

**Національний університет кораблебудування
ім. адмірала Макарова**

МІНЧЕВ Дмитро Степанович

УДК 621.436.75

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ
БЕЗШАТУННИХ ДВИГУНІВ ШЛЯХОМ
УДОСКОНАЛЕННЯ СХЕМ ТА ПАРАМЕТРІВ
СИСТЕМИ НАДДУВУ**

**Спеціальність 05.05.03 - двигуни та енергетичні
установки**

**Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук**

Миколаїв - 2010

Дисертація є рукописом.

Робота виконана у Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України, м. Миколаїв.

Науковий керівник - кандидат технічних наук, доцент
Мошенцев Юрій Леонідович,
Національний університет
кораблебудування імені адмірала
Макарова МОН України, м. Миколаїв,
доцент кафедри «Двигуни внутрішнього
згоряння».

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, доцент
Ткач Михайло Романович,
Національний університет
кораблебудування імені адмірала
Макарова МОН України, м. Миколаїв,
завідувач кафедри «Теоретична механіка»;

кандидат технічних наук, доцент
Білоусов Євген Вікторович,
Херсонський державний морський інститут
МОН України, м. Херсон, доцент кафедри
«Експлуатація суднових енергетичних
установок та загально-інженерна
підготовка».

Захист відбудеться " 19 " жовтня 2010 р. о 13 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01 Українського державного морського технічного університету імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України за адресою 54025, м. Миколаїв, пр. Героїв Сталінграда, 9.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Українського державного морського технічного університету імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, пр. Героїв Сталінграда, 9.

Автореферат розісланий 14 вересня 2010 р

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

А.П. Шевцов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Розвиток сучасних високообертних транспортних дизельних двигунів характеризується безперервним зростанням тиску наддувного повітря, яке досягає 0,3...0,35 МПа. Таке високе значення тиску наддувного повітря при застосуванні найбільш вживаної системи вільного газотурбінного наддуву призводить до суттєвого погіршення умов узгодження роботи лопаткових машин турбокомпресора з поршневою частиною двигуна у широкому діапазоні зміни режимів роботи, притаманному транспортним двигунам. Як наслідок, зменшується економічність двигуна, значно знижуються тягові характеристики в зоні низьких обертів, різко погіршуються характеристики перехідних процесів.

Подолання вказаних проблем можливе шляхом ефективного регулювання турбокомпресора за допомогою зміни геометрії проточної частини турбіни та компресора, застосуванням складних систем керованого паралельного та керованого послідовного газотурбінного наддуву, що містять два турбокомпресори, або шляхом застосування систем комбінованого наддуву (до складу яких входить турбокомпресор та компресор з механічним приводом від валу двигуна).

Застосування тих чи інших схем наддуву суттєво залежить від призначення та конструктивних особливостей двигуна, зокрема від конструкції силового механізму. Одним з можливих напрямків розвитку ДВЗ є використання безшатунного силового механізму еліпсографічного типу, вперше застосованого Ч. Парсонсом для парових поршневих машин та широко відомого за авіаційними двигунами конструкції С. С. Баландіна. Роботи по проектуванню та створенню дизельних двигунів з удосконаленим безшатунним силовим механізмом протягом останніх 10 років проводяться у м. Донецьку на підприємстві «КБ Вуля». Використання безшатунного силового механізму дозволяє відносно просто інтегрувати в конструкцію двигуна привідний поршневий компресор двома можливими способами. За першим способом в якості циліндрів компресора може використовуватись підпоршнева порожнина робочих циліндрів - у цьому випадку немає необхідності встановлення окремих компресорних поршнів та циліндрів. Другий спосіб полягає у використанні синхронізуючих повзунів безшатунного механізму для приводу окремих поршнів повітряного компресора, встановлених в окремих циліндрах.

В сучасній технічній літературі відсутні результати досліджень щодо доцільності використання привідного поршневого компресора в складі системи комбінованого наддуву безшатунних дизельних двигунів. Не визначені раціональні схеми систем наддуву з використанням такого компресора та закони раціонального регулювання таких систем відповідно до режиму роботи двигуна. Крім того, відсутні рекомендації та реалізовані програмні засоби, за допомогою яких можливе виконання розрахунку

робочого циклу та характеристик безшатунного турбопоршневого дизельного двигуна з інтегрованим поршневим компресором.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана у відповідності до тематичного плану фундаментальних науковий-дослідних робіт Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова в рамках держбюджетних та госпдоговірних тем: № 1511 «Визначення схемних рішень перспективних систем енергопостачання на основі турбопоршневих енергоагрегатів з використанням конвенційних та альтернативних палив» (№0104U003291); №1521 - «Створення наукових основ проектування енергетичних установок спеціалізованих суден та комплексів» (№0104U003093); №1560 -«Експериментальне дослідження показників турбопоршневих двигунів систем автономного енергопостачання при роботі на альтернативних паливах», (№0104U008262), в яких автор брав участь як виконавець.

Метою наукового дослідження є вдосконалення схем та параметрів системи наддуву дизельних чотиритактних двигунів з безшатунним силовим механізмом при використанні привідного поршневого компресора, інтегрованого в конструкцію двигуна.

Основні задачі наукового дослідження:

- визначення шляхів вдосконалення високообертних транспортних чотиритактних дизельних двигунів;
- експериментальне дослідження робочого процесу дослідного зразка двигуна та процесів в елементах системи комбінованого наддуву;
- вдосконалення математичної моделі робочого циклу турбопоршневого дизельного двигуна з системою комбінованого наддуву;
- аналіз можливих варіантів виконання системи комбінованого наддуву з використанням інтегрованого поршневого компресора на базі моделювання робочих характеристик двигуна;
- визначення раціонального типу та раціональних параметрів органів газорозподілу привідного поршневого компресора;
- розробка рекомендацій щодо ефективного регулювання обраного варіанта системи комбінованого наддуву.

Об'єкт дослідження: сумісні робочі процеси в циліндрі двигуна та системі комбінованого наддуву з привідним поршневим компресором.

Предмет дослідження: характеристики та параметри робочих процесів у циліндрі двигуна та системі комбінованого наддуву, раціональний вибір яких забезпечує підвищення ефективності двигуна.

Методи дослідження. При побудові диференційної математичної моделі робочого циклу турбопоршневого двигуна з системою комбінованого наддуву використовувались математичні методи чисельного інтегрування систем диференціальних рівнянь, записаних для квазістаціонарного та одновимірного уявлення робочих процесів. Чисельні експерименти, виконані за допомогою реалізованої здобувачем математичної моделі, були основним методом досліджень. При пошуку раціональних параметрів поршневого компресора та органів газорозподілу

поршневого компресора використовувались методи термодинамічної оптимізації та регресійного аналізу. При обробці експериментальних даних використовувалися статистичні методи оцінки похибок вимірювань.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. *Вперше* показано, що застосування поршневого компресора, інтегрованого в конструкцію безшатунного дизельного двигуна, в складі системи комбінованого наддуву з розвиненим регулюванням, дозволяє підвищити максимальний крутильний момент двигуна на 9... 18 %, підвищити крутильний момент за мінімальної частоти обертання на 40... 110 %, підвищити коефіцієнти пристосування двигуна за моментом та частотою обертання на 5... 16 % та 25... 45 %, відповідно, при збільшенні номінальної потужності на 0...3 % та поліпшенні або збереженні рівня паливної економічності.

2. *Вперше* встановлено, що раціональна система наддуву високообертних транспортних безшатунних дизельних двигунів має складатися з турбокомпресора в якості першого ступеня стиску повітря та інтегрованого в конструкцію двигуна поршневого компресора в якості другого ступеня стиску повітря. Раціональне значення степеня підвищення тиску повітря в поршковому компресорі становить 1,05 ... 1,25. Для забезпечення найбільшої ефективності використання поршневого компресора необхідно в залежності від визначених у роботі діапазонів режимів роботи двигуна забезпечити три основних режими роботи системи комбінованого наддуву: 1) режим двоступеневого стиску повітря; 2) режим двоступеневого стиску повітря з одночасним регулюванням продуктивності поршневого компресора; 3) режим одноступеневого стиску повітря в турбокомпресорі з одночасним відключенням поршневого компресора.

3. *Вдосконалена* термодинамічна математична модель робочого циклу дизельного двигуна з системою комбінованого наддуву виконана в диференційній формі. В загальній моделі поєднані підмоделі робочого процесу в циліндрі дизельного двигуна, робочого процесу в поршковому компресорі (з розрахунком динаміки автоматичних клапанів), хвильових процесів у випускних патрубках та процесів в елементах газоповітряного тракту двигуна. Модель дозволяє здійснювати кількісну оцінку впливу конструктивних та схемних факторів поршневого компресора та системи наддуву на швидкісні та навантажувальні характеристики двигуна.

4. *Отримав подальший розвиток* метод розрахункового визначення швидкісних та навантажувальних характеристик двигуна шляхом коректного врахування зміни параметрів паливоподачі, величини механічних втрат на тертя, параметрів системи охолодження наддувного повітря, параметрів лопаткових машин турбокомпресора в залежності від режиму роботи двигуна.

Достовірність результатів досліджень забезпечується використанням сучасних розрахунково-експериментальних засобів та методів, коректною постановкою задачі дослідження. Розрахунковий аналіз виконувався на

базі вдосконалених математичних моделей та програм розрахунку, які в достатньому обсязі враховують реальні фізичні особливості процесів, що досліджувалися. Математична модель налаштовувалася з використанням експериментальних даних, що були отримані при випробуванні дослідного зразка двигуна, а також шляхом порівняння з моделями-аналогами. Отримані в роботі результати є логічними і не суперечать практиці проектування двигунів внутрішнього згорання.

Теоретичне значення одержаних результатів полягає у встановленні впливу конструктивних параметрів та параметрів регулювання системи комбінованого наддуву на зовнішню швидкісну та навантажувальні характеристики двигуна з безшатунним силовим механізмом. Зокрема встановлений вплив геометричних та фізичних параметрів привідного поршневого компресора та автоматичних клапанів, що забезпечують повітрообмін у компресорі; кількості та ефективності охолоджувачів наддувного повітря; різних способів регулювання системи наддуву та агрегатів наддуву, що входять до її складу.

Практичне значення одержаних результатів:

- визначена принципова можливість використання привідного поршневого компресора у складі системи комбінованого наддуву безшатунного дизельного двигуна;

- визначені раціональні параметри системи комбінованого наддуву для безшатунного двигуна VME-B404 (4ЧН 8,5/8,8), зокрема тип та раціональні параметри органів повітророзподілу поршневого компресора;

- запропонований спосіб регулювання системи комбінованого наддуву, який базується на використанні одного клапана керування (спосіб регулювання та конструкція клапана керування захищені патентами України);

- реалізована у вигляді програмного продукту вдосконалена математична модель дозволяє виконувати розрахунки робочого циклу дизельних двигунів, а також розрахунки їх робочих характеристик, з метою отримання конкретних рекомендацій при проектуванні нових двигунів;

- математична модель використовується в навчальному процесі кафедри «Двигуни внутрішнього згорання» у курсовому та дипломному проектуванні;

- результати роботи використовуються у ВАТ «Бериславський машинобудівний завод», м. Берислав Херсонської обл., «КБ Вуля», м. Донецьк, ВАТ «Чорноморсуднопроект», м. Миколаїв.

Особистий внесок автора. Наукові та практичні результати, викладені в дисертації, отримані автором особисто. Здобувану належить вдосконалення та реалізація математичної моделі турбопоршневого двигуна з системою комбінованого наддуву, виділення та аналіз перспективних схем наддуву з використанням інтегрованого в конструкцію двигуна поршневого компресора, виконання основних

розрахунків, визначення раціональних параметрів можливих схем наддуву.

Апробація результатів дисертації. Основні теоретичні та експериментальні результати дисертації доповідалися й одержали позитивну оцінку фахівців на XIV Міжнародному конгресі двигунобудівників (с. Рибаче, Крим - 2009 р.); II Міжнародній науково-технічній конференції студентів, аспірантів, вчених і спеціалістів «Суднова енергетика: стан та проблеми» (НУК, Миколаїв - 2007 р.); II, III Всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення» (ППП НУК, м. Первомайськ - 2007 р., 2009 р.); Науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу НУК (НУК, Миколаїв - 2008 р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 8 наукових праць, у тому числі 5 статей у фахових наукових виданнях, отримані 2 патенти України.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Дисертація складається зі вступу, шести розділів, загальних висновків, додатків і списку використаних джерел. Повний обсяг дисертації містить 243 сторінки, у тому числі 56 рисунків, 8 таблиць, 6 додатків на 20 сторінках, список використаних джерел із 143 найменувань на 15 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність роботи, сформульована мета й завдання дослідження, викладені наукова новизна, практичне значення одержаних результатів, зазначений особистий внесок здобувача, наведені дані про апробацію результатів дисертаційної роботи та публікації за темою дослідження.

У першому розділі проаналізовані шляхи розвитку сучасних високообертних транспортних чотиритактних дизельних двигунів і з'ясовано, що одним з основних напрямків їх вдосконалення є подальше поліпшення ефективності системи наддуву.

Використання безштанного силового механізму еліпсографічного типу відкриває низку нових малодосліджених можливостей щодо організації робочого циклу дизельних двигунів. Насамперед ці можливості пов'язані з використанням конструктивних особливостей таких двигунів для організації поршневої машини: або у підпоршневому просторі робочих циліндрів (рис. 1), або з використанням синхронізуючих повзунів механізму в окремих циліндрах. Поршнева машина, в загальному випадку, може бути використана: в якості поршневого повітряного компресора, в якості поршневої розширювальної машини для наддувного Повітря, в якості поршневої розширювальної машини для відхідних газів або для здійснення двостороннього робочого процесу. Для всіх цих варіантів був здійснений окремий чисельний аналіз. За результатами цього аналізу встановлено, що використання даної поршневої машини в якості

Компресора найбільш просте з конструктивної та технологічної точок зору і обіцяє найбільший ефект.

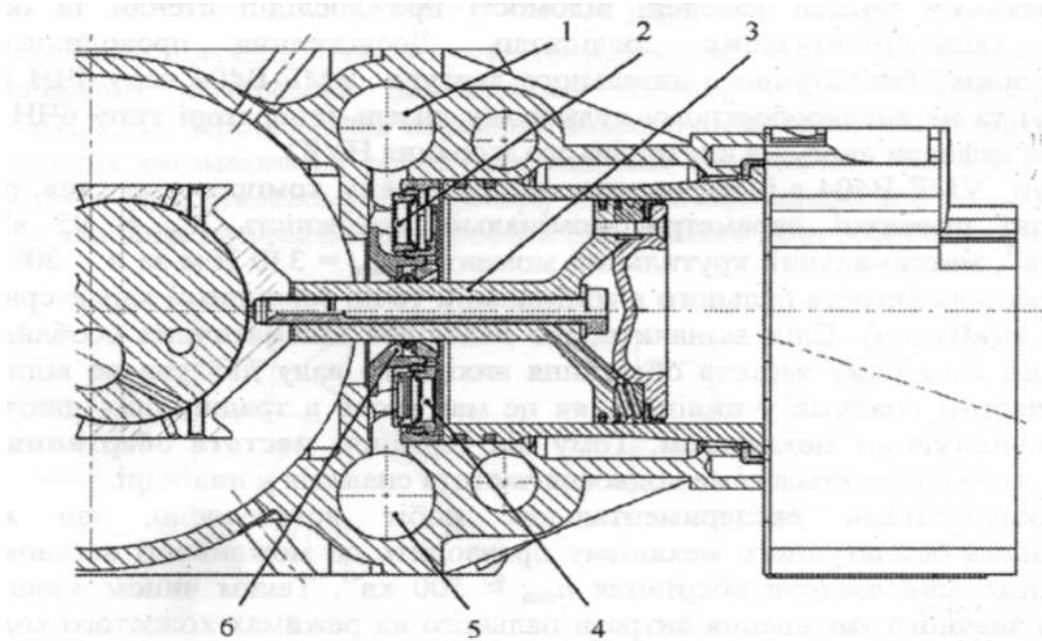


Рис. 1. Робочий циліндр двигуна з підпоршневим компресором:

1 - всмоктуючий колектор компресора; 2 - всмоктуючий автоматичний клапан; 3 - шток поршня; 4 - нагнітаючий автоматичний клапан; 5 - нагнітаючий колектор компресора; 6 - ущільнення штоку поршня

Розгорнутий аналіз відомих типів системи наддуву дозволив визначити їх основні переваги та недоліки. Значну увагу приділено вивченню особливостей роботи сучасних чотиритактних двигунів фірм Volkswagen, BMW, Volvo, Daimler та ін., в яких застосовуються системи комбінованого наддуву та системи керованого паралельного і керованого послідовного газотурбінного наддуву. Такі рішення дозволяють суттєво поліпшити динамічні, економічні та екологічні показники сучасних двигунів. Встановлено, що використання поршневого компресора, інтегрованого в конструкцію двигуна з безшатунним силовим механізмом у складі системи комбінованого наддуву, потенційно дозволить істотно поліпшити динамічні показники, покращити перехідні процеси та поліпшити екологічні параметри двигуна.

У другому розділі розроблена технологічна карта наукового дослідження, що дозволяє логічно пов'язати запит практики, головну та допоміжні задачі дослідження, основні наукові результати, практичну цінність та впровадження результатів роботи. З використанням системного підходу до аналізу дизельного двигуна як складної технічної системи розроблена ієрархічна схема дослідження. Засобами реалізації системного підходу стали теоретичні та експериментальні методи дослідження. Серед теоретичних методів слід виокремити метод математичного моделювання,

який широко використовувався на всіх ієрархічних рівнях дослідження. Сформовані основні вимоги до математичної моделі турбопоршневого двигуна з системою комбінованого наддуву. Також виділені критерії, що визначають методику проведення експериментальних досліджень.

У третьому розділі наведені відомості про дослідні стенди та основні результати експериментальних досліджень. Дослідження проводились на дослідному зразку безшатунного дизельного двигуна VME-B404 типу 4ЧН 8,5/8,8 («КБ Вуля») та на високообертному судновому дизель-генераторі типу 6ЧН 13/14 (лабораторія кафедри двигунів внутрішнього згоряння НУК).

Двигун VME-B404 з інтегрованим підпоршневим компресором (див. рис. 1) має наступні **проектні параметри**: номінальна потужність $N_{ен} = 95$ кВт за $n_n = 4000$ хв⁻¹, максимальний крутильний момент $M_{емax} = 330$ Н·м за $n < 2000$ хв⁻¹, питома ефективна витрата пального в мінімальній точці зовнішньої характеристики $g_{emin} = 195$ г/(кВт·год). Слід зазначити, що внаслідок кінематичних особливостей безшатунного механізму частота обертання вихідного валу двигуна не відповідає подвоєній частоті спалахів у циліндрі, як це має місце в традиційних двигунах з кривошипно-шатунним механізмом. Тому під терміном **частота обертання валу двигуна** (n , хв⁻¹) розуміється саме подвоєна частота спалахів у циліндрі.

За результатами експериментальних робіт встановлено, що висока врівноваженість безшатунного механізму призводить до можливості встановлення низької мінімальної частоти обертання $n_{min} \approx 500$ хв⁻¹. Таким чином з'являється можливість значного зменшення витрати пального на режимах холостого ходу, які становлять значну частку при експлуатації двигунів даного класу. Слід зазначити, що зменшення n_{min} майже вдвічі порівняно з традиційними двигунами-аналогами зумовлює більш **жорсткі вимоги** до системи наддуву, яка має забезпечити потрібне повітропостачання в розширеному діапазоні робочих режимів двигуна.

Для оцінки рівня механічних втрат у дослідному двигуні були проведені відповідні експерименти. Механічні втрати визначалися шляхом прокрутки попередньо прогрітого до робочих температур охолоджуючих носіїв двигуна від балансирного електродвигуна постійного струму. Визначались різні складові механічних втрат: середній тиск механічних втрат при прокручуванні двигуна ($p'_{m\sum}$) та середній тиск механічних втрат на тертя та приведення допоміжних механізмів при зафіксованих в закритому положенні впускних і випускних клапанів ($p_{тр}$).

Отримані наступні залежності:

$$p'_{m\sum} = 130 + 26 \frac{n}{1000} + 0,4 c_m^2, \text{кПа}; \quad p_{тр} = 73 + 38 \frac{n}{1000}, \text{кПа},$$

де c_m – середня швидкість руху поршня, м/с.

Порівняння рівня механічних втрат у дослідному двигуні з даними Дж. Б. Гейвуда, Б. Чаллена, Д. Н. Вирубова для традиційних двигунів даного класу дозволило зробити висновок, що рівень механічних втрат у

дослідному двигуні співставний (дещо нижчий) з рівнем механічних втрат для двигунів з традиційним кривошипно-шатунним механізмом.

Методом прокрутки від електродвигуна здійснений значний обсяг експериментальних досліджень інтегрованого підпоршневого компресора. Зокрема підтверджена **висока ефективність** відключення компресора у всьому діапазоні зміни частоти обертання двигуна шляхом перекриття всмоктування. Отримана наступна експериментальна залежність середнього тиску прокрутки підпоршневого компресора при перекритому всмоктуванні $p_{\text{пшк.п.вс}}$:

$$p_{\text{пшк.п.вс}} = 2,26 + 0,5 \frac{n}{1000}, \text{кПа.}$$

Отримане підтвердження результатів розрахунку щодо величини ефективності підпоршневого компресора за низьких значень степені підвищення тиску $\Pi_{\text{пшк}} = 1,1 \dots 1,25$. Проводилась перевірка теоретичних висновків щодо можливості використання автоматичних сферичних клапанів тарілчастого типу для організації газообміну в підпоршневому компресорі, зокрема підтверджений вплив жорсткості пружини клапанів на ефективність роботи поршневого компресора (рис. 2).

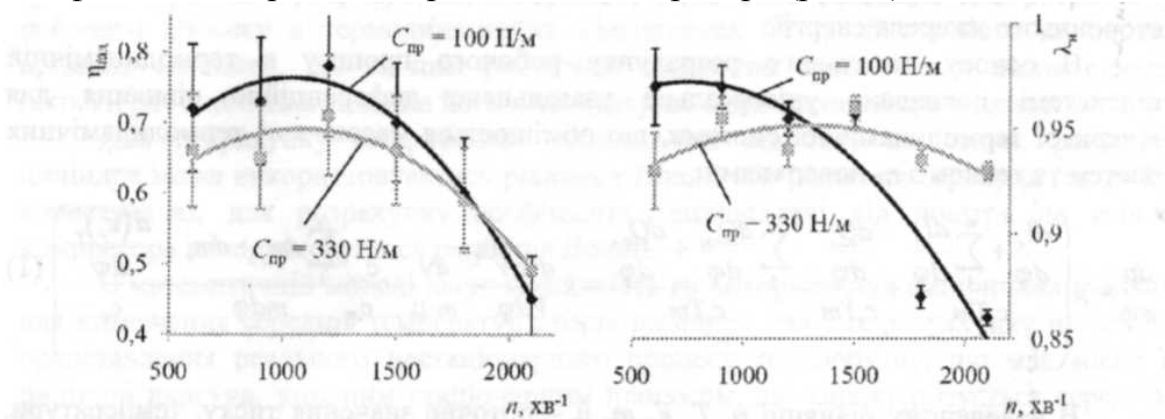


Рис. 2. Залежність індикаторного адіабатного ККД $\eta_{\text{ад.к}}$ та коефіцієнта наповнення λ_n поршневого компресора від жорсткості пружини клапана $C_{\text{пр}}$

Для перевірки адекватності розробленої математичної моделі визначались експериментальні характеристики двигунів типу 4ЧН 8,5/8,8 та 6ЧН 13/14.

За результатами експериментальних досліджень накопичений достатній обсяг даних для коректного математичного моделювання робочого циклу турбопоршневого двигуна з інтегрованим поршневим компресором.

У четвертому розділі обґрунтовані вимоги до математичної моделі об'єкта дослідження.

Турбопоршневий двигун з системою комбінованого наддуву розглядається як відкрита термодинамічна система, що обмінюється енергією з навколишнім середовищем та споживачем потужності, та складається з сукупності відкритих термодинамічних підсистем: «робочий циліндр», «циліндр компресора», «всмоктуючий колектор компресора»,

«нагнітаючий колектор компресора», «повітряний ресивер двигуна», «випускний патрубок» та «випускний колектор» (рис. 3).

Слід відзначити наступні **характерні особливості** моделі:

- розрахунок характеристик тепловиділення за кінематичними рівняннями випаровування та вигорання палива (методика Разлейцева М. Ф.);
- моделювання турбокомпресора з використанням експериментальних характеристик компресора та турбіни;
- розрахунок епюри середньої за цикл температури поверхні циліндрової втулки по висоті;
- розрахунок кінематики автоматичних сферичних тарілчастих клапанів, що використовуються для організації газообміну в поршневому компресорі;
- розрахунок нестационарного руху газу в протяжних елементах випускного колектора в рамках одновимірного підходу.

Математична модель **дозволяє**:

- виконувати розрахунки характеристик двигуна (для усталених режимів роботи);
- сумісне замкнуте моделювання робочих процесів одночасно в усіх термодинамічних підсистемах;
- виконувати розрахунки робочих процесів для випадку прокрутки двигуна від стороннього джерела енергії.

В основу чисельного розрахунку робочого процесу в термодинамічній підсистемі покладене універсальне узагальнене диференціальне рівняння для відкритої термодинамічної системи, що обмінюється масою n_1 з термодинамічних систем та теплом з n_2 поверхнями:

$$\frac{dp}{d\phi} = p \left(\frac{\frac{dl_x}{d\phi} + \sum_1^n \frac{dl_j}{d\phi}}{c_v T m} + \frac{\frac{dQ_x}{d\phi}}{c_v T m} - \frac{\sum_1^{n_2} \frac{dQ_{ст1}}{d\phi} + \frac{dQ_{н.т.}}{d\phi}}{c_v T m} - k \frac{d \ln V}{V d\phi} + \frac{dv}{m/\mu} - \frac{c_{vm}}{c_v} \frac{\sum_1^n dm_j + dm_x}{m d\phi} - \frac{\frac{d(c_v)_T}{d\phi}}{c_v} \right). \quad (1)$$

В наведеному рівнянні p , T , V , m , μ – поточне значення тиску, температури, маси, об'єму та молярної маси робочого тіла; c_v , c_{vm} – питома ізохорна масова істинна та середня теплоємність робочого тіла; dm_j , dl_j – елементарна маса та

елементарна ентальпія, що поступає в систему чи покидає систему при взаємодії з j -ю системою; dm_T , dl_T – елементарна маса та елементарна ентальпія палива, що випарувалось; dQ_x – енергія, що виділяється при згорянні палива; $dQ_{ст}$ – теплота, яка відводиться від робочого тіла до стінок, $dQ_{н.т.}$ – теплота, що витрачається на підігрів і випаровування палива.

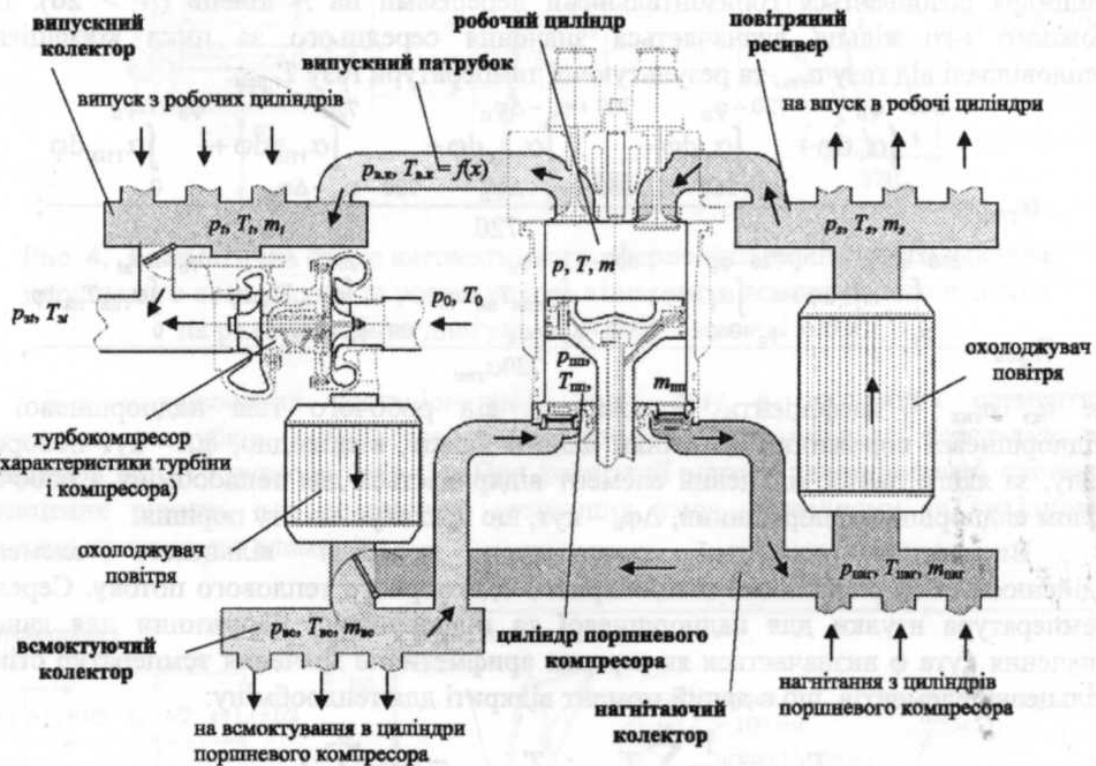


Рис. 3. Структурна схема математичної моделі

Запис рівняння (1) в наведеному вигляді запропонований автором і дозволяє суттєво спростити розрахункові алгоритми, адже воно придатне для розрахунку робочого процесу в термодинамічних підсистемах без розбиття його на окремі процеси. Важливо, що за цим рівнянням **коректно** враховується зміна складу (якості) робочого тіла та зміна його молекулярної маси (останні три доданки).

Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі від газу до стінок робочого циліндра може використовуватись рівняння Вошні або рівняння Пфлаума (на вибір користувача), для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від повітря до стінок компресора використовується рівняння Вошні.

В математичній моделі існує можливість як використання емпіричних рівнянь для визначення середніх температур стінок циліндра, так і їх розрахунку на основі представлення реального нестационарного процесу теплообміну, що має місце в циліндрі двигуна, умовним стаціонарним процесом, що характеризується середнім значенням коефіцієнта тепловіддачі до стінок циліндра $\alpha_{гт}$ та результуючою температурою газів у циліндрі $T_{г.рез}$. При визначенні середньої температури поверхні

стілки циліндрової втулки враховується, що внаслідок руху поршня площа теплообмінної поверхні втулки постійно змінюється, що формує епюру температури втулки по висоті. Врахування даної особливості дуже **важливе** для випадку організації підпоршневого компресора, адже різниця між середніми температурами втулки для надпоршневої та підпоршневої порожнини може сягати 100 К. Втулка циліндра розбивається горизонтальними перерізами на N кілець ($N > 20$). Для кожного i -го кільця визначається значення середнього за цикл коефіцієнта тепловіддачі від газу $\alpha_{\Gamma mi}$ та результуючої температури газу $T_{\Gamma \text{рез}i}$:

$$\alpha_{\Gamma mi} = \frac{\int_{\varphi_0}^{360-\varphi_0} \alpha_{\Gamma} d\varphi + \int_{\varphi_0+360}^{720-\varphi_0} \alpha_{\Gamma} d\varphi + \int_{360-\varphi_0+\Delta\varphi_{\Pi}}^{360+\varphi_0-\Delta\varphi_{\Pi}} \alpha_{\Gamma \text{пк}} d\varphi + \int_{720-\varphi_0+\Delta\varphi_{\Pi}}^{720} \alpha_{\Gamma \text{пк}} d\varphi + \int_0^{\varphi_0-\Delta\varphi_{\Pi}} \alpha_{\Gamma \text{пк}} d\varphi}{720};$$

$$T_{\Gamma \text{рез}i} = \frac{\int_{\varphi_0}^{360-\varphi_0} \alpha_{\Gamma} T d\varphi + \int_{\varphi_0+360}^{720-\varphi_0} \alpha_{\Gamma} T d\varphi + \int_{360-\varphi_0+\Delta\varphi_{\Pi}}^{360+\varphi_0-\Delta\varphi_{\Pi}} \alpha_{\Gamma \text{пк}} T_{\text{пк}} d\varphi + \int_{720-\varphi_0+\Delta\varphi_{\Pi}}^{720} \alpha_{\Gamma \text{пк}} T_{\text{пк}} d\varphi + \int_0^{\varphi_0-\Delta\varphi_{\Pi}} \alpha_{\Gamma \text{пк}} T_{\text{пк}} d\varphi}{720\alpha_{\Gamma mi}},$$

де α_{Γ} , $\alpha_{\Gamma \text{пк}}$ – коефіцієнти тепловіддачі від робочого тіла надпоршневої та підпоршневої порожнини до стінки даного кільця, відповідно, φ_0 – кут повороту валу, за якого даний кільцевий елемент відкривається для теплообміну з робочим тілом надпоршневої порожнини, $\Delta\varphi_{\Pi}$ – кут, що враховує висоту поршня.

Визначення середньої температури поверхні кільцевого елемента здійснюється за рівняннями стаціонарного одномірного теплового потоку. Середня температура втулки для надпоршневої та підпоршневої порожнини для даного значення кута φ визначається як середнє арифметичне значення температур стінок кільцевих елементів, що в даний момент відкриті для теплообміну:

$$T_{\text{вт}mi} = \frac{1}{N_1} \sum_{j=1}^{N_1} T_{\text{вт}Nj}; \quad T_{\text{вт.пк}mi} = \frac{1}{N_2} \sum_{j=N_2}^N T_{\text{вт}Nj},$$

де $T_{\text{вт}mi}$, $T_{\text{вт.пк}mi}$ – поточне значення середньої температури стінки для надпоршневої та підпоршневої порожнини, відповідно; N_1 , N_2 – кількість кільцевих елементів, відкритих для теплообміну для надпоршневої та підпоршневої порожнини.

Розрахунок динаміки автоматичних сферичних тарілчастих клапанів поршневого компресора здійснюється чисельно за явною розрахунковою схемою на базі основного рівняння динаміки (рис. 4):

$$\sum \bar{F} = m\bar{a}: \bar{F}_c + \bar{F}_{\text{пр}} + \bar{P}_2 + \bar{P}_1 + \bar{F}_{\text{д.с}} = -m_{\text{т}}\bar{a},$$

$$p_1 f_{\text{т}1} + \rho_p (p_1 - p_2) f_c - p_2 f_{\text{т}2} - C_{\text{пр}} (h + x_0) - F_c = m_{\text{т}} \frac{d^2 h}{dt^2},$$

де F_c – сила опору, $F_{\text{пр}}$ – сила пружини, $F_{\text{д.с.}}$ – сила аеродинамічного тиску потоку; P_1 , P_2 – сили тиску; $C_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини; h – поточна висота підйому тарілки клапана; x_0 – статичне стиснення пружини; $f_{\text{т}1}$, $f_{\text{т}2}$ – площа поверхні клапана, що сприймає тиск p_1 і p_2 , відповідно; f_c – площа прохідного перерізу сідла; ρ_p – коефіцієнт аеродинамічного тиску потоку; $m_{\text{т}}$ – маса частин клапана, які рухаються поступально.

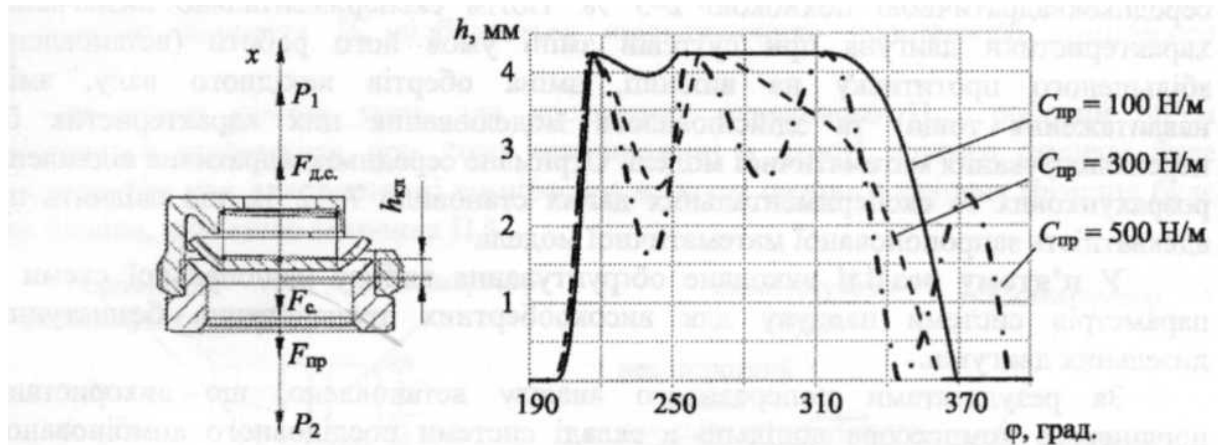


Рис. 4. Кінематична схема автоматичного сферичного тарілкового клапана поршневого компресора та розрахункова кінематика всмоктуючого клапана на режимі роботи двигуна $M_e = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$

Для моделювання нестационарного руху газу в протяжних елементах випускних патрубків використовується метод з інтегральним перерахунком професора М. Г. Круглова (рис. 5). При реалізації методу запропоновані системи різницевих рівнянь для розрахунку граничних умов у вхідному та вихідному перетині протяжного елемента.

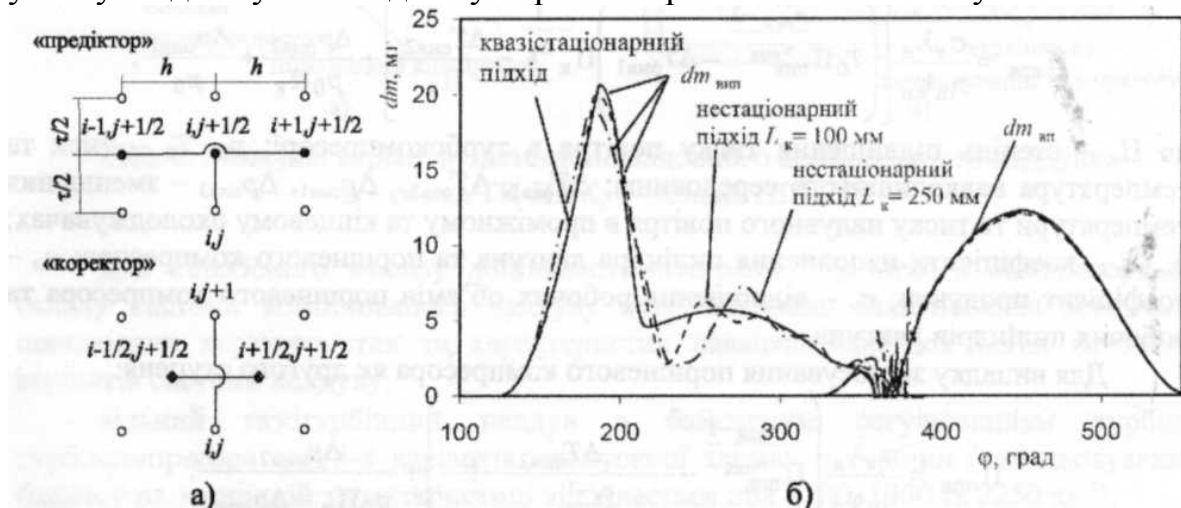


Рис. 5. Врахування нестационарних явищ у випускному патрубку
а - шаблон різницевої сітки для двох етапів розрахунку («предиктор» та «коректор»);

б - порівняння діаграм газообміну при розрахунку процесів у випускному патрубку в рамках стаціонарного та одновимірного нестационарного підходу

Перевірка адекватності математичної моделі здійснювалася шляхом співставлення експериментальних даних з результатами розрахунків. Методика перевірки була наступна. Експериментально визначалися «базові» характеристики дослідних двигунів, на які здійснювалось налаштування математичної моделі з середньоквадратичною похибкою 2-3 %. Потім експериментально визначалися характеристики двигуна при

суттєвій зміні умов його роботи (встановлення збільшеного протитиску на вихлопі, зміна обертів вихідного валу, зміна навантаження тощо) та здійснювалось моделювання цих характеристик без переналаштування математичної моделі. Отримане середньоквадратичне відхилення розрахункових та експериментальних даних становило 7-12 %, що свідчить про адекватність запропонованої математичної моделі.

У п'ятому розділі виконане обґрунтування вибору раціональної схеми та параметрів системи наддуву для високообертних транспортних безшатунних дизельних двигунів.

За результатами попереднього аналізу встановлено, що використання поршневого компресора доцільно в складі системи послідовного комбінованого наддуву: в якості першого ступеня стиску (схема ППК-ТК) або в якості другого ступеня стиску повітря (схема ТК-ППК). На рис. 6 зображені схеми таких систем.

Спрощений аналіз умов роботи поршневого компресора в складі обох систем, виконаний на базі рівняння масового балансу та рівнянь об'ємної ефективності поршневих машин, дозволив встановити основні фактори, які визначають особливості роботи поршневого компресора в складі системи наддуву, вплив проміжних та кінцевих охолоджувачів наддувного повітря та принципові відмінності між двома способами інтеграції компресора.

Так, за умови використання поршневого компресора в якості першого ступеня наддуву степінь підвищення тиску повітря в ньому $\Pi_{ппк}$ визначається так:

$$\Pi_{ппк} = \frac{\sigma_v \lambda_n}{\eta_n \varphi_a} \left[\left(\frac{\Pi_{ппк}^{n_{ппк}} - 1}{T_0 \Pi_{ппк}^{n_{ппк}}} - \Delta T_{онв1} \right) \Pi_k^{-\frac{1}{n_k}} - \frac{\Delta T_{онв2}}{\Pi_k} \right] + \frac{\Delta p_{онв2}}{p_0 \Pi_k} + \frac{\Delta p_{онв1}}{p_0},$$

де Π_k – степінь підвищення тиску повітря в турбокомпресорі; p_0 , T_0 – тиск та температура навколишнього середовища; $\Delta T_{онв1}$, $\Delta T_{онв2}$, $\Delta p_{онв1}$, $\Delta p_{онв2}$ – зменшення температури та тиску наддувного повітря в проміжному та кінцевому охолоджувачах; η_n , λ_n – коефіцієнти наповнення циліндра двигуна та поршневого компресора; φ_a – коефіцієнт продувки; σ_v – відношення робочих об'ємів поршневого компресора та робочих циліндрів двигуна.

Для випадку застосування поршневого компресора як другого ступеня:

$$\Pi_{ппк} = \frac{\sigma_v \lambda_n}{\eta_n \varphi_a} \left(\Pi_{ппк}^{\frac{n_{ппк}-1}{n_{ппк}}} - \frac{\Delta T_{онв2}}{T_0 \Pi_k^{\frac{n_k-1}{n_k}} - \Delta T_{онв1}} \right) + \frac{\Delta p_{онв2}}{p_0 \Pi_k - \Delta p_{онв1}}.$$

Аналіз наведених рівнянь дозволив встановити наступне:

- значення $\Pi_{ппк}$ визначається співвідношенням об'ємних витрат повітря поршневим компресором та робочими циліндрами двигуна;
- при використанні поршневого компресора в якості другого ступеня наддуву значення $\Pi_{ппк}$ майже не залежить від значення Π_k , компресор стискує повітря у всьому діапазоні робочих режимів двигуна;
- при використанні поршневого компресора в якості першого ступеня значення

$\Pi_{\text{пнк}}$ в найбільшій мірі визначається значенням Π_k , зменшуючись при його зростанні; за певного значення Π_k відбувається «відключення» поршневого компресора ($\Pi_{\text{пнк}} = 1$);

– за інших рівних умов для досягнення однакового $\Pi_{\text{пнк}}$ робочий об'єм поршневого компресора при його використанні в якості другого ступеня буде меншим, ніж при використанні компресора в якості першого ступеня (різниця буде тим більша, чим вище значення Π_k).

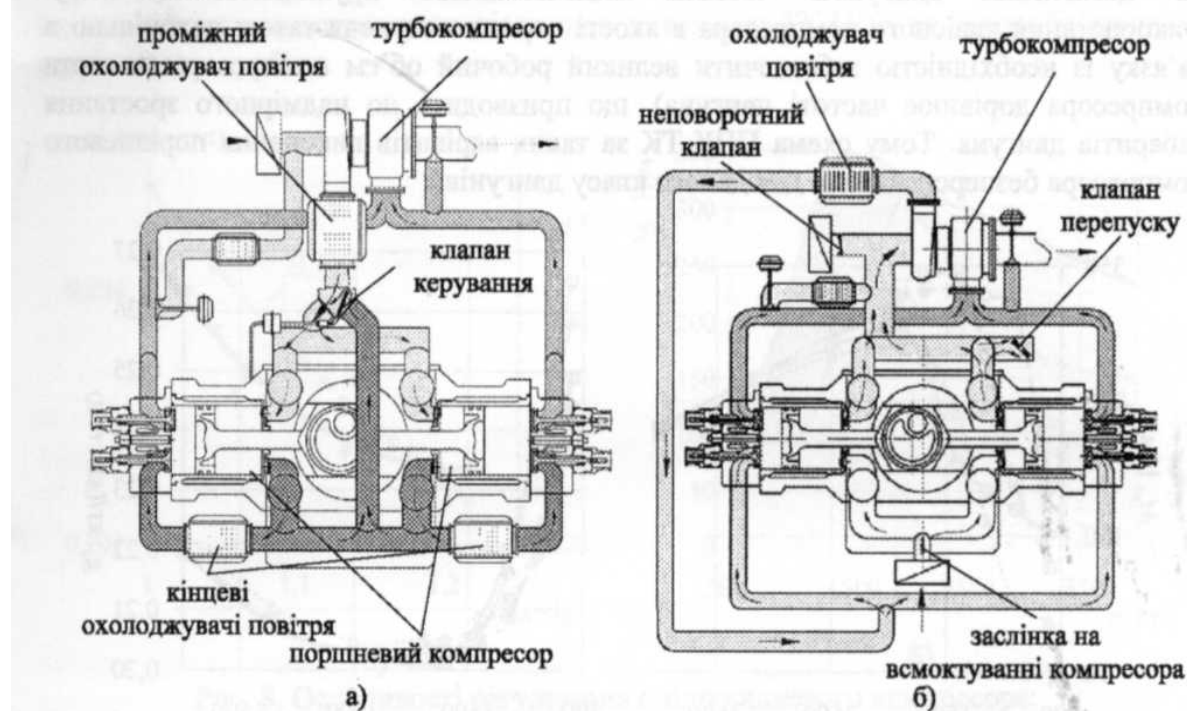


Рис. 6. Можливі варіанти системи послідовного комбінованого наддуву: а - схема ТК-ППК; б - схема ППК-ТК

Для кількісного аналізу доцільності інтеграції поршневого компресора до складу системи комбінованого наддуву було виконано моделювання зовнішніх швидкісних характеристик та характеристик навантаження для таких основних варіантів системи наддуву:

- вільний газотурбінний наддув з байпасним регулюванням турбіни турбокомпресора для 3-х варіантів пропускної здатності турбіни (спрацьовування байпасу на зовнішній характеристиці відбувається при 1700, 1900 та 2250 хв⁻¹);
- вільний газотурбінний наддув з турбокомпресором зі змінною геометрією соплового апарату турбіни (соплове регулювання турбіни);
- система ТК-ППК з використанням поршневого компресора в якості другого ступеня (при використанні 3-х та 4-х циліндрів, з байпасним та сопловим регулюванням турбіни турбокомпресора);
- система ППК-ТК з використанням поршневого компресора як першого ступеня.

В якості об'єкта для моделювання був обраний дослідний двигун 4ЧН 8,5/8,8

(УМЕ-В404, «КБ Вуля»). Максимальний тиск наддуву для всіх варіантів становить $p_s = 0,275$ МПа. Деякі результати моделювання зовнішніх швидкісних характеристик наведені на рис. 7.

За результатами проведеного дослідження встановлено, що використання підпоршневого компресора в якості першого ступеня наддуву за умови $p_s > 0,2$ МПа недоцільно, адже автоматичне «відключення» поршневого компресора відбувається до досягнення двигуном частоти максимального крутильного моменту. Використання навісного компресора в якості першого ступеня також недоцільно в зв'язку із необхідністю забезпечити великий робочий об'єм компресора (частота компресора дорівнює частоті двигуна), що призводить до надмірного зростання габаритів двигуна. Тому схема ППК-ТК за таких варіантів виконання поршневого компресора безперспективна для даного класу двигунів.

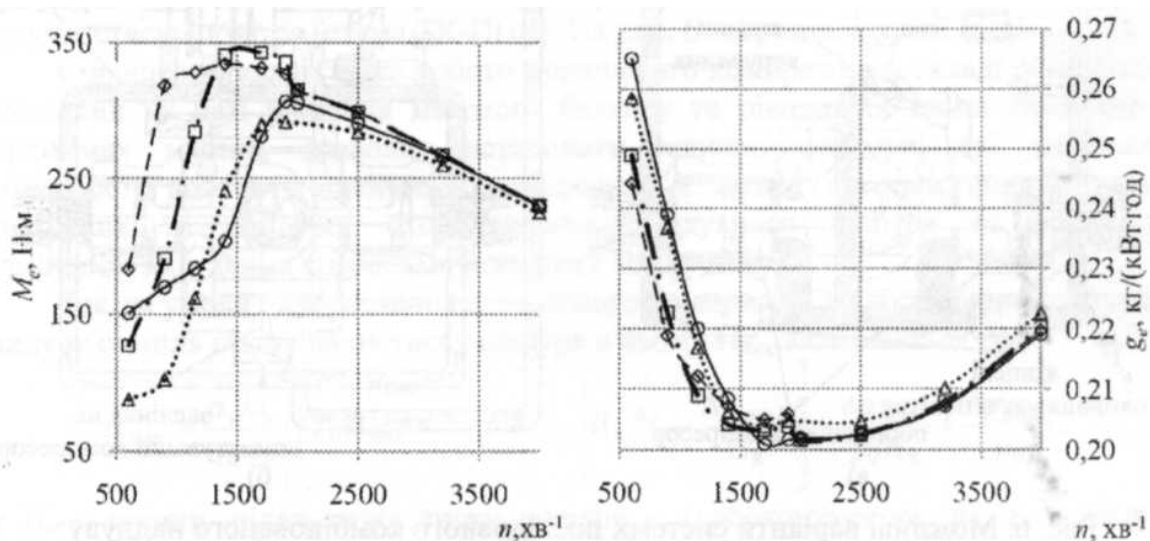


Рис. 7. Зміна M_e та g_e за зовнішніми характеристиками двигуна 4ЧН 8,5/8,8:

..... $\triangle$ вільний газотурбінний наддув з байпасним регулюванням турбіни;

— $\circ$ — схема ППК-ТК;

- $\diamond$ - схема ТК-ППК з 4-циліндровим підпоршневим компресором;

— $\square$ — схема ТК-ППК з 3-циліндровим підпоршневим компресором

Використання поршневого компресора, інтегрованого в якості другого ступеня наддуву, за зовнішньою характеристикою доцільне в діапазоні обертів $500 < n < 1900$ хв^{-1} . При цьому регулювання продуктивності компресора шляхом перепуску частки повітря з нагнітання на всмоктування дозволяє поліпшити економічність двигуна. Важливим є застосування ефективного двоступеневого охолодження наддувального повітря в проміжному та кінцевому охолоджувачах, що дозволяє істотно підвищити потужність та економічність двигуна.

При виконанні поршневого компресора у вигляді підпоршневого нагнітача доцільніше використовувати 3 циліндри, що, порівняно з 4-циліндровим варіантом, дозволяє підвищити максимальний крутильний момент та економічність двигуна при деякому зменшенні крутильного моменту на низьких обертах. При виконанні поршневого компресора у вигляді навісного агрегату з використанням

синхронізуючих повзунів механізму його об'ємна продуктивність має дорівнювати об'ємній продуктивності трициліндрового варіанта підпоршневого компресора. Система комбінованого наддуву за схемою ТК-ППК забезпечує переваги і при використанні турбокомпресора зі змінною геометрією соплового апарату турбіни.

Аналіз характеристик навантаження дозволив для різних варіантів системи наддуву встановити діапазони режимів роботи, в яких доцільне використання поршневого компресора, та визначити умови щодо його регулювання. На рис. 8б наведений приклад отриманих діапазонів для схеми ТК-ППК за умови байпасного регулювання турбіни.

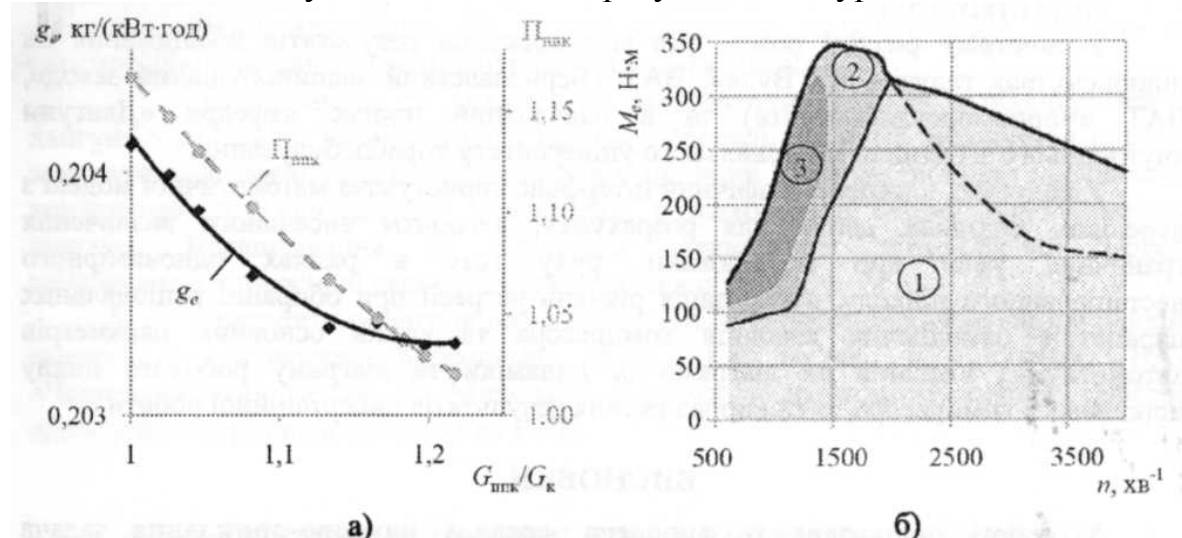


Рис. 8. Особливості регулювання підпоршневого компресора:

- а – вплив глибини перепуску з нагнітання на всмоктування ППК на g_e та $P_{ппк}$ для режиму $N_e = 52$ кВт, $n = 1700$ хв⁻¹;
- б – використання поршневого компресора в складі системи комбінованого наддуву ТК-ППК з байпасним регулюванням турбіни в залежності від режиму: 1 – перекриття всмоктування; 2 – регулювання шляхом перепуску повітря з нагнітання на всмоктування; 3 – регулювання відсутнє

Для реалізації необхідного регулювання системи комбінованого наддуву з використанням поршневого компресора необхідно включити до їх складу додаткові клапани (див. рис. 6). Важливо, що для схеми ТК-ППК керування системою здійснюється за допомогою **лише одного клапана керування**, який керує перепуском повітря повз поршневий компресор, перекриттям всмоктування поршневого компресора та перекриттям байпасного каналу. Таким чином, у залежності від положення запірного елемента клапана забезпечуються всі необхідні режими роботи поршневого компресора. На спосіб керування системою комбінованого наддуву та на конструкцію клапана керування отримані патенти України.

Використання поршневого компресора в якості другого ступеня наддуву дозволяє порівняно з системою вільного газотурбінного наддуву з байпасним регулюванням турбіни турбокомпресора забезпечити:

- збільшення крутильного моменту за частоти $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ на $\approx 44 \%$ (з 88 Н·м до 127 Н·м);
- збільшення максимального крутильного моменту $\approx 17 \%$ (з 292 Н·м до 343 Н·м);
- збільшення коефіцієнту пристосування за моментом $\approx 15 \%$ (з 1,3 до 1,49);
- збільшення коефіцієнту пристосування за частотою $\approx 29 \%$ (з 2,1 до 2,7);
- збільшення номінальної потужності $\approx 3 \%$ (з 94 кВт до 96,5 кВт);
- поліпшення економічності в мінімальній точці $\approx 1 \%$ (з 203,9 г/(кВт·год) до 201,6 г/(кВт·год)).

У шостому розділі розглянуте впровадження результатів дослідження на підприємствах галузі («КБ Вуля», ВАТ «Бериславський машинобудівний завод», ВАТ «Чорноморсуднопроект») та в навчальний процес кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного університету кораблебудування.

У додатках наведені: графічний інтерфейс користувача математичної моделі з переліком вихідних даних для розрахунку, алгоритм чисельного визначення граничних умов при моделюванні руху газу в рамках одновимірного нестационарного підходу, візуалізація рівнянь регресії при обиранні раціональних параметрів самодіючих клапанів компресора та вплив основних параметрів автоматичних клапанів на діаграми їх динаміки та діаграму робочого циклу поршневого компресора, акти впровадження результатів дисертаційної роботи.

ВИСНОВКИ

У роботі поставлена та вирішена важлива **науково-прикладна** задача підвищення ефективності безшатунних дизельних двигунів шляхом удосконалення схем та параметрів системи наддуву. Отримані наступні результати:

1. Використання інтегрованого в конструкцію двигуна поршневого компресора дозволяє підвищити динамічні характеристики двигуна при збереженні або поліпшенні паливної економічності лише за умови раціональної організації та гнучкого регулювання системи наддуву. Використання поршневого компресора дозволяє підвищити максимальний крутильний момент на 9... 18 %, крутильний момент за мінімальної частоти обертання на 40... 110 %, збільшити коефіцієнти пристосування за моментом та частотою обертання на 5... 16 % та 25...45 %, відповідно, підвищити номінальну потужність на 0...3 %.

2. Використання поршневого компресора, виконаного як у вигляді підпоршневого нагнітача, так і у вигляді навісного агрегату, доцільно в якості другого ступеня наддуву в діапазоні частоти від мінімально **СТІЙКОЇ** до частоти, що відповідає максимальному крутильному моменту (від 500 до 1900 хв^{-1} за зовнішньою характеристикою для двигуна типу 4ЧН 8,5/8,8).

3. Раціональне значення ступеня підвищення тиску повітря в поршневому компресорі лежить у межах 1,05... 1,25 в залежності від режиму роботи.

4. Ефективне регулювання поршневого компресора передбачає регулювання його об'ємної продуктивності шляхом дросельного перепуску (при цьому з нагнітання на всмоктування компресора перепускається до 35 % загальної витрати повітря) та його відключення шляхом перекриття всмоктування у відповідних діапазонах режимів роботи двигуна, які встановлені в роботі.

5. Розроблена методика вибору раціональних параметрів автоматичних сферичних тарілчастих клапанів поршневого компресора, яка була застосована при проектуванні клапанів поршневого компресора двигуна з безшатунним механізмом типу 4ЧН 8,5/8,8.

6. Запропонований раціональний варіант організації системи комбінованого послідовного наддуву, до складу якої входить турбокомпресор в якості першого ступеня стиснення та поршковий компресор в якості другого ступеня стиснення. Керування системою наддуву здійснюється за допомогою єдиного клапана керування. На спосіб керування запропонованої системи та конструкцію клапану керування отримані патенти України.

7. Вдосконалена та реалізована математична модель турбопоршневого двигуна з системою комбінованого наддуву. Модель дозволяє виконувати сумісне замкнуте моделювання робочих процесів у циліндрі двигуна, циліндрі поршневого компресора та з'єднувальних колекторах, розраховувати робочі характеристики двигуна. Налаштування та перевірка адекватності математичної моделі здійснювалися на основі експериментальних досліджень.

8. Результати роботи впроваджені у ВАТ «Бериславський машинобудівний завод», м. Берислав, Херсонська обл.; «КБ Вуля», м. Донецьк; ВАТ «Чорноморсуднопроект», м. Миколаїв, а також у навчальний процес кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» НУК.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Мошенцев Ю. Л. Исследование особенностей рабочего цикла комбинированного бесшатунного двигателя / Ю. Л. Мошенцев, Б. А. Тягнирядно, Д. С. Минчев, А. Ф. Вуль // Збірник наукових праць НУК. — Миколаїв : НУК, 2007. — №3(414). — С. 84—91

Здобувачем виконаний аналіз доцільності використання поршневої повітряної машини в якості повітряного детандеру.

2. Минчев Д. С. Расчет местных сопротивлений газоздушного тракта двигателей внутреннего сгорания в рамках одномерной нестационарной модели течения газа / Д. С. Минчев // Збірник наукових праць НУК. — Миколаїв : НУК, 2007. — №6(417). — С. 129—140.

3.Мошенцев Ю. Л. Анализ целесообразности применения комбинированной испарительно-турбодетандерной системы охлаждения наддувочного воздуха для дизельных двигателей / Ю. Л. Мошенцев, Д. С. Минчев // Збірник наукових праць НУК. — Миколаїв : НУК, 2008. — №6(423). — С. 96—104.

Здобувачу належать наведені в роботі розрахункові дані та аналіз впливу турбодетандерного та випаровувального охолодження на робочий цикл двигуна.

4.Минчев Д. С. Влияние величины механических потерь, на трение на внешнюю скоростную характеристику бесшатунного транспортного дизеля / Д.С. Минчев // Збірник наукових праць НУК. — Миколаїв : НУК, 2009. — №1(424). — С. 106—116.

5.Мошенцев Ю. Л. Выбор параметров самодействующих клапанов поршневого компрессора, интегрированного в систему наддува бесшатунного дизельного двигателя / Ю. Л. Мошенцев, Д. С. Минчев, А. Ф. Вуль // Двигатели внутреннего сгорания. — Х.: НТУ «ХПИ», 2009. — №1. — С. 53—57.

Здобувачем запропоновані цільові функції, що використовувалися для вибору раціональних параметрів автоматичних клапанів; запропонована структура рівняння регресії та проведені основні розрахунки.

6.Пат. 50256 Україна, МПК (2009) F02D 15/00 F02D 23/00. Спосіб керування системою комбінованого наддування безшатунного поршневого двигуна внутрішнього згоряння / Ю. Л. Мошенцев, О. Ф. Вуль, Д. С. Мінчев ; заявники і патентоаласники Ю. Л. Мошенцев, О. Ф. Вуль, Д. С. Мінчев. — Заявка № и 2009 13813 від 29.12.2009 ; Опубл. 25.05.2010. — Бюл. №10.

Здобувачем запропонований спосіб регулювання поршневого компресора шляхом дросельного перепуску та загальна схема системи.

7.Пат. 50259 Україна, МПК (2009) F02B 33/44 F02B 37/00 F02B 77/00 F02M 35/00. Пристрій клапана керування системою комбінованого наддування безшатунного поршневого двигуна внутрішнього згоряння / Ю. Л. Мошенцев, О. Ф. Вуль, Д. С. Мінчев ; заявники і патенте власники Ю. Л. Мошенцев, О. Ф. Вуль, Д. С. Мінчев. — Заявка № и 2009 13824 від 29.12.2009; Обубл. 25.05.2010. — Бюл. №10.

Здобувачем запропонована конструкція клапана з використанням заслінки в якості запірного органу клапана.

АНОТАЦІЯ

Мінчев Д. С. Підвищення ефективності дизельних безшатунних двигунів шляхом удосконалення схем та параметрів системи наддуву.
- Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 - двигуни та енергетичні установки. Національний університет кораблебудування, Миколаїв, 2010.

Дисертація присвячена вирішенню задачі підвищення ефективності дизельних двигунів з безшатунним силовим механізмом за рахунок використання нових можливостей щодо організації системи наддуву таких двигунів. Особливості безшатунного механізму дозволяють інтегрувати в конструкцію двигуна поршневий повітряний компресор: у вигляді підпоршневого нагнітача або у вигляді навісного агрегату з використанням синхронізуючих повзунів механізму для приведення поршнів компресора.

Встановлені режими доцільного використання та визначене раціональне регулювання поршневого компресора в складі системи комбінованого наддуву для випадку використання поршневого компресора в якості першого або другого ступеня наддуву.

Запропонована схема та спосіб керування системою комбінованого наддуву з використанням поршневого нагнітача, інтегрованого в конструкцію двигуна.

Застосування поршневого компресора в якості другого ступеня наддуву дозволяє на 40... 110 % підвищити крутильний момент двигуна за мінімальної частоти обертання, на 9... 18 % підвищити максимальний крутильний момент, на 0... 3 % збільшити номінальну потужність при збереженні паливної економічності.

Ключові слова: система комбінованого наддуву, поршневий компресор, безшатунний силовий механізм, зовнішня швидкісна характеристика.

АННОТАЦИЯ

Минчев Д. С. Повышение эффективности дизельных бесшатунных двигателей путём совершенствования схем и параметров системы наддува. -Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 - двигатели и энергетические установки. Национальный университет кораблестроения, Николаев, 2010.

Диссертация посвящена решению задачи повышения эффективности дизельных двигателей с бесшатунным силовым механизмом на основе использования новых возможностей организации системы наддува таких двигателей. Особенности бесшатунного механизма позволяют интегрировать в конструкцию двигателя приводной поршневой компрессор: в виде подпоршневого нагнетателя либо в виде навесного агрегата с использованием синхронизирующих ползунов механизма для привода поршней компрессора.

Установлены режимы целесообразного использования и определено рациональное регулирование поршневого компрессора в составе системы комбинированного наддува.

Предложены схема и способ управления системой комбинированного наддува с использованием поршневого компрессора, интегрированного в конструкцию двигателя.

Применение поршневого компрессора в качестве второй ступени наддува позволяет на 40...110 % повысить крутящий момент двигателя на минимальной частоте вращения, на 9...18 % повысить максимальный крутящий момент, на 0...3 % повысить номинальную мощность при сохранении топливной экономичности.

Ключевые слова: система комбинированного наддува, поршневой компрессор, бесшатунный силовой механизм, внешняя скоростная характеристика.

ABSTRACT

Minchev D. S. Supercharge system improvement for conrod-free diesel engine better efficiency. - Manuscript.

Thesis for the candidate degree in technical sciences on specialty 05.05.03 - engines and power plants. National University of Shipbuilding, Mykolaiv, 2010.

This thesis is the outcome of the project, initiated by A. Vool design engineering bureau (Donetsk, Ukraine) to develop efficient supercharging system for 2.0 liter diesel engine with advanced trammel type conrod-free crank mechanism. The engine, marked VME-B404, is the four stroke four cylinder opposed piston high-speed diesel engine (maximum power 95 kW at 4000 rpm, maximum torque - 330 Nm at 1500 rpm.).

The trammel type conrod-free crank mechanism, which is well known by C. Parsons steam piston engines and S. Balandin spark ignition aviation engines, enables simple integration of the piston air compressor to the engine design. There are two different ways of the piston compressor integration. According to the first one the under-piston hollow of the cylinder is separated from the crankcase of the engine by means of diaphragm with installed gland box and self-acting valves (the analogue of under-piston supercharging which was widely used in marine two-stroke crosshead diesel engines with loop scavenging). The other way is to use synchronizing sliders of the trammel conrod-free mechanism to drive additional pistons in separated air compressor cylinders. In both cases the piston supercharger is to be combined with turbocharger into a hybrid charge system. The combination of positive displacement piston supercharger and turbocharger results in better engine transient response, increment of engine low-speed and maximum torque. In the same time the fuel consumption level is the same or even slightly lower comparing to the turbocharged engine.

The main research tool was a mathematical model designed by the author to analyze the performance of a diesel engine with the hybrid charge system. The model allows coupled simulation of engine and piston compressor in-cylinder processes and the processes in linking manifolds of supercharge hybrid system. The simulation is based on quasi-steady approach for ideal gas assumption. The simulation of intake and exhaust branch wave propagation is based on 1D non-steady gas flow approach. The key feature of the model is detailed piston compressor simulation that enables rational selection of its physical and geometrical parameters (and the parameters of compressor's self-acting valves particularly). The model was calibrated using the experimental

data obtained from VME - B404 conrod-free diesel engine prototype with under-piston supercharger.

The comparison of engine's performance maps (simulated by developed model) for 10 modifications of supercharge system was made. Single turbocharger systems with waste-gate and VGT turbocharger and 4 configurations of hybrid system were studied. Configurations of hybrid system: 1) the 4-cylinder under-piston compressor is followed downstream by waste-gate turbocharger; 2) the 4-cylinder under-piston compressor as second charge stage in series with waste-gate turbocharger; 3) the 3-cylinder under-piston compressor as second charge stage in series with waste-gate turbocharger for two different air cooling system layout; 4) the 3-cylinder under-piston compressor as second charge stage in series with VGT turbocharger.

The necessity of piston compressor and hybrid charge system flexible control is also proved. The charge system control strategies for different configurations of hybrid charge system are presented. The piston compressor control strategy according to the engine operation range includes: 1) the compressor disconnection by closing of its suction pipe; 2) the piston compressor pressure ratio adjustment using bypass of air flow from the discharge pipe of the compressor to the suction pipe.

The methods and results of selecting the physical and geometrical parameters for the self-acting ball-disc valves that control gas exchange processes in the piston compressor are also presented. The obtained parameters of self-acting valves provide maximum average operational efficiency of the engine in the given modes.

It is shown that the hybrid dual-stage supercharge system with 3-cylinder under-piston compressor in series with VGT turbocharger ensure the best engine performance.

Application of suggested supercharge system with flexible control strategy results in 40 to 110 % increment of low-speed torque, 9 to 18 % increment of maximum torque, 0 to 3 % increment of maximum output power comparing with single turbocharger systems.

Keywords: hybrid supercharge system, piston compressor, trammel type conrod-free crank mechanism, engine performance map.