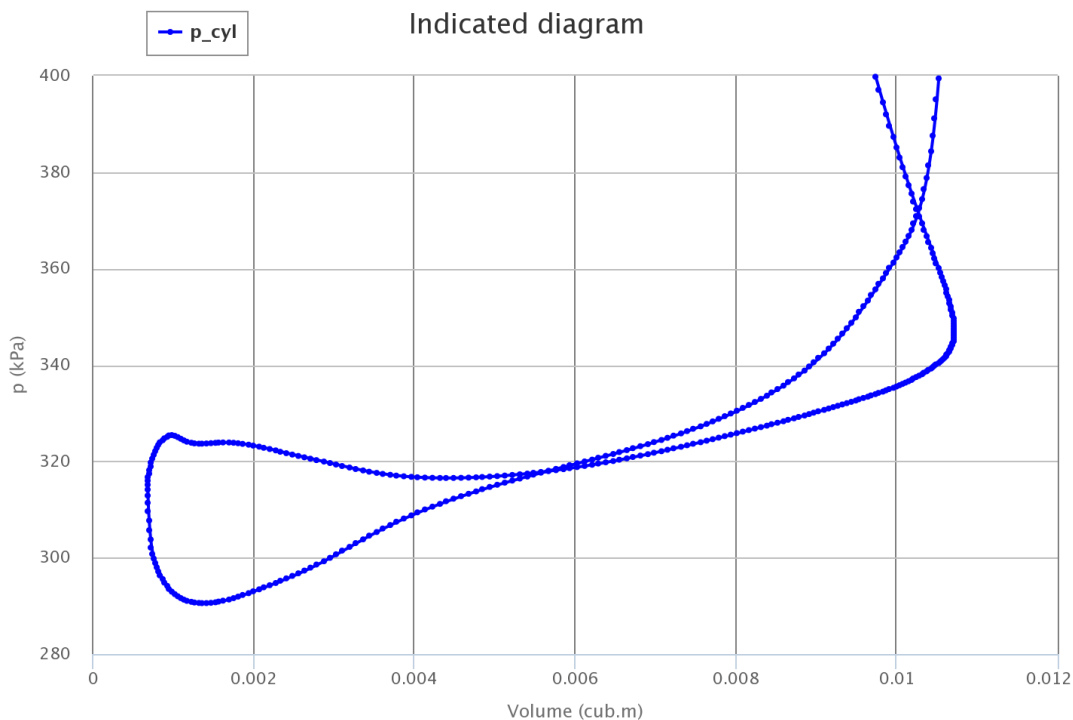


Рис 2.2. Такти наповнення та випуску на індикаторній діаграмі

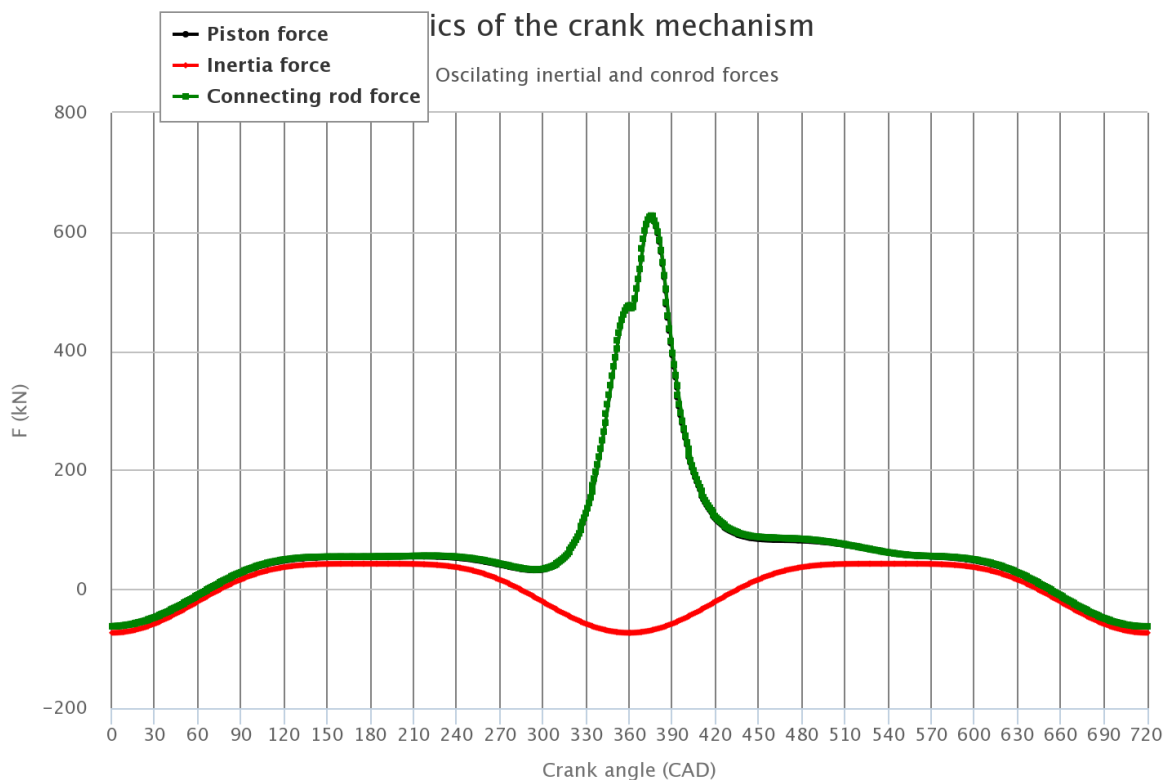


Рис. 2.3. Залежність сили від тиску газів, сили інерції та рухомої сили від кута повороту колінчастого валу (φ)

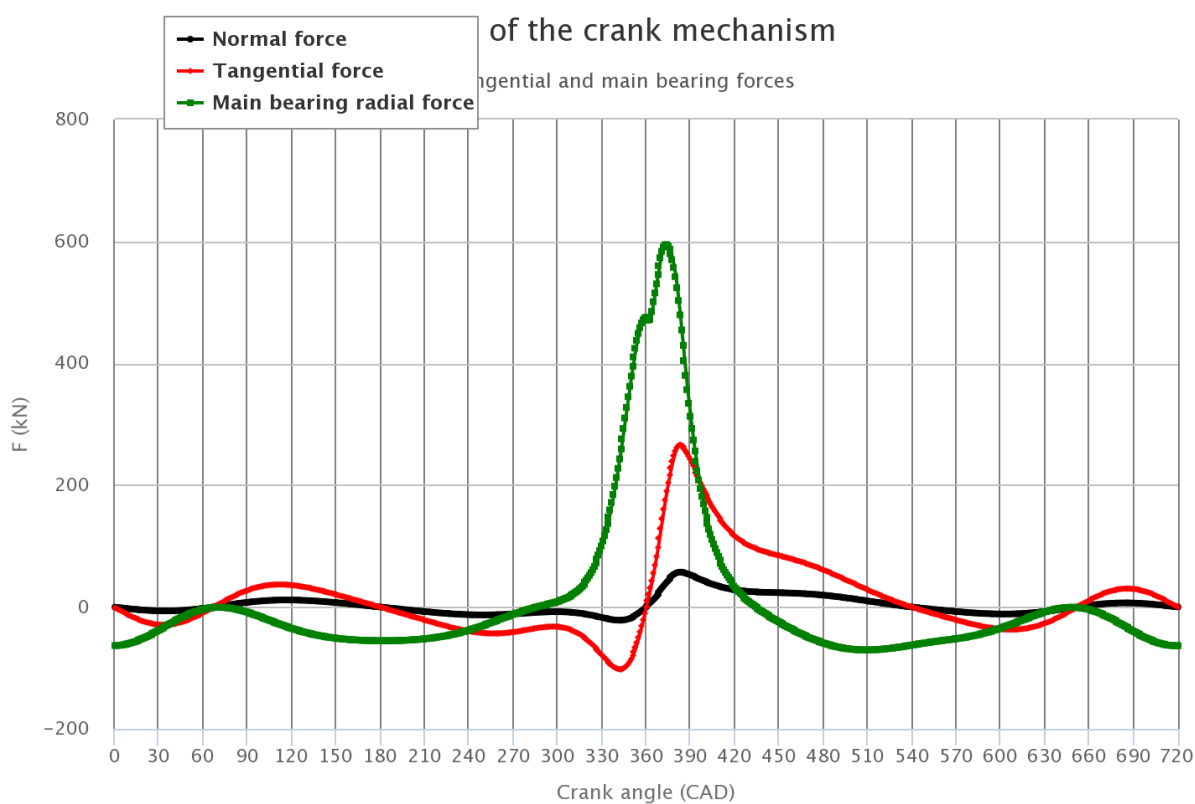


Рис. 2.4. Залежність бічної, радіальної та тангенціальної сил від кута повороту колінчастого валу (φ)

2.4 Висновок до розділу

У результаті моделювання робочого циклу двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV були визначені основні параметри, що використовуються у подальших у розрахунках турбокомпаундної системи. Ці параметри наведено в таблиці 2.9, і забезпечують необхідну інформацію для аналізу ефективності роботи двигуна та проєктування додаткової силової турбіни.

Таблиця 2.9. Основні параметри отримані з розрахунку

Параметр	Одиниця вимір.	Познач.	Значення
Питома витрата палива	кг/(кВт·год)	g_e	0,1891
Коефіцієнт надлишку повітря	-	α	2,28
Кількість оксидів азоту у вихлопних газах	г/кВт·год	g_{NO}	1,19
Масова витрата випускних газів	кг/с	G_{exh}	2,078
Середня температура у випускному трубопроводі	°C	t_t	444,18
Температура газів на виході з турбіни	°C	t_{zt}	302,65
Максимальний тиск в циліндрі	МПа	p_z	20,067
Максимальна температура в циліндрі	°C	t_z	1545,21
Механічний ККД	%	η_m	91,46
Ефективний ККД	%	η_e	44,48

Ці дані є основою для подальших розрахунків і оптимізації турбокомпаундної системи, спрямованої на підвищення економічності та потужності двигуна. Використання зазначених параметрів дозволяє розробити систему, яка забезпечить максимальну ефективність при заданих умовах експлуатації.

3. Розробка турбокомпаундної системи для двигуна

Yanmar типу 6N21AL-GV

При роботі дизельного двигуна енергетичні втрати можна умовно поділити на дві категорії: втрати, пов'язані з механічними процесами, і втрати, пов'язані з тепловими процесами. Дизельні двигуни вважаються одними з найбільш економічних, оскільки їхній коефіцієнт корисної дії може сягати 50...51 %. Проте навіть у цих двигунах значна частина теплової енергії не використовується: від 30 до 40 % енергії витрачається на формування вихлопних газів, а ще 10...20 % втрачається через системи охолодження, що використовують воду та масло.

Окрім звичних методів підвищення потужності та економічності дизельних двигунів, таких як оптимізація робочого процесу та збільшення ККД агрегатів наддуву, активно досліджуються альтернативні схеми комбінованих установок. Одним із шляхів подальшого покращення потужності і експлуатаційних характеристик сучасного дизеля є впровадження системи газотурбінного наддуву, що використовує вільний турбокомпресор у поєднанні із силовою турбіною – так звану турбокомпаундну систему. Перевага цієї схеми полягає, по-перше, у більш повному використанні енергії відпрацьованих газів, а по-друге, у тому, що потужність, яку виробляє силова турбіна, може бути спрямована як на збільшення загальної потужності двигуна, так і на розвантаження його поршневої частини. Це, в свою чергу, сприятиме підвищенню надійності та продовженню експлуатаційного ресурсу циліндро-поршневої групи двигуна.

Відпрацьовані гази, що залишають турбіну турбокомпресора, зберігають високу температуру, що дозволяє використовувати їх для приводу додаткової турбіни. Ця турбіна передає свою енергію на колінчастий вал двигуна, завдяки чому система набуває назви силової, а сам двигун, обладнаний такою турбіною, класифікується як турбокомпаундний. За результатами моделювання робочого циклу дизельного двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV потуж-

					КРМ.142.6221мз.11.03.ПЗ	Лист
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ністю 1020 кВт встановлено, що при номінальному режимі роботи температура відпрацьованих газів на вході в турбіну турбокомпресора становить приблизно 450 °С, а на виході – близько 300 °С. Енергію газів із такою температурою можна використати для отримання додаткової потужності. Однак встановлення силової турбіни спричиняє підвищення опору у випускному тракті, що збільшує роботу виштовхування газів і забезпечує приріст потужності лише на 5...8 %. Підвищення ефективності використання силової турбіни можливе за рахунок впровадження заходів щодо зниження тепловтрат у системі охолодження, що сприяє збереженню вищої температури відпрацьованих газів.

Для впровадження турбокомпаундної системи в конструкцію двигуна потрібно забезпечити зв'язок силової турбіни із задньою частиною колінчастого валу. Як правило, це здійснюється за допомогою триступенчатого редуктора з передатним числом від 25 до 30 (див. рис. 3.1).

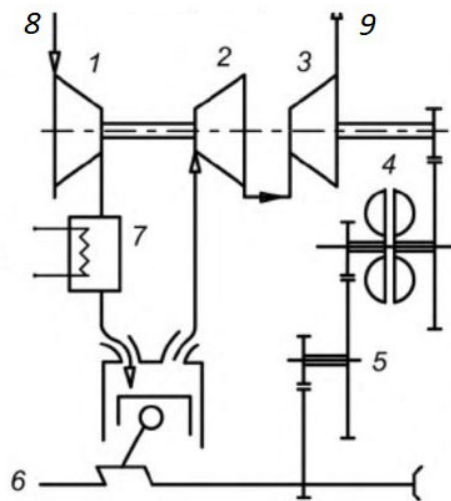


Рис. 3.1. Схема турбокомпаундного двигуна

1 – компресор; 2 – турбіна турбокомпресора; 3 – турбіна силова;
4 – гідромуфта; 5 – редуктор; 6 – вал колінчастий; 7 – охолоджувач наддувного повітря; 8 – вхід атмосферного повітря; 9 – вихід відхідних газів

Оскільки задня частина колінчастого валу зазнає максимальних крутильних коливань, для захисту редуктора та силової турбіни від пошкоджень

необхідно встановлювати гідромурфту, що згладжує крутильні коливання. Крім того, гідромурфта може відключати привід силової турбіни при низьких навантаженнях, коли її робота є неефективною.

Кожна технічна система має свої переваги та недоліки. Серед плюсів турбокомпаундної системи, окрім вже згаданих, можна відзначити зниження витрати палива на 3 % при тривалій роботі двигуна в режимі номінальної потужності; підвищення тиску у випускному колекторі, що спричиняє збільшення кількості вихлопних газів, що залишаються в циліндрі під час продувки – це можна розглядати як внутрішню систему рециркуляції відпрацьованих газів (EGR), що сприяє зменшенню викидів, зокрема NO_x; а також покращену реакцію двигуна та його керованість. До недоліків даної системи належать збільшення маси, ускладнення конструкції та підвищення вартості двигуна через додаткові агрегати, такі як зубчаста передача, гідравлічна муфта та силова турбіна; нижча ефективність при часткових навантаженнях; а також збільшення габаритів двигуна. Оскільки стаціонарний дизель-генератор Yanmar зазвичай працюватиме в режимі номінальної потужності і буде розміщений у машинному відділенні електростанції, деякі з недоліків не є критичними.

Результати моделювання робочого циклу дизель-генератора Yanmar 6N21AL-GV показали, що використання турбокомпаундної системи дозволяє збільшити потужність на 60 кВт. Техніко-економічний аналіз підтвердив доцільність застосування даної системи для дизель-генератора Yanmar за умови його роботи на номінальній потужності протягом 16 годин на добу, а термін окупності проекту не перевищуватиме двох років.

3.2 Визначення потужності силової турбіни

Турбокомпаунд – це система, яка використовує залишкову енергію вихлопних газів після роботи традиційного турбокомпресора для покращення силових та потужностних характеристик дизельного двигуна і підвищення його ККД на 5...8 %.

					КРМ.142.6221мз.11.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		26

Вибір потужності турбокомпаундної установки, кВт

$$P_{t.c} = (0,05...0,08) \cdot N_e,$$

$$P_{t.c} = (0,05...0,08) \cdot 1020 = 51,0...81,6 \text{ кВт},$$

де $P_{t.c}$ – потужність турбокомпаундної установки, N_e – потужність двигуна на номінальному режимі.

Для подальших розрахунків було встановлено, що система турбокомпаундної установки на цьому двигуні у режимі номінальної потужності має видавати близько 60 кВт.

$$P_{t.c} = \frac{k_t}{k_{t-1}} \cdot R_t \cdot T_{zt}^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{p_{zt}}{p_{zt.2}} \right)^{\frac{k_{t-1}}{k_t}}} \right) \cdot \eta_{t.c} \cdot G_{exh},$$

$$P_{t.c} = \frac{1,33}{1,33-1} \cdot 0,287 \cdot (301,646 + 273,3) \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{101,3+28}{28} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}} \right) \cdot 0,75 \cdot 2,077 = 60,892, \text{ кВт}$$

де k_t – показник адіабати для турбіни. Попередньо обираємо із діапазону від 1,32 до 1,35; $R_t \approx 287 \text{ кДж/(кг·К)}$ – питома газова стала для сухого повітря; T_{zt}^* – температура газів на виході із колеса турбіни турбокомпресора на номінальному режимі роботи двигуна, К; p_{zt} – тиск відпрацьованих газів у випускному тракті, кПа; $p_{zt.2}$ – тиск відпрацьованих газів у випускному тракті, що створює додаткова турбокомпаундна турбіна; $\eta_{t.c} \approx 0,68...0,84$ – ККД силової турбіни; G_{exh} – продуктивність по відпрацьованим газам турбокомпресора на режимі номінальної потужності (кг/с).

Регулюючи додатковий тиск, який створює допоміжна турбіна у випускному тракті, можна змінювати потужність турбокомпаундної установки.

При розрахунку номінального режиму з урахуванням додаткової силової турбіни в «Blitz-PRO» необхідно змінити значення параметра Δp_t , що характеризує втрати тиску у випускній системі, а також відрегулювати пара-

метр P_k – коефіцієнт підвищення тиску для свіжого заряду, щоб досягти балансу потужності між компресором і турбіною.

Таблиця 3.1. Порівняння основних параметрів двигуна на номінальному режимі без та з додатковою силовою турбіною

Параметр	Одиниці вимір.	Познач.	Значення	
			без «Т-К»	із «Т-К»
Питома витрата пального	кг/(кВт·год)	g_e	0,1891	0,1934
Коефіцієнт надлишку повітря	-	α	2,28	1,805
Кількість оксидів азоту у відхідних газах	г/(кВт·год)	g_{NO}	1,19	1,398
Масова витрата відхідних газів	кг/с	G_{exh}	2,078	1,621
Середня температура у випускному трубопроводі	°C	t_t	444,18	562,96
Температура газів на виході із турбіни	°C	t_{zt}	302,65	448,71
Максимальний тиск в циліндрі	МПа	p_z	20,067	19,24
Максимальна температура в циліндрі	°C	t_z	1545,21	1817,34
Механічний ККД двигуна	%	η_m	91,46	90,81
Ефективний ККД двигуна	%	η_e	44,48	43,62

Питома витрата палива g_e (кг/(кВт·год)) із врахуванням потужності турбокомпаундної системи:

$$g_e = \frac{g_e^r}{\frac{N_e + P_{t.c}}{N_e}},$$

$$g_e = \frac{193,36}{\frac{1020 + 60}{1020}} = 182,62,$$

де g_e^r – питома витрата палива без урахування потужності турбокомпаунда на номінальному режимі роботи двигуна; N_e – номінальна потужність двигуна; $P_{t.c}$ – потужність турбокомпаундної установки.

3.3 Вибір вихідних даних для розрахунку проточної частини турбіни

- Потужність газової турбіни: $P_{т.пр} = 60$ кВт;
- Витрата газів через турбіну: $G_t = 1,625$ кг/с;
- ККД газової турбіни: $\eta_{т.пр} = 0,76$ %;
- Температура газів перед турбіною: $T_t = 723,2$ К

- Опір тракту на виході з турбіни: $\Delta p_T = 300 \text{ Па}$
- Кількість лопаток соплового апарату: $z_c = 12$
- Кількість лопаток робочого колеса: $z_k = 10$
- Частота обертання ротора: в $n_{TK} = 23200 \text{ хв}^{-1}$
- Коефіцієнт витоку повітря: $v = 0,009$
- Газова стала для відпрацьованих газів: $R_T = 207,571 \text{ Дж/(кг·К)}$
- Коефіцієнт швидкості: $\phi = 0,94$

3.3.1 Тиск на виході з турбіни, в МПа

$$p_2 = p_0 + \Delta p_T$$

$$p_2 = 0,103$$

3.3.2 Питома адіабатна робота турбіни, в Дж/кг

$$L_{T.ад} = \frac{10^3 \times P_{T.пр}}{G_T \times \eta_{T.пр}}$$

$$L_{T.ад} = 49991,7$$

3.3.3 Попередньо приймаємо значення показника адіабати для турбіни k_T із заданого діапазону від 1,32 до 1,35.

$$k_{T.пр} = 1,34$$

3.3.4 Ступінь падіння тиску в турбіні

$$\pi_T = \frac{1}{\left[1 - \frac{(\kappa_{T.пр} - 1) \cdot L_{T.ад}}{\kappa_{T.пр}} \right]^{\frac{\kappa_{T.пр}}{\kappa_{T.пр} - 1}}}$$

$$\pi_T = 1,416$$

3.3.5 Температура газів на виході із турбіни при адіабатному процесі розширення, К

$$T_{2.ад} = T_m \cdot \left(\frac{1}{\pi_m} \right)^{\frac{\kappa_{T.пр} - 1}{\kappa_{T.пр}}}$$

$$T_{2.ад} = 663$$

3.3.6 Середня температура відпрацьованих газів в процесі розширення,
°C

$$t_{cp} = \frac{1}{2} \cdot (T_m + T_{2.ad}) - 273$$

$$t_{cp} = 419,6$$

3.3.7 Сумарний коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_m = \frac{\alpha}{1 - \nu}$$

$$\alpha_m = 1,83$$

3.3.8 Коефіцієнти мольної теплоємності продуктів згоряння

$$a_{n.3} = 21.03 + \frac{2.14}{\alpha_m}$$

$$a_{n.3} = 22,206$$

$$b_{n.3} = \left(427 + \frac{184}{\alpha_m} \right) \cdot 10^{-5}$$

$$b_{n.3} = 5,282 \times 10^{-3}$$

3.3.9 Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при $V = const$

$$\mu C_v = a_{n.3} + b_{n.3} \cdot t_{cp}$$

$$\mu C_v = 24,422$$

3.3.10 Уточнене значення показника адіабати

$$\kappa_m = 1 + \frac{8.314}{\mu C_v}$$

$$\kappa_m = 1,35$$

3.3.11 Похибка між прийнятим та розрахованим значенням обчислюється за формулою:

$$\Delta \kappa = \frac{|\kappa_{m.pr} - \kappa_m|}{\kappa_{m.pr}} \cdot 100$$

$$\Delta \kappa = 0,034 \%$$

Висновок: оскільки розрахункова похибка не перевищує допустимий рівень $[D_k] < 0,2 \%$, можна продовжувати розрахунки.

3.3.12 Тиск відпрацьованих газів на вході в турбіну, МПа

$$p_m = \pi_m \cdot p_2$$

$$p_m = 0,149$$

3.3.13 Теоретична швидкість по повному перепаду тисків в турбіні, м/с

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot L_{m.ad}}$$

$$c_0 = 316,203$$

3.3.14 Відносна колова швидкість робочого колеса турбіни. Приймаємо на основі заданого статистичного діапазону $u_{1.б} = 0,54 \dots 0,64$.

$$u_{1.б} = 0,64$$

3.3.15 Колова швидкість робочого колеса турбіни, м/с

$$u_1 = u_{1.б} \cdot c_0$$

$$u_1 = 205,532$$

3.3.16 Зовнішній діаметр колеса турбіни, м

$$D_1 = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n_{mk}}$$

$$D_1 = 0,172$$

3.4 Розрахунок соплового апарату

3.4.1 Ступінь реактивності турбіни. Приймаємо на основі заданого статистичного діапазону $\rho_m = 0,44 \dots 0,54$.

$$\rho_m = 0,44$$

3.4.2 Робота адіабатного розширення відпрацьованих газів в сопловому апараті (СА), Дж/кг

$$L_{c.ad} = (1 - \rho_m) \cdot L_{m.ad}$$

$$L_{c.ad} = 27495,6$$

3.4.3 Тиск відпрацьованих газів на виході із СА, МПа

$$p_1 = p_m \cdot \left[1 - \frac{(k_m - 1) \cdot L_{c.a\partial}}{k_m \cdot R_m \cdot T_m} \right]$$

$$p_1 = 0,142$$

3.4.4 Швидкість відпрацьованих газів на виході з СА при надкритично-му витіканні, м/с

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_m}{k_m + 1} \cdot R_m \cdot T_m}$$

$$c_1 = 393,924$$

3.4.5 Швидкість відпрацьованих газів на виході з СА при докритично-му витіканні, м/с

$$c_1 = \phi \cdot \sqrt{1 - \rho_m} \cdot c_0$$

$$c_1 = 222,777$$

3.4.6 Температура відпрацьованих газів на виході з сопла, К

$$T_1 = T_m - \frac{c_1^2 \cdot (k_m - 1)}{2 \cdot R_m \cdot k_m}$$

$$T_1 = 692,8$$

3.4.7 Щільність відпрацьованих газів, кг/м³

$$\rho_1 = \frac{10^6 \cdot p_1}{R_m \cdot T_1}$$

$$\rho_1 = 0,978$$

3.4.8 Прохідний перетин соплового апарату турбіни, м²

$$f_1 = \frac{G_m}{\rho_1 \cdot c_1}$$

$$f_1 = 7,444 \times 10^{-3}$$

3.4.9 Обираємо із заданого статистичного діапазону 1,05...1,10 відносний внутрішній діаметр СА, D_{с.в}

					КРМ.142.6221мз.11.03.ПЗ	Лист
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$D_{c.B} = 1,11$$

3.4.10 Внутрішній діаметр соплового апарату, м

$$D_c = D_{c.B} \cdot D_1$$

$$D_c = 0,189$$

3.4.11 Крок решітки СА на внутрішньому діаметрі, м

$$t_c = \frac{\pi \cdot D_c}{z_c}$$

$$t_c = 0,055$$

3.4.12 Товщина лопаток СА на виході, приймається із заданого статистичного діапазону $\delta_c = 0,0015 \dots 0,0020$, м

$$\delta_c = 0,0025$$

3.4.13 Коефіцієнт захаращення соплового апарату

$$\tau_c = 1 - \frac{\delta_c}{t_c}$$

$$\tau_c = 0,964$$

3.4.14 Кут виходу потоку, обираємо із заданого статистичного діапазону $\alpha_1 = 14^\circ \dots 19^\circ$

$$\alpha_1 = 15$$

3.4.15 Ширина соплової решітки, м

$$b_c = \frac{f_1}{\pi \cdot D_c \cdot \tau_c \cdot \sin(\alpha_1 \cdot \text{deg})}$$

$$b_c = 0,055$$

3.5 Розрахунок робочого колеса турбіни

3.5.1 Радіальні складові швидкостей c_1 та w_1 на вході в робоче колесо (РК) турбіни, м/с

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1 \cdot \text{deg})$$

$$c_{1r} = 53,896$$

$$w_{1r} = c_{1r}$$

$$w_{1r} = 53,896$$

3.5.2 Колова складова абсолютної швидкості колеса турбіни, м/с

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1 \cdot \text{deg})$$

$$c_{1u} = 216,159$$

3.5.3 Колова складова відносної швидкості колеса турбіни, в м/с

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1$$

$$w_{1u} = 10,629$$

3.5.4 Відносна швидкість входу потоку відпрацьованих газів на РК, м/с

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1r}^2}$$

$$w_1 = 54,932$$

3.5.5 Кут входу потоку відпрацьованих газів на РК при відносному русі, град.

$$\beta_1 = \frac{a \tan\left(\frac{w_{1r}}{w_{1u}}\right)}{\text{deg}}$$

$$\beta_1 = 78,846$$

3.5.6 Швидкісний коефіцієнт, приймаємо із заданого статистичного діапазону $\psi = 0,85 \dots 0,95$

$$\psi = 0,91$$

3.5.7 Попереднє оцінювання ступіні радіальності турбіни

$$r_{np} = 0,63$$

3.5.8 Відносна швидкість виходу потоку відпрацьованих газів з РК, м/с

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + \rho_m \cdot c_0^2 - (1 - r_{np}^2) \cdot u_1^2}$$

$$w_2 = 133,509$$

					КРМ.142.6221мз.11.03.ПЗ	Лист
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.5.9 Температура відпрацьованих газів на виході з турбінного колеса,
К

$$T_2 = T_1 - \frac{\rho_m \cdot c_0^2 - w_2^2 \cdot \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right)}{\left(\frac{2 \cdot k_m \cdot R_m}{k_m - 1} \right)}$$

$$T_2 = 667,774$$

3.5.10 Щільність відпрацьованих газів на виході з РК, кг/м³

$$\rho_2 = \frac{10^6 \cdot p_2}{R_m \cdot T_2}$$

$$\rho_2 = 0,753$$

3.5.11 Коефіцієнт втрат газів у радіальному зазорі, обираємо на основі заданого статистичного діапазону значень $\xi_{\text{вт}} = 0,02 \dots 0,03$

$$\xi_{\text{вт}} = 0,02$$

3.5.12 Прохідний перетин робочих лопаток турбінного колеса на виході, м²

$$f_2 = \frac{G_m}{(1 + \xi_{\text{вт}}) \rho_2 \cdot w_2}$$

$$f_2 = 0,017$$

3.5.13 Товщина лопаток РК на виході, обираємо із заданого статистичного діапазону $\delta_2 = 0,001 \dots 0,002$, м

$$\delta_2 = 0,0015$$

3.5.14 Кут лопаток на виході, вибираємо із заданого статистичного діапазону $\beta_2 = 30^\circ \dots 35^\circ$

$$\beta_2 = 32$$

3.5.15 Середній діаметр РК на виході, м

$$D_{2.np} = D_1 \cdot r_{np}$$

$$D_{2.np} = 0,107$$

3.5.16 Крок лопаток робочого колеса турбіни на виході, м

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_{2.np}}{z_k}$$

$$t_2 = 0,034$$

3.5.17 Коефіцієнт захащення перетину робочого колеса турбіни на виході

$$\tau_2 = 1 - \frac{\delta_2}{t_2}$$

$$\tau_2 = 0,98$$

3.5.18 Висота робочих лопаток на виході з РК, м

$$l_2 = \frac{f_2}{\pi \cdot D_{2.np} \cdot \tau_2 \cdot \sin(\beta_2)}$$

$$l_2 = 0,048$$

3.5.19 Відносний діаметр маточини колеса турбіни, обираємо із заданого статистичного діапазону $D_{0.в} = 0,2 \dots 0,3$, м

$$D_{0.в} = 0,26$$

3.5.20 Діаметр маточини колеса турбіни, м

$$D_0 = D_{0.в} \cdot D_1$$

$$D_0 = 0,042$$

3.5.21 Зовнішній діаметр колеса турбіни на виході, м

$$D_3 = D_0 + 2 \cdot l_2$$

$$D_3 = 0,140$$

3.5.22 Середній діаметр колеса турбіни на виході (уточнене значення), м

$$D_2 = \sqrt{0,5 \cdot (D_0^2 + D_3^2)}$$

$$D_2 = 0,104$$

					КРМ.142.6221мз.11.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		36

3.5.23 Похибка між прийнятим та розрахованим значенням складає в %:

$$\Delta D_2 = \frac{|D_{2.np} - D_2|}{D_{2.np}} \cdot 100$$

$$\Delta D_2 = 2,982$$

Висновок: оскільки розрахункова похибка не перевищує допустимий рівень $[\Delta D_2] < 5 \%$, можна продовжувати розрахунки.

3.5.24 Уточнення ступеня радіальності турбінного колеса

$$r = \frac{D_2}{D_1}$$

$$r = 0,603$$

3.5.25 Похибка між прийнятим та розрахованим значенням ступеня радіальності колесаскладає, %:

$$\Delta r = \frac{|r_{np} - r|}{r_{np}} \cdot 100$$

$$\Delta r = 2,982$$

Висновок: оскільки розрахункова похибка не перевищує допустимий рівень $[\Delta r] < 5 \%$, можна продовжувати розрахунки.

3.5.26 Колова швидкість колеса турбіни на діаметрі D_2 , м/с

$$u_2 = r \cdot u_1$$

$$u_2 = 123,64$$

3.5.27 Осьові складові швидкостей c_2 та w_2 , м/с

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2 \cdot \text{deg})$$

$$w_{2a} = 72,715$$

$$w_{2a} = c_{2a}$$

$$c_{2a} = 72,715$$

3.5.28 Колова складова відносної швидкості робочого колеса турбіни,
м/с

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2 \cdot \text{deg})$$

$$w_{2u} = 111,968$$

3.5.29 Колова складова абсолютної швидкості робочого колеса турбіни,
м/с

$$c_{2u} = w_{2u} - u_2$$

$$c_{2u} = 11,662$$

3.5.30 Абсолютна швидкість виходу потоку відпрацьованих газів із робочого колеса турбіни, м/с

$$c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2}$$

$$c_2 = 73,643$$

3.5.31 Кут виходу потоку відпрацьованих газів із колеса в абсолютному русі, град.

$$\alpha_2 = \frac{a \tan\left(\frac{c_{2a}}{c_{2u}}\right)}{\text{deg}}$$

$$\alpha_2 = 80,888$$

3.6 Розрахунок ККД та потужності газової турбіни

3.6.1 Втрати енергії в сопловому апараті, Дж/кг

$$L_{rc} = (1 - \phi^2) \cdot L_{c.a\partial}$$

$$L_{rc} = 2680,9$$

3.6.2 Втрати енергії в робочому колесі, Дж/кг

$$L_{rk} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \cdot \frac{w_2^2}{2}$$

$$L_{rk} = 2090,6$$

					КРМ.142.6221мз.11.03.ПЗ	Лист
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.6.3 Втрати енергії з вихідною швидкістю, Дж/кг

$$L_{rc2} = \frac{c_2^2}{2}$$

$$L_{rc2} = 2711,7$$

3.6.4 Середня щільність газів в робочому колесі, кг/м³

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$\rho = 0,867$$

3.6.5 Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію, обирається із заданого статистичного діапазону $\beta_{mv} = 3...5$ кДж м/(кг·с)

$$\beta_{mv} = 4,5$$

3.6.6 Втрати на тертя і вентиляцію, Дж/кг

$$L_{mv} = \beta_{mv} \cdot \frac{Dl^2}{G_m} \cdot \left(\frac{u_1}{100} \right)^3 \cdot \rho \cdot 10^3$$

$$L_{mv} = 674,3$$

3.6.7 Втрати на перетікання газів в радіальному зазорі, Дж/кг

$$L_{vm} = \xi_{vm} \cdot \frac{c_0^2}{2}$$

$$L_{vm} = 999,7$$

3.6.8 Загальні внутрішні втрати в турбіні, Дж/кг

$$L_{2m} = L_{rc} + L_{rk} + L_{rc2} + L_{mv} + L_{vm}$$

$$L_{2m} = 9156,2$$

3.6.9 Внутрішній ККД турбіни

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{L_{rm}}{L_{m.ad}}$$

$$\eta_{oi} = 0,818$$

3.6.10 Механічний ККД турбокомпресора, обираємо із заданого статистичного діапазону $\eta_{mm} = 0,92...0,98$ %

					КРМ.142.6221мз.11.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		39

$$\eta_{mm} = 0,95$$

3.6.11 ККД турбіни

$$\eta_m = \eta_{oi} \cdot \eta_{mm}$$

$$\eta_m = 0,769$$

3.6.12 Похибка між прийнятим та розрахованим значенням, %:

$$\Delta\eta_m = \frac{|\eta_{m.np} - \eta_m|}{\eta_{m.np}} \cdot 100$$

$$\Delta\eta_m = 2,377$$

Висновок: оскільки розрахункова похибка не перевищує допустимий рівень $[\Delta\eta_m] < 3 \%$, можна продовжувати розрахунки.

3.6.13 Потужність газової турбіни, кВт

$$P_m = 10^{-3} \cdot G_m \cdot L_{m.ad} \cdot \eta_m$$

$$P_m = 62,348$$

3.6.14 Похибка між прийнятим та розрахованим значенням потужності газової турбіни, %:

$$\Delta P_m = \frac{|P_{m.np} - P_m|}{P_{m.np}} \cdot 100$$

$$\Delta P_m = 2,377$$

Висновок: оскільки розрахункова похибка не перевищує допустимий рівень $[\Delta P_m] < 3 \%$, можна продовжувати завершувати і вважати коректними.

3.7 Розрахунок параметрів двигуна на часткових режимах роботи

Існують два основних режими роботи дизельної електростанції: постійний (тривалий) та резервний (аварійний). Постійний режим забезпечує безперебійну роботу, а резервний використовується для короткочасного включення у разі збоїв основного живлення. При розрахунку режимів експлуатації важливо враховувати різницю між максимальною та номінальною

потужністю. Тривала робота можлива лише при використанні потужності, що не перевищує 80...90 % від максимальної, тоді як максимальна потужність може застосовуватися лише для коротких пікових навантажень (до однієї години), інакше може виникнути перегрів та відключення генератора. Крім того, мінімальна потужність має становити не менше 25...30 % від номінальної.

У середовищі «Blitz-PRO» розрахунок режимів з частковим навантаженням проводиться шляхом зниження потужності від номінального рівня. Це досягається через коригування додаткового супротиву Δp_t , який виникає завдяки силовій турбіні системи «Турбокомпаунду» на виході з колеса турбіни ТКР, зменшення коефіцієнта підвищення тиску надувного повітря (P_k) та регулювання тривалості впорскування φ_{inj} .

Розрахунок додаткового опору потоку газів для часткових режимів $\Delta p_t'$, кПа

$$\Delta p_t' = \Delta p_t^r \cdot \left(\frac{G_{exh}}{G_{exh}^r} \cdot \frac{T_{exh}}{T_{exh}^r} \cdot \frac{p_{exh}^r}{p_{exh}} \right)^2,$$

де Δp_t^r – опір потоку газів на виході із турбіни ТКР на номінальному режимі; G_{exh}, T_{exh} і p_{exh} – витрата, температура і тиск випускних газів, відповідно, на частковому режимі; $G_{exh}^r, T_{exh}^r, p_{exh}^r$ – витрата, температура і тиск випускних газів, відповідно, на номінальному режимі роботи двигуна.

Розрахунок тривалості впорскування φ_{inj} , град. п.к.в.

$$\varphi_{ing} = 5 + \left(\varphi_{ing}^r - 10 \right) \cdot \frac{q_f}{q_f^r}$$

де φ_{ing}^r – тривалість впорскування на номінальному режимі, град. п.к.в.; q_f – маса палива за один цикл на частковому режимі; q_f^r – маса палива на номінальному режимі роботи двигуна.

Таблиця 3.2. Показники двигуна на номінальному та часткових режимах роботи двигуна з системою «Турбокомпаунду»

Режим роботи двигуна, % від потужності номіналу			100	90	80	70	60	50	40	30
Параметр	Одиниці вимір.	Познач.								
Потужність	кВт	N _e	1020	917	815	713	611	509	407	305
Оберти двигуна	хв ⁻¹	n	900	900	900	900	900	900	900	900
Коефіцієнт надлишку повітря	-	α	1,805	1,875	1,948	1,973	2,06	2,184	2,37	2,58
Крутний момент	Н·м	M _e	10822	9741	8659	7576	6495	5412	4328	3248
Середній ефективний тиск	кПа	p _e	2257	2032	1806	1578	1356	1127	903	678
Ефективний ККД	-	η _e	43,71	43,35	43,23	42,71	42,32	41,71	40,68	38,92
Механічний ККД	-	η _м	90,72	90,22	89,54	88,41	87,14	85,34	82,91	79,33
Питома витрата палива	г/кВт·год	g _e	182,5	184,7	186,3	189,8	192,6	196,6	202,8	213,4
Максимальний тиск в циліндрі	МПа	p _z	19,3	17,7	16,4	14,8	13,9	12,6	11,1	9,8
Максимальна температура в циліндрі	°С	t _z	1820	1782	1753	1731	1704	1649	1574	1498
Тиск за компресором	кПа	p _k	282,2	264,4	244,3	214,8	196,2	176,2	157,1	137,7
Температура за компресором	°С	t _k	141,9	132,9	121,8	107,7	94,7	82,4	69,8	55,5
Середній тиск перед турбіною	кПа	p _t	276,8	258,9	239,3	213,4	195,6	177,1	159,2	141,3
Середня температура перед турбіною	°С	t _t	563,1	544,8	521,3	527,9	498,2	473,8	446,6	422,1
Середній тиск за турбіною	кПа	p _{zt}	132,4	128,7	125,4	121,8	118,6	115,6	112,7	109,9
Середня температура за турбіною	°С	t _{zt}	449,9	439,4	433,2	428,8	422,3	414,6	400,2	390,2
Тривалість впорскування	град. п.к.в.	φ _{inj}	20	18,7	17,5	16	14,6	13	11,7	10,3
Концентрація NO _x в випускній системі	ppm	-	429,2	430,3	448	481,5	501,3	528,3	553,2	568,9

Витрата відхідних газів	кг/с	G_{exh}	1,63	1,53	1,41	1,22	1,08	0,97	0,83	0,68
Коефіцієнт збільшення тиску надувного повітря	-	P_k	2,87	2,69	2,49	2,21	1,98	1,78	1,57	1,38

Таблиця 3.3. Порівняння параметрів двигуна на часткових режимах роботи без та з системою «Турбокомпаунд»

Режим роботи двигуна, % від потужності номіналу			100	90	80	70	60	50	40	30
Параметр	Одиниці вимір.	Познач.								
Потужність двигуна без «ТК»	кВт	N_e	1020	917	815	713	611	509	407	305
Потужність системи «ТК»	кВт	N_e	60,0	48,74	38,69	28,88	21,14	14,64	9,22	5,1
Питома витрата палива без системи «ТК»	г/кВт·год	g_e	189,1	190,5	192,4	194,8	197,9	203,1	210,1	222,3
Питома витрата палива з «ТК»	г/кВт·год	g_e^{tc}	182,5	184,7	186,3	189,8	192,6	196,6	202,8	213,4

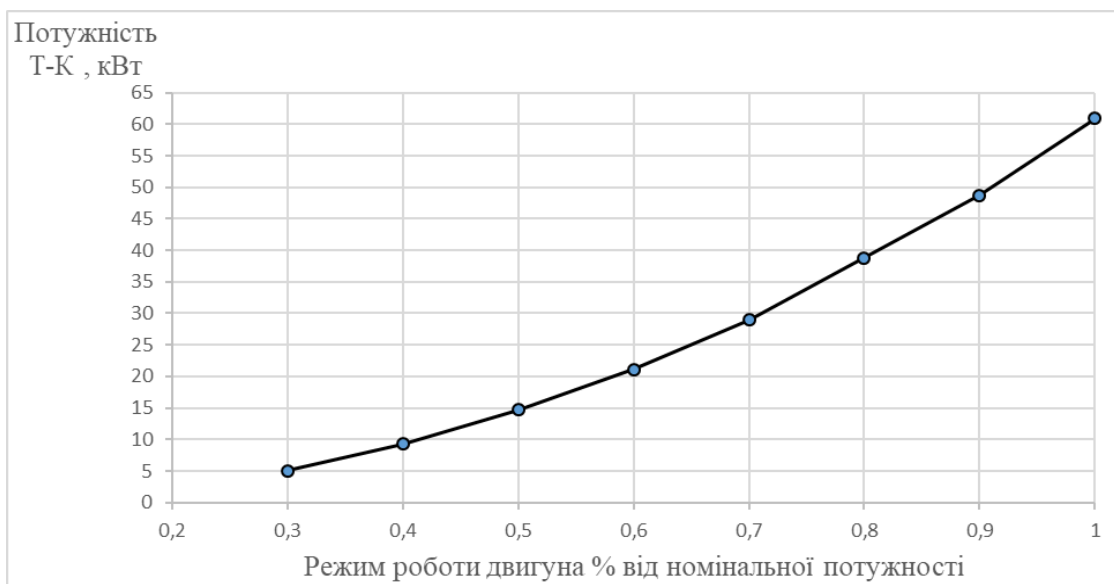


Рис. 3.1. Зміна потужності турбіни «Турбокомпаунду» в залежності від режиму роботи двигуна

Потужність, кВт

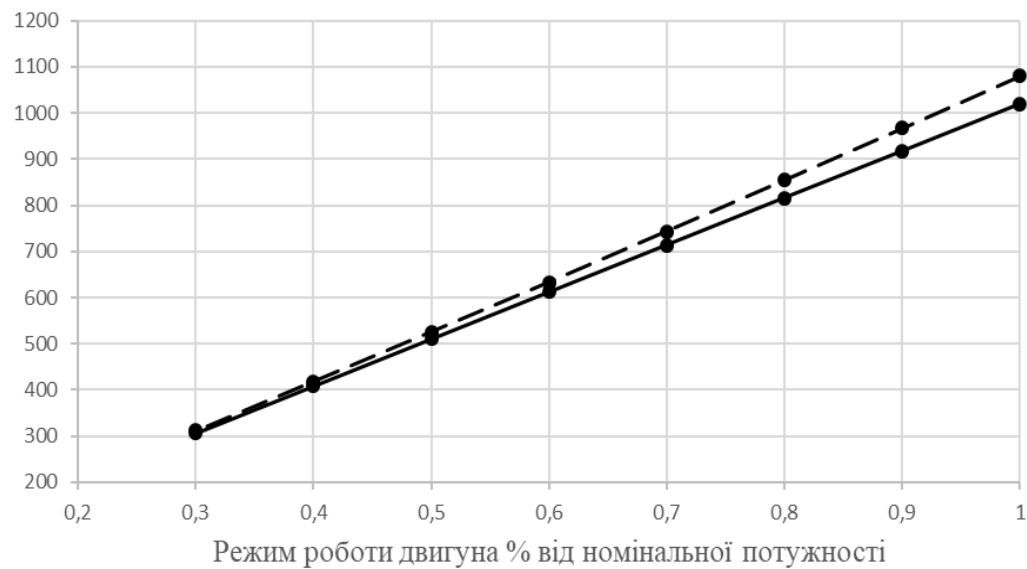


Рис. 3.2. Порівняння сумарної потужності звичайного двигуна (суцільна лінія) та двигуна з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

Питома витрата палива, g_e , г/кВт*ч

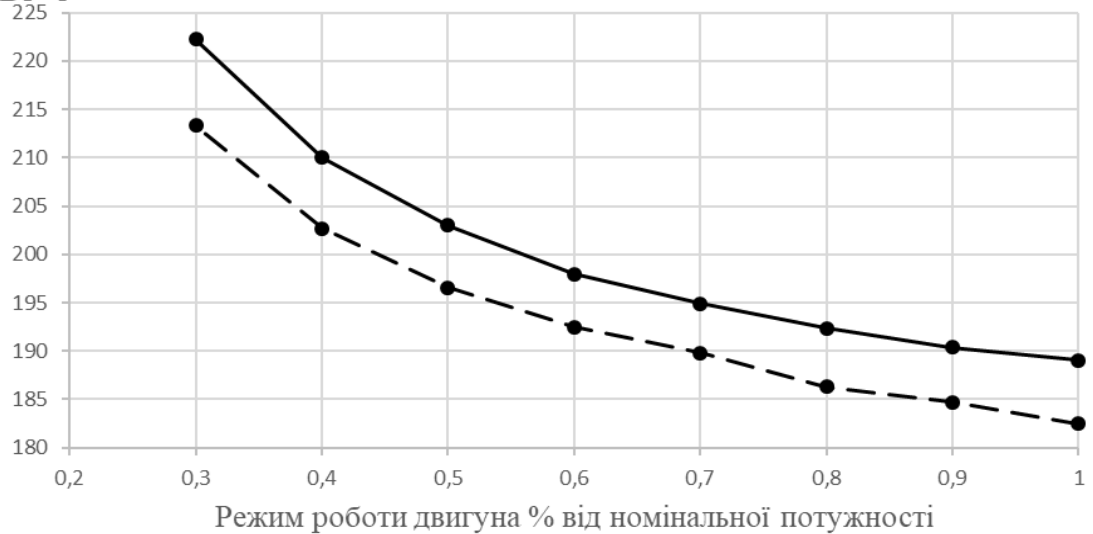


Рис. 3.3. Питома витрата палива звичайного двигуна (суцільна лінія) та двигуна з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

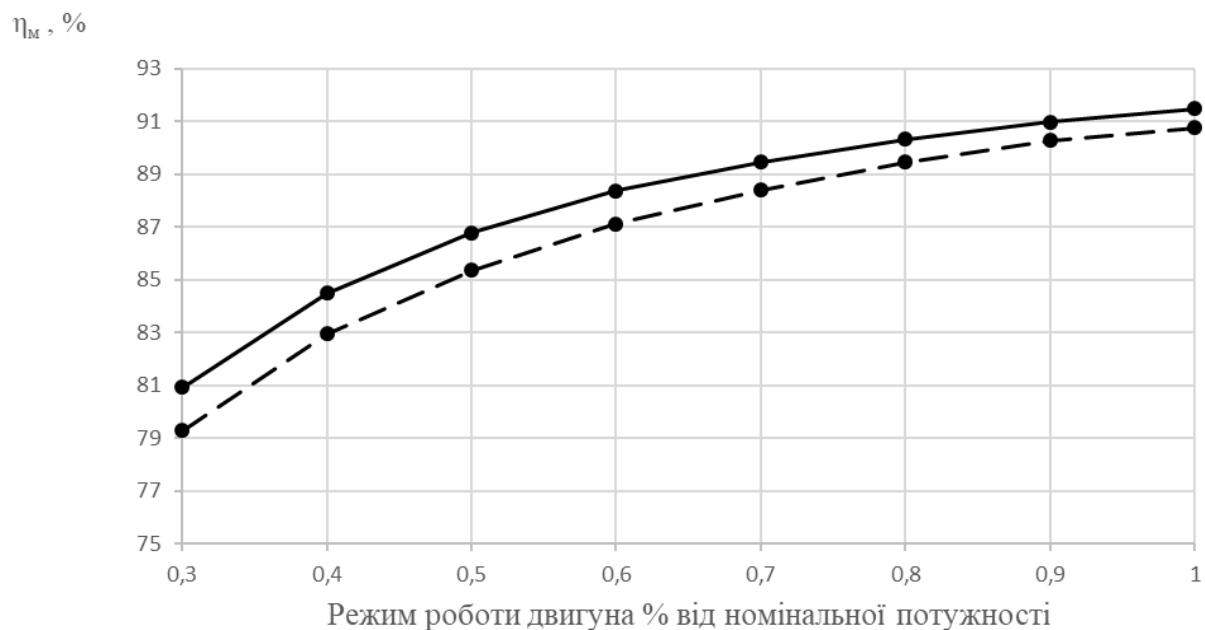


Рис. 3.4. Механічний ККД звичайного двигуна (суцільна лінія) та двигуна з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

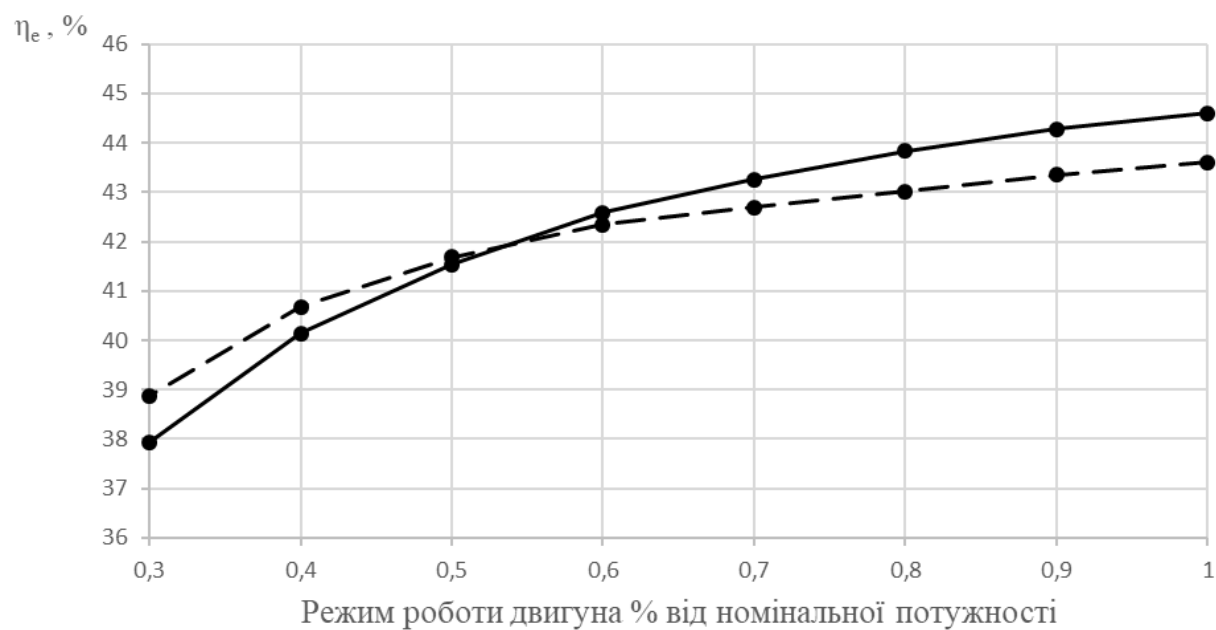


Рис. 3.5. Ефективний ККД звичайного двигуна (суцільна лінія) та двигуна з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

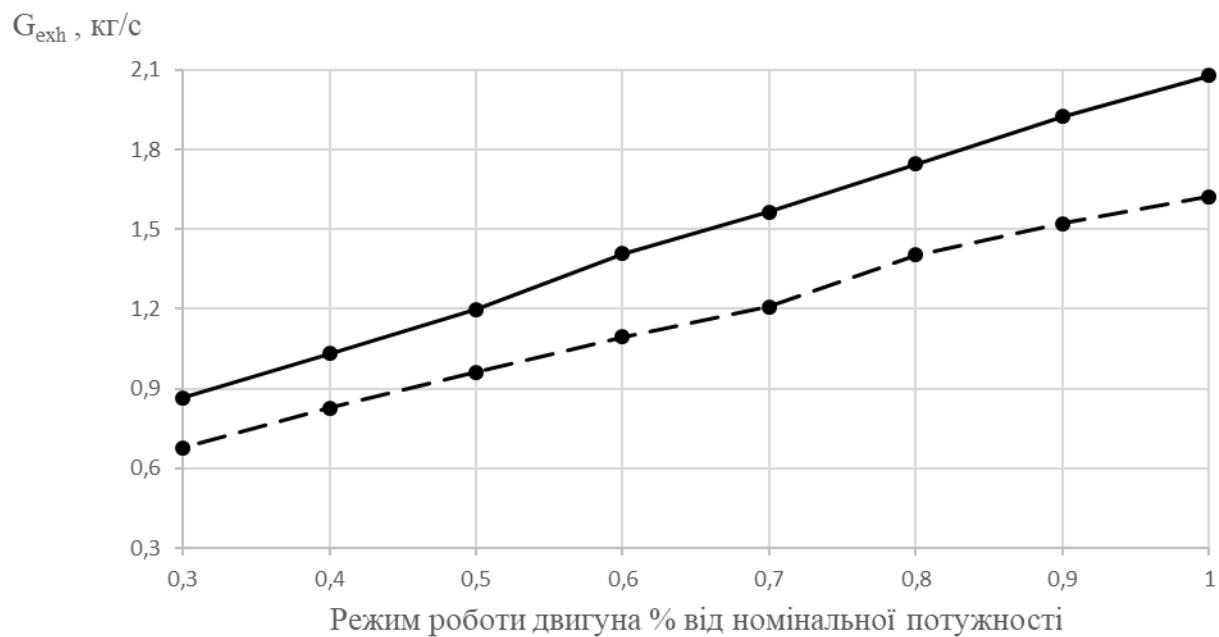


Рис. 3.6. Витрата відпрацьованих газів звичайним двигуном (суцільна лінія) та двигуном з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

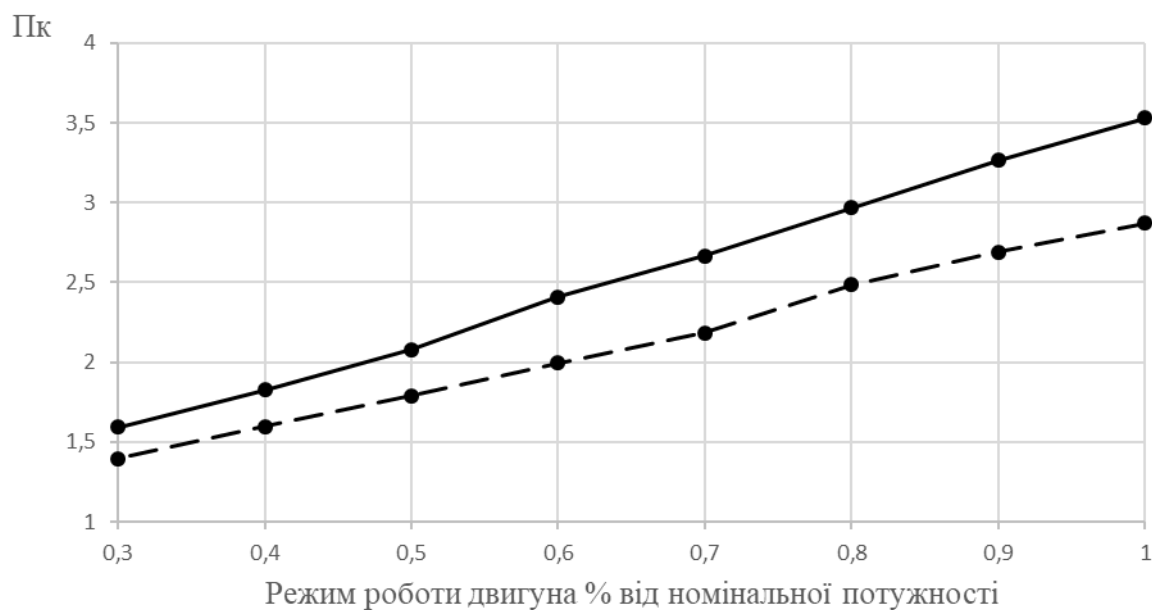


Рис. 3.7. Ступінь підвищення тиску надувного повітря звичайного двигуна (суцільна лінія) та двигуна з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

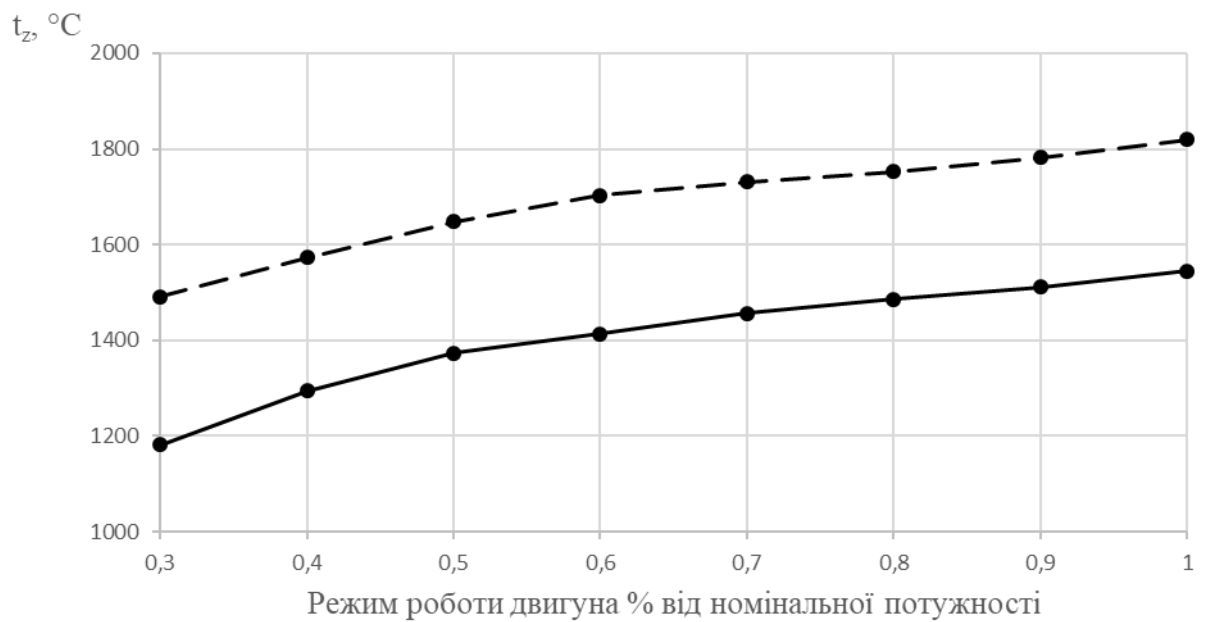


Рис. 3.8. Максимальна температура в циліндрі звичайного двигуна (суцільна лінія) та двигуна з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

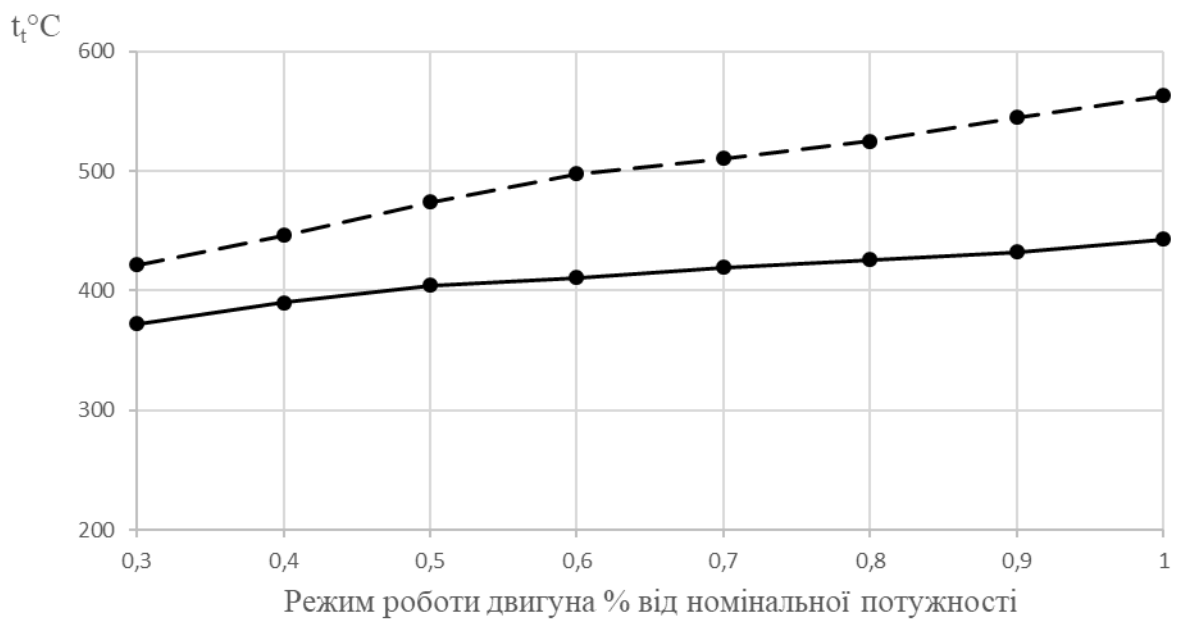


Рис. 3.9. Температура відпрацьованих газів перед турбіною ТКР звичайного двигуна (суцільна лінія) та двигуна з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

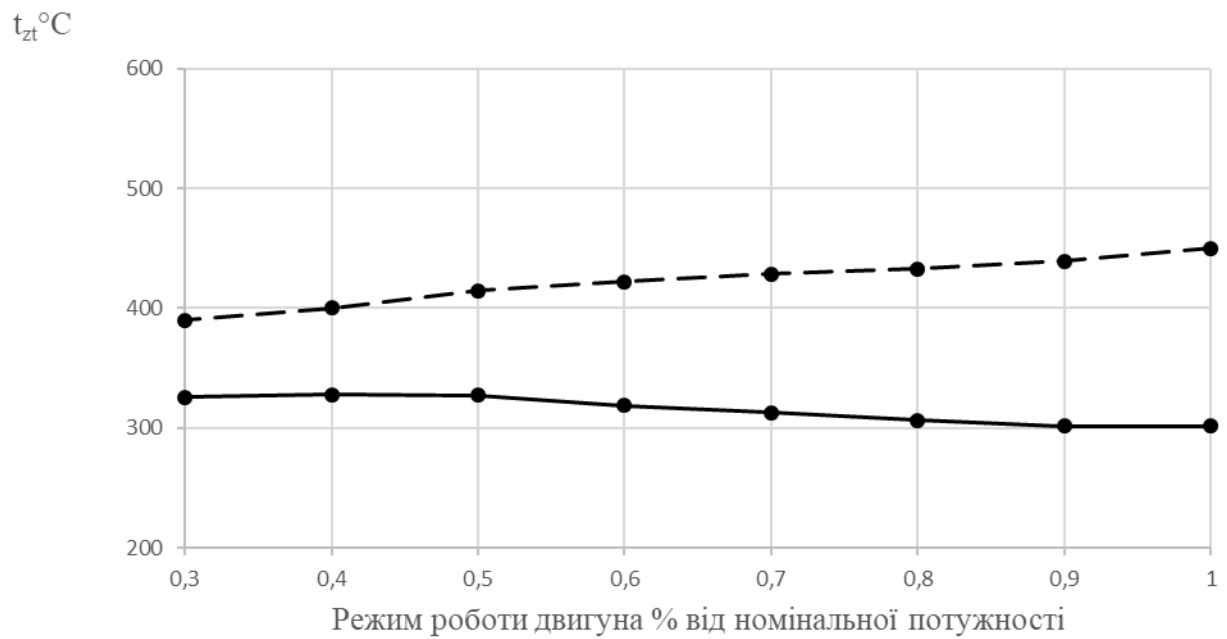


Рис. 3.10. Температура відпрацьованих газів за турбіною ТКР звичайного двигуна (суцільна лінія) та двигуна з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

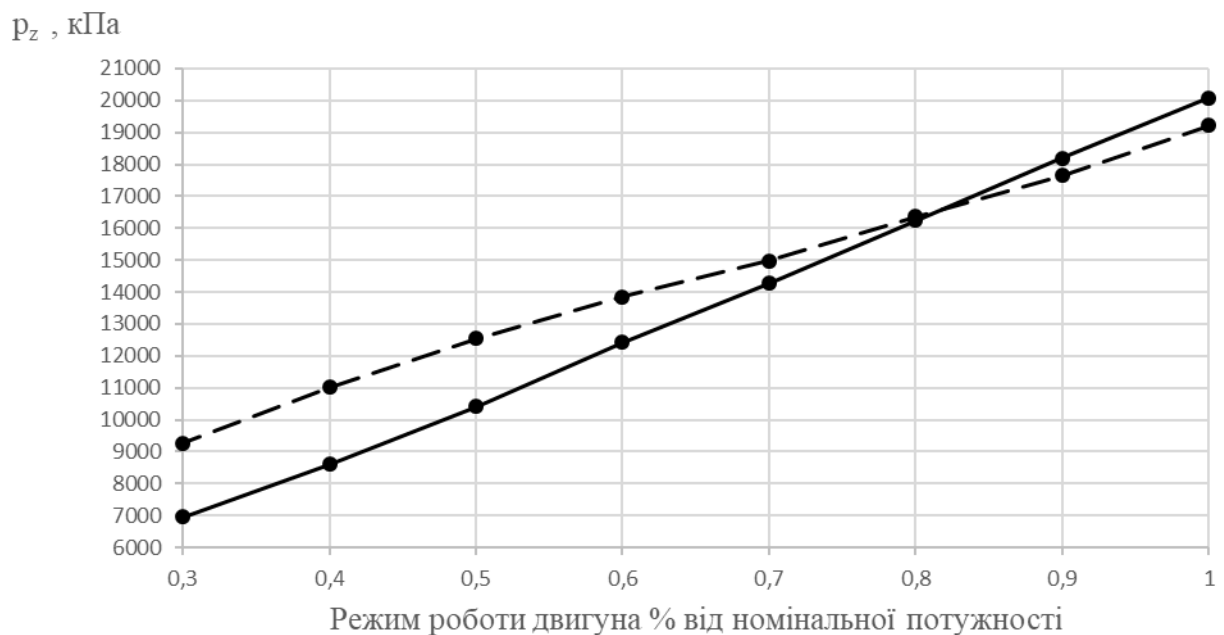


Рис. 3.11. Максимальний тиск в циліндрі звичайного двигуна (суцільна лінія) та двигуна з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

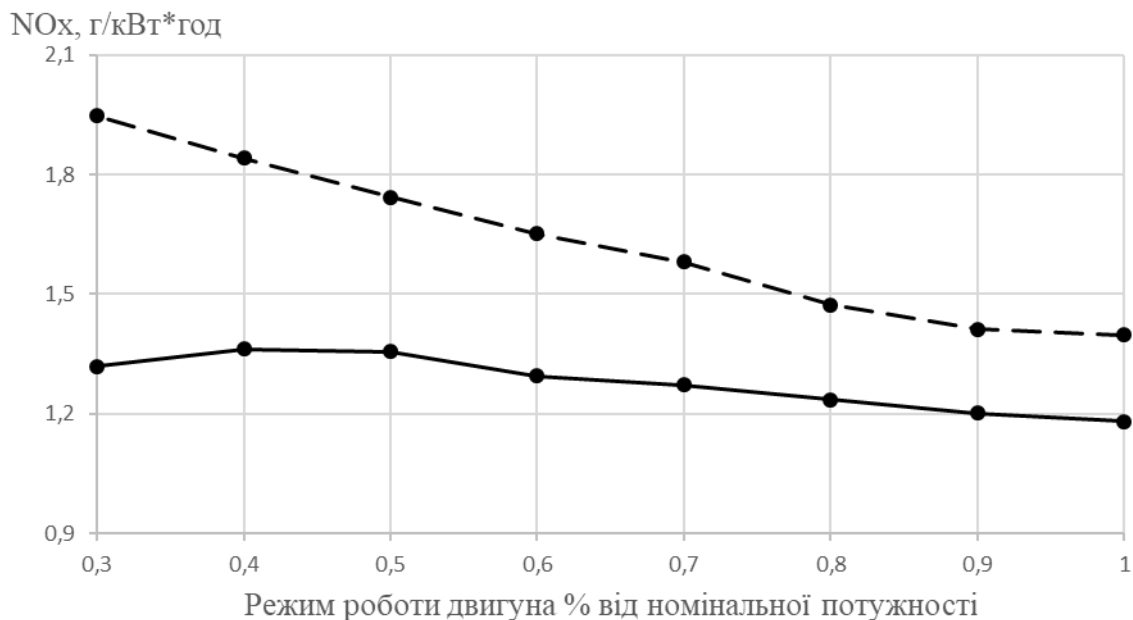


Рис. 3.12. Викиди NO_x звичайного двигуна (суцільна лінія) та двигуна з системою «Турбокомпаунд» (пунктирна лінія)

3.8 Розробка гідродинамічної муфти в системі турбокомпаунда

Сучасний розвиток двигунобудування свідчить, що останнім часом активно ведуться дослідження та пошукові роботи з розробки систем турбокомпаунду для дизельних двигунів вантажних автомобілів великого тонуажу (20...40 тон), наприклад, на підприємствах, таких як Volvo, Scania тощо.

Турбокомпаунд – це система, яка використовує енергію відпрацьованих газів, що залишилася після традиційного турбокомпресора, для покращення силових та потужнісних характеристик дизельного двигуна і підвищення його КПД (на 5...7 %). Практичний досвід свідчить, що для гармонізації роботи турбокомпаундної турбіни (ТКТ) з дизельним двигуном, а також для усунення крутильних коливань у вузлах передачі механічної енергії від турбіни на колінчастий вал, обов'язковим є встановлення гідромуфти (ГМ).

Гідродинамічний зв'язок між ведучим (насосом) і веденим (турбіною) валами забезпечує їх незалежне обертання, що дозволяє досягнути плавного запуску з поступовим збільшенням частоти обертання, значно обмежує крутильні коливання, сприяє безшумній роботі та усуненню тертьових пар (що

практично виключає знос деталей ГМ). Це також забезпечує плавність роботи і гармонізацію частот обертання турбіни та колінчастого вала дизеля, а також згладжує стрибки і пульсації при різних швидкісних та навантажувальних режимах роботи силової установки, що особливо важливо для транспортних засобів великого тоннажу, таких як вантажні автомобілі.

У цій роботі здійснено спробу розробити вузол гідromуфти для дизель-генератора Yanmar 6N21AL-GV, при якому максимальні показники потужності та крутного моменту складають $N_e^{\max} = 1020$ кВт та $M_e = 10823,12$ Н·м відповідно, при частоті обертання колінчастого вала 900 хв⁻¹.

Вузол ГМ встановлено між вихідним валом ТКТ та зубчастим редуктором колінчастого валу (рис. 3.13). За конструктивною схемою, на ТКТ розташована косозуба циліндрична передача, колесо якої фіксується на валу насоса ГМ, а на валу турбінного колеса ГМ розміщено шестерню косозубої циліндричної передачі, колесо якої входить у взаємодію з редуктором колінчастого валу (рис. 3.13). Параметри вузла ТКТ (конструкція, розміри, характеристики тощо) та вузла редуктора були розраховані, і їх дані стали частиною вихідних параметрів технічного завдання для розробки вузла гідromуфти. Зокрема, максимальна потужність ТКТ становила 61 кВт, а частота її обертання 23000 хв⁻¹.

Розглянемо докладніше конструкцію вузла гідromуфти, зображену на рис. 3.13. Корпус 1 та кришка корпусу 2, які центруються один щодо одного за допомогою конічних штифтів (які не зображено на рисунку), кріпляться гвинтами 28, утворюючи замкнену порожнину. Саме в цю порожнину встановлюється гідromуфта в зборі з валами, підшипниками та вхідним (швидкохідним) зубчастим колесом 9, що належить до косозубої циліндричної передачі. Провідну частину гідromуфти становлять провідний вал 6 у комплекті з зубчастим колесом 9, розташованим на шліцах, втулкою 12, підшипником 17 та кожухом 5, який приєднаний болтами 25 до насосного колеса 3. Насосне колесо, у свою чергу, фіксується на опорному валу 8 за допомогою шліцевого з'єднання та стопорного кільця 21. Провідну частину ГМ приводить у

обертання зубчасте колесо 9, що взаємодіє із шестернею, встановленою консольно на валу турбокомпаундної турбіни (не зображено на рис. 3.13), а сама ця провідна частина спирається на два кулькових радіальних підшипники 16 і 17.

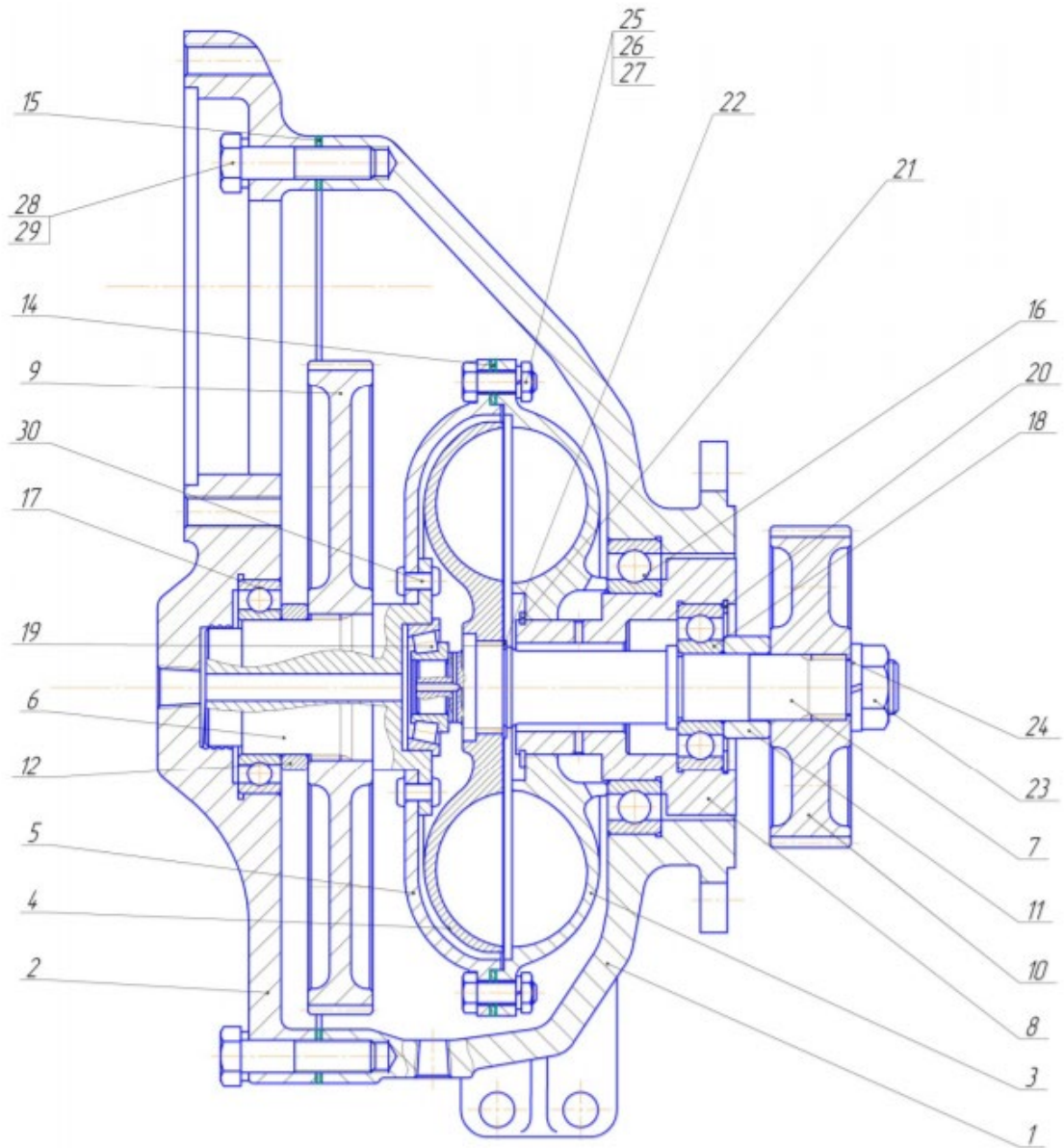


Рис. 3.13. Гідродинамічна муфта

Турбінне колесо 4, яке кріпиться шліцьовим з'єднанням із стопорним кільцем 22 до веденого валу 7, на якому розташована шестерня 10 вихідного (тихохідного) ступеня зубчастої косозубої циліндричної передачі (зубчасте колесо не зображено на рис. 3.7.1) і фіксується у втулці 11 гайкою 23, утворюють провідну частину ГМ. Ця частина спирається на двох опорах: кулько-

вому радіальному підшипнику 18, зафіксованому стопорним кільцем 20, та роликовому конічному підшипнику з наполегливим бортом, встановленому на зовнішньому кільці 19.

Між корпусом 1 та кришкою корпуса 2 встановлено регулювальну проставку 15 з ущільнювальними прокладками, а між кожухом 5 і насосним колесом 3 – регулювальне кільце 14, також із ущільнювальними прокладками. Ці елементи компенсують накопичені похибки в осьових розмірних ланцюгах і сприяють забезпеченню правильного складання та працездатності підшипникових вузлів, як це прийнято в високошвидкісних агрегатах, зокрема при складанні газотурбінних двигунів. Товщина проставки 15 і регулювального кільця 14 визначається за результатами розрахунків розмірних ланцюгів, а точність складання досягається завдяки застосуванню спеціальних пристосувань, елементів селективного складання тощо. Передбачається, що мастило для зубчастих передач, підшипників і система прокачування масла в ГМ для її охолодження працюватимуть у рамках циркуляційної масляної системи, що включає масляний насос двигуна (який забирає масло з картера), спеціальні клапани для підтримання заданого тиску в напірній гілці, систему каналів у конструкції окремих деталей вузла ГМ (на рис. 3.13 зображено лише деякі з них), а також трубопроводи і штуцери, як це реалізовано, наприклад, у системі турбокомпаунду фірми «Scania». Детальний розгляд цих аспектів виходить за рамки даної роботи, де вони вирішені на принциповому рівні.

Таблиця 3.4. Вихідні дані і результати розрахунків параметрів системи турбокомпаунду

			Вихідні параметри		Результати розрахунків			Розрахунки	
Параметр	Позначення	Одиниці виміру	Двигун без Т-К	Турбіна Т-К	Гідромуфта		Зубчаті передачі	Колінчатий вал дизеля (N _e , M _e)	
					Вал насоса	Вал турбіни			
			Режим навантаження				Передаточне число	Режим навантаження	
			Максимальна потужність				1 сту- пінь	2 сту- пінь	Максимальна потужність
Потужність	Ne	кВт	1020	60	59,67	57,3	4,902	5,214	55,017
Частота	n	об/хв	900	23000	4692,3	4692,3			900

обертання									
Крутний момент	Me	Hm	10823	25,28	116,6	116,6			583,764
ККД	η	-			0,982	0,961	0,981	0,981	

Як видно з табл. 3.4, система турбокомпаунду, до складу якої входить розроблений вузол ГМ, забезпечує підвищення потужності та крутного моменту дизельного двигуна порівняно з його роботою без турбокомпаунду у номінальному режимі, зазначеному в таблиці 3.1. При цьому $N_e = 55,017$ кВт, а $M_e = 583,764$ Н·м.

3.9 Висновок до розділу

У процесі розробки турбокомпаундної системи для двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV було здійснено детальний розрахунок і проектування ключових елементів системи, що дозволяє підвищити ефективність та потужність двигуна. На основі визначення потужності силової турбіни та вибору вихідних параметрів для розрахунку проточної частини турбіни були оптимізовані технічні характеристики системи. Розрахунок соплового апарату і робочого колеса турбіни забезпечив максимальну ефективність перетворення енергії, що дозволяє досягти високих показників ККД газової турбіни.

Також, в результаті аналізу параметрів двигуна на часткових режимах роботи було виявлено потенціал для покращення його продуктивності при змінних навантаженнях. Завдяки розробці гідродинамічної муфти, досягнута синергія між турбіною і двигуном, що дозволяє зменшити втрати енергії та підвищити загальну ефективність роботи системи.

4. Економічна оцінка доцільності впровадження турбокомпаундної системи на двигун Yanmar типу 6N21AL-GV

4.1 Обґрунтування доцільності модернізації двигуна YANMAR системою турбокомпаунду

Впровадження турбокомпаундної системи на двигун Yanmar типу 6N21AL-GV має ряд як технічних, так і економічних переваг, що сприяють покращенню експлуатаційних характеристик і підвищенню конкурентоспроможності агрегату. По-перше, система турбокомпаунду дозволяє ефективно використовувати енергію відпрацьованих газів, що залишаються після роботи традиційного турбокомпресора, шляхом перенаправлення її на додаткову силову турбіну. Це дає змогу збільшити потужність двигуна на 5–8 %, що безпосередньо впливає на підвищення продуктивності установки та розширення можливостей її застосування у важких умовах експлуатації, зокрема в системах електропостачання та транспортних засобах великого тоннажу.

По-друге, підвищення потужності супроводжується зростанням крутного моменту, що сприяє покращенню динамічних характеристик двигуна. Завдяки цьому модернізований агрегат демонструє більш стабільну роботу при змінних навантаженнях, що зменшує ризик перегріву та механічного зносу основних вузлів, зокрема циліндро-поршневої групи.

Економічна ефективність модернізації також підтверджується зниженням витрат палива, оскільки більш повне використання енергії відпрацьованих газів дозволяє оптимізувати процес згоряння. Зниження витрат палива безпосередньо впливає на зменшення експлуатаційних витрат, що є важливим критерієм для стаціонарних дизель-генераторів, що працюють на тривалих режимах.

Крім того, модернізація двигуна системою турбокомпаунду дозволяє продовжити термін служби агрегату. Завдяки зниженню крутильних коливань і оптимізації режимів роботи, відбувається зменшення навантаження на

підшипникові та зчепні вузли, що веде до меншого зносу та зниження потреби в ремонтних роботах.

З економічної точки зору, інвестиції в модернізацію двигуна YANMAR 6N21AL-GV системою турбокомпаунду мають короткий строк окупності. Проведені техніко-економічні розрахунки демонструють, що за умови тривалої роботи двигуна в режимі номінальної потужності модернізований агрегат здатен генерувати додаткову потужність, що сприятиме економії палива та підвищенню продуктивності. Це дозволяє за два роки окупити вкладені кошти і отримати стабільну економічну вигоду протягом всього терміну експлуатації установки.

Таким чином, модернізація двигуна YANMAR 6N21AL-GV системою турбокомпаунду є доцільною з точки зору покращення технічних характеристик, зниження експлуатаційних витрат і продовження терміну служби агрегату, що робить її перспективним напрямком для впровадження в сучасні енергетичні установки..

4.2 Оцінка економічної ефективності впровадження в експлуатацію розробленого двигуна

Розрахунок економічної ефективності виконується в доларах Сполучених Штатів Америки (\$).

В табл. 4.1 наведені техніко-економічні показники двигуна YANMAR 6N21AL-GV без та з системою турбокомпаунду

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів при порівнянні

Найменування показників		Позначення	Двигун без системи «ТК»	Двигун з системою «ТК»
Потужність, кВт		N_e	1020	1080
Частота обертання, об/хв		n	900	
Діаметр циліндра, мм		D	210	
Хід поршня, м		S	290	
Вага, кг		G	8600	8630
Габарити, м:	довжина	L	4871	
	ширина	B	1544	
	висота	H	2410	

Питома витрата палива, гр/(кВт·год.)	g_{Π}	189	182
Питома витрата масла, гр/(кВт·год.)	$g_{\text{м}}$	5,72	5,73
Механічний ККД	$\eta_{\text{м}}$	0,9149	0,9077
Число контрольних ремонтів	η	1	
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	ϵ_{min}	1,1	
Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	0,9	0,849
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	0,05	
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{\text{кр}}$	0,3	
Час роботи за рік, год.	t	5475	
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.	$t_{\text{пер}}$	5475	
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.	$t_{\text{кр}}$	110000	
Ціна установки, \$.	Π	392593	422593
Ціна палива, \$./т	Π_{Π}	1070	
Ціна масла, \$./т	$\Pi_{\text{м}}$	1969	
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	0,15	

Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_{\Pi} \cdot N_e \cdot t.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна із системою «ТК» відповідно маємо:

$$N_1 = 0,9 \cdot 1020 \cdot 5475 = 5026050 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,849 \cdot 1080 \cdot 5475 = 5026050 \text{ кВт за рік.}$$

Термін роботи установки визначається за формулою, років: $T = \frac{t_{\text{кр}}}{t}.$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна із системою «ТК» відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{110000}{5475} = 20,0 \text{ років,}$$

$$T_1 = \frac{110000}{5475} = 20,0 \text{ років.}$$

Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, \$:

$$З_{\Pi} = g_{\Pi} \cdot N \cdot \Pi_{\Pi} \cdot 10^{-3}.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна із системою «ТК» відповідно маємо:

$$З_{\Pi 1} = 0,189 \cdot 502605 \cdot 1070 \cdot 10^{-3} = 1016622,5 \$,$$

$$З_{п2} = 0,182 \cdot 5020605 \cdot 1070 \cdot 10^{-3} = 981322,1 \$.$$

Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, \$:

$$З_{м} = g_{м} \cdot N \cdot Ц_{м} \cdot 10^{-3}.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна із системою «ТК» відповідно маємо:

$$З_{м1} = 0,0572 \cdot 5026050 \cdot 1969 \cdot 10^{-3} = 566691,5 \$,$$

$$З_{м2} = 0,0573 \cdot 5026050 \cdot 1969 \cdot 10^{-3} = 567057,6 \$$$

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, \$.

$$З_{пр} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна із системою «ТК» відповідно маємо:

$$З_{пр1} = \frac{0,05 \cdot 5475 \cdot 392593}{5475} = 19629,7 \$., \quad З_{пр2} = \frac{0,05 \cdot 5475 \cdot 422593}{5475} = 21129,7 \$.$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, \$.

$$З_{кр} = \frac{K_{кр} \cdot t \cdot Ц}{t_{кр} \cdot \varepsilon_{min}}.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна із системою «ТК» відповідно маємо:

$$З_{кр1} = \frac{0,3 \cdot 5475 \cdot 392593}{110000 \cdot 1,1} = 5329,2 \$, \quad З_{кр2} = \frac{0,3 \cdot 5475 \cdot 422593}{110000 \cdot 1,1} = 5736,4 \$.$$

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, \$.

$$U = З_{п} + З_{м} + З_{кр} + З_{пр}.$$

Для двигуна без системи «ТК» і для двигуна із системою «ТК» відповідно маємо:

$$U_1 = 1016622,5 + 566691,5 + 19629,7 + 5329,2 = 1608272,8 \$,$$

$$U_2 = 981322,1 + 567057,6 + 21129,7 + 5736,4 = 1575245,8 \$.$$

Річний економічний ефект у споживача від використання двигуна із системою турбокомпаунду визначається за формулою, \$.

					КРМ.142.6221мз.11.04.ПЗ	Лист
						57
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$E_k = \left[\Pi_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - \Pi_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{5026050}{5026050} \cdot 1608272,8 = 1608272,8 \text{ \$}.$$

$$E_k = \left[392593 \cdot \frac{5026050}{5026050} \cdot \left(\frac{\frac{1}{20} + 0,15}{\frac{1}{20} + 0,15} \right) + \frac{1608272,8 - 1575245,8}{\frac{1}{20} + 0,15} \right] - 422593 = 135323 \text{ \$}.$$

Термін окупності двигуна із системою турбокомпаунду визначається за формулою, років

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи турбокомпаунду \$;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, \$.:

$$\Delta S = Z_{\text{п1}} - Z_{\text{п2}} + Z_{\text{м1}} - Z_{\text{м2}} + Z_{\text{пр1}} - Z_{\text{пр2}} + Z_{\text{кр1}} - Z_{\text{кр2}} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 1608272,8 - 1575245,8 = 33027 \text{ \$}.$$

$$\text{Отже, час окупності: } T_{\text{окуп}} = \frac{30000}{33027} = 0,91 \text{ року}.$$

4.3 Висновок до розділу

Було проведено детальний розрахунок та порівняння річних експлуатаційних витрат для двигуна YANMAR 6N21AL-GV у двох конфігураціях: без системи турбокомпаунду та з її впровадженням. Результати аналізу продемонстрували значний економічний ефект, який впливає з впровадження турбокомпаундної системи. За рахунок зниження витрат на паливо, сучасний двигун із турбокомпаундною системою дозволяє зменшити загальні поточні витрати споживача в порівнянні з аналогічним двигуном без цієї модифікації.

Зокрема, річний економічний ефект, обумовлений лише зниженням витрат на паливо, оцінено приблизно у 33 тисячі доларів США. Це свідчить про

значну економію, яка досягається завдяки більш ефективному використанню енергії відпрацьованих газів та оптимізації процесу згоряння. Крім того, завдяки підвищенню потужності та крутного моменту, двигун працює більш стабільно, що знижує знос основних вузлів і дозволяє зменшити витрати на технічне обслуговування.

Оцінка економічної ефективності показує, що термін окупності проекту становить трохи менше одного року за умови експлуатації установки протягом 5475 годин на рік. Такий короткий період повернення інвестицій свідчить про доцільність модернізації двигуна системою турбокомпаунду як з технічної, так і з економічної точки зору. Це інноваційне рішення не лише сприяє підвищенню загальної продуктивності двигуна, а й забезпечує значну економію ресурсів, що є важливим фактором для споживачів при виборі енергетичних установок.

					КРМ.142.6221мз.11.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		59

5. Організація безпеки праці під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння

5.1 Вступ

Організація безпеки праці під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння є критично важливим аспектом для забезпечення надійності роботи обладнання та охорони здоров'я персоналу. Сучасні двигуни, що використовуються як у транспортних засобах, так і в промислових установках, створюють ряд специфічних умов, які можуть впливати на безпеку робочого процесу. Це стосується як впливу шкідливих і небезпечних факторів, що виникають у машинному відділенні, так і умов освітлення, які мають важливе значення для комфортного та ефективного виконання робіт.

У цьому розділі розглядаються основні аспекти організації безпеки праці під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння. Перший підрозділ присвячено аналізу шкідливих і небезпечних факторів в машинному відділенні, зокрема, визначенню джерел шкідливих викидів, шуму, вібрацій та високих температур, які можуть негативно впливати на здоров'я персоналу і надійність роботи двигунів. Другий підрозділ містить оцінку рівня освітленості в машинному відділенні, що є важливим чинником для забезпечення безпечних умов праці та підвищення ефективності виконання робіт.

Таким чином, комплексний аналіз цих аспектів дозволить не лише ідентифікувати потенційні ризики, але й сформулювати рекомендації щодо удосконалення заходів безпеки, що сприятиме підвищенню загальної продуктивності та зниженню можливих аварійних ситуацій під час експлуатації двигунів внутрішнього згоряння.

5.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів в машинному відділенні

Машинне відділення, де розташовані двигуни внутрішнього згоряння, є одним із найважливіших і водночас найризикованіших зон на будь-якому підприємстві чи транспортному засобі. Його специфічні умови створюють

					КРМ.142.6221мз.11.05.ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

низку шкідливих і небезпечних факторів, які можуть негативно впливати як на здоров'я персоналу, так і на надійність експлуатації обладнання.

Одним із головних чинників є вплив шкідливих речовин, що виникають під час процесу згоряння палива. В машинному відділенні регулярно утворюються вихлопні гази, які містять токсичні сполуки, такі як оксиди азоту, вуглекислий газ, чадний газ, а також частинки сажі. Тривале перебування у приміщенні з підвищеним вмістом цих речовин може призвести до гострих і хронічних захворювань органів дихання, серцево-судинної системи та інших систем організму. Для зменшення впливу шкідливих газів необхідно забезпечити належну вентиляцію, регулярне технічне обслуговування фільтраційних систем і моніторинг концентрації токсичних речовин у повітрі.

Крім того, машинне відділення характеризується високим рівнем шуму та вібрацій, що є наслідком роботи двигунів і допоміжного обладнання. Постійний вплив шуму може призвести до погіршення слуху, виникнення стресу і зниження працездатності працівників. Вібрації, що передаються на робочі місця, сприяють механічному зносу обладнання і можуть викликати різного роду травми. Тому важливо впроваджувати заходи з шумозаглушення, використовувати спеціальні амортизуючі кріплення та проводити регулярні вимірювання рівня шуму і вібрацій.

Температурний режим в машинному відділенні також є критичним фактором. Високі температури, що виникають у зв'язку з роботою двигунів, можуть створювати додаткове навантаження на організм працівників, викликати теплові перевтоми і навіть теплові удари. Надмірне тепло впливає на ефективність роботи електронних систем управління та інших компонентів, що може спричинити збої або аварійні ситуації. Для мінімізації ризиків необхідно забезпечити належну систему охолодження приміщення, застосовувати теплоізоляційні матеріали, а також розробити ефективний режим роботи обладнання з урахуванням температурних режимів.

Не менш важливим аспектом є ризик виникнення пожежі та вибухових ситуацій. Наявність легкозаймистих матеріалів, палива, масла та інших хімі-

					КРМ.142.6221мз.11.05.ПЗ	Лист
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

чних речовин в машинному відділенні створює потенційні джерела загоряння. Несправність електропроводки, перегрів двигунів чи інші механічні пошкодження можуть стати причиною пожежних ситуацій. Для запобігання цьому необхідно встановити системи пожежогасіння, забезпечити регулярну перевірку електрообладнання, використовувати пожежостійкі матеріали та організувати своєчасне навчання персоналу з питань дій у випадку пожежі.

Електрична безпека – ще один важливий аспект у машинному відділенні. Наявність високовольтних мереж, контактів і обладнання підвищує ризик ураження електричним струмом. Невідповідне розміщення електричних кабелів, недостатній рівень ізоляції або відсутність систем захисту може призвести до аварійних ситуацій і травм серед співробітників. Тому для забезпечення електробезпеки слід встановити системи автоматичного вимкнення електроживлення, організувати регулярний контроль і технічне обслуговування електроустановок, а також проводити навчання персоналу щодо правил поводження з електрообладнанням.

Нарешті, важливим є аспект ергономіки робочих місць у машинному відділенні. Незадовільна організація робочого простору, погане розташування обладнання і низький рівень освітлення можуть сприяти не тільки зниженню ефективності праці, але й збільшувати ризик випадкових травм. Забезпечення комфортних умов для роботи, правильне розміщення елементів управління, робочих поверхонь і систем сигналізації – усе це є важливими заходами для підвищення рівня безпеки праці.

Проведений аналіз шкідливих і небезпечних факторів в машинному відділенні дозволяє зробити висновок, що забезпечення належного рівня безпеки вимагає комплексного підходу, який включає як технічні заходи, так і організаційні рішення. Розробка та впровадження ефективних заходів з контролю і мінімізації негативних впливів, а також регулярний моніторинг умов праці є невід'ємною частиною організації безпечної експлуатації двигунів внутрішнього згоряння.

5.3 Оцінка рівня освітленості в машинному відділенні

Ефективне освітлення в машинному відділенні є важливим чинником, що впливає як на безпеку праці, так і на якість виконання технічних робіт. Правильне розташування джерел світла та забезпечення відповідного рівня освітленості сприяють зниженню ризику помилок, підвищенню концентрації уваги персоналу і попередженню можливих аварійних ситуацій.

Оцінка рівня освітленості проводиться з урахуванням як загальної, так і локальної освітленості приміщення. Загальна освітленість забезпечується основними джерелами світла, такими як стельові та вбудовані лампи, які розподіляють світло рівномірно по всій площі машинного відділення. Локальна освітленість, в свою чергу, має значення у зонах, де виконуються детальні роботи, наприклад, при технічному обслуговуванні двигунів, перевірці стану обладнання або ремонті. В цих зонах рекомендується встановлення додаткових освітлювальних приладів з високим ступенем яскравості та спрямованим світловим потоком, що дозволяє уникнути утворення тіней та забезпечити оптимальну видимість.

Для оцінки рівня освітленості використовують такі показники, як інтенсивність освітлення, вимірювана в люксах (лк), та рівномірність розподілу світла. За нормативними вимогами, для забезпечення безпечних умов праці в машинному відділенні рекомендується підтримувати загальний рівень освітленості не менше 300...500 лк, а для виконання точних робіт – до 1000 лк і більше. Окрім цього, необхідно враховувати колірну температуру світла, яка впливає на сприйняття кольорів і контрастність, що є важливим для візуального контролю за станом технічного обладнання.

Важливим аспектом оцінки рівня освітленості є регулярний моніторинг та вимірювання показників освітлення за допомогою спеціалізованих вимірювальних приладів. Це дозволяє своєчасно виявляти зони з недостатнім освітленням, планувати заходи з удосконалення освітлювальної системи та проводити коригування існуючих схем розташування джерел світла. Крім то-

го, оптимізація освітлювальної системи сприяє зниженню енергоспоживання, що позитивно впливає на експлуатаційні витрати підприємства.

Окрім технічних характеристик, організація освітлення в машинному відділенні враховує ергономічні вимоги. Правильне розміщення світлових приладів, їх регульованість за яскравістю та можливість адаптації до змінних умов роботи сприяють підвищенню комфорту персоналу, що безпосередньо впливає на продуктивність праці і знижує ризик виникнення помилок.

Таким чином, оцінка рівня освітленості в машинному відділенні є комплексним процесом, який включає аналіз як загальних, так і локальних показників освітлення, відповідність нормативним вимогам і врахування ергономічних аспектів. Забезпечення оптимальних умов освітлення є невід'ємною складовою організації безпеки праці, сприяючи підвищенню ефективності технічного обслуговування, зниженню ризиків та підтриманню високого рівня експлуатаційної надійності двигунів внутрішнього згорання.

5.4 Висновок до розділу

У розділі було детально проаналізовано основні аспекти організації безпеки праці під час експлуатації двигунів внутрішнього згорання, що включає комплекс заходів, спрямованих на мінімізацію ризиків для здоров'я працівників та забезпечення стабільної роботи технічних систем. Здійснена оцінка шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні дозволила ідентифікувати потенційні загрози, серед яких виділяються токсичні викиди, шум, вібрації, високі температури, а також можливі електричні та механічні несправності. На основі отриманих даних були сформульовані рекомендації щодо впровадження заходів з вентиляції, застосування засобів індивідуального захисту, використання сучасних систем гасіння пожеж, а також проведення регулярного технічного обслуговування обладнання.

Особливу увагу приділено організації належного освітлення в машинному відділенні. Проведений детальний розрахунок рівня освітленості показав, що оптимальні умови освітлення не тільки сприяють підвищенню конче-

нтрації та зниженню втоми працівників, але й дозволяють своєчасно виявляти технічні несправності та знижувати ризик аварійних ситуацій. Забезпечення адекватного рівня світла допомагає усунути утворення тіней, покращує видимість елементів обладнання і сприяє більш ефективній роботі технічного персоналу.

Комплексний підхід до аналізу та впровадження заходів безпеки створює сприятливе середовище для експлуатації двигунів внутрішнього згоряння. Це дозволяє не лише захистити здоров'я співробітників, але й оптимізувати використання технічних засобів, зменшити експлуатаційні витрати і підвищити загальну надійність систем. У результаті реалізації всіх запропонованих заходів створюється безпечні умови праці, що значно знижує ймовірність виникнення аварійних ситуацій і сприяє ефективному використанню обладнання на об'єктах, де працюють двигуни внутрішнього згоряння.

					КРМ.142.6221мз.11.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		65

Висновок

Кваліфікаційна робота охоплює широкий спектр розрахунків, розробок та технічних рішень, які є науково обґрунтованими, технічно виправданими та мають значний потенціал для практичного застосування. Основною метою роботи стало вдосконалення двигуна Yanmar типу 6N21AL-GV шляхом інтеграції системи «Турбокомпаунду», яка дозволяє ефективніше використовувати енергію відпрацьованих газів.

У процесі роботи було запропоновано та опрацьовано додаткову схему системи утилізації енергії відпрацьованих газів. Розрахунки, проведені в спеціальній частині дослідження, продемонстрували значні покращення експлуатаційних характеристик двигуна. Зокрема, встановлення системи «Турбокомпаунду» на номінальному режимі роботи дозволяє:

- знизити питому витрату палива приблизно на 6...8 г/(кВт·год), що підвищує економічність роботи двигуна;
- збільшити потужність двигуна на 55 кВт, що розширює можливості його застосування в енергетичних установках.

У розділі, присвяченому охороні праці, проведено детальні розрахунки та розроблено заходи, спрямовані на забезпечення надійної та безпечної експлуатації модернізованого двигуна. Враховано вимоги до захисту персоналу від шкідливих факторів, таких як висока температура, шум та вібрації, а також запропоновано засоби зменшення цих впливів.

Економічний розрахунок демонструє суттєві переваги впровадження системи. Зокрема, річний економічний ефект від зниження поточних витрат на паливо оцінюється приблизно у 33 тисячі доларів США. Термін окупності проекту становить трохи менше одного року за умови експлуатації установки протягом 5475 годин на рік.

Таким чином, виконані дослідження та отримані результати підтверджують доцільність і перспективність впровадження запропонованих рішень. Це дозволяє не лише підвищити ефективність роботи двигуна, але й забезпечити економічну вигідність та екологічну відповідність модернізованої системи.

					КРМ.142.6221мз.11.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		66

Література

1. Суднові двигуни внутрішнього згорання : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Operation manual Yanmar Diesel Engine Model 6N21(A)L, 2009. – 429.
4. Operation manual Exhaust Gas Turbocharger Type «RH183». – 49.
5. Minchev D. Tutorial «Blitz-PRO», 2018. – 84.
6. Швець І. А. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту з дисципліни «Газова динаміка та агрегати наддуву» студентами денної та заочної форми навчання. – Первомайськ: ППІ НУК – 65 с.
7. Мошенцев Ю. Л. Розрахунок ступені відцентрового наддувного компресора: навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв: НУК, 2021. – 160 с.
8. Minchev, D.S., Gogorenko, O.A., Varbanets, R.A., Moshentsev, Y.L., Píštěk, V., Kučera, P., Shumylo, O.M., Kyrnats, V.I. (2022). Prediction of centrifugal compressor instabilities for internal combustion engines operating cycle simulation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. <https://doi.org/10.1177/09544070221075419>
9. Bell C. Maximum Boost: Designing, Testing and Installing Turbocharger Systems. Bentley Publishers, 1997. – 250 p.
10. Woodyard, D. F. Pounder's marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
11. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
12. Кузнецов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці / В. В. Кузнецов. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.

					КРМ.142.6221мз.11.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		67

13. Diesel Turbo-compound Technology. ICCT/NESCCAF Workshop. Improving the Fuel Economy of Heavy-Duty Fleets II February 20.2008, 10 с.

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

					КРМ.142.6221мз.11.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		68