

**Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова**

НАГІРНИЙ Антон Вікторович

УДК 621.436.12

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФОРСОВАНИХ ВИСОКООБЕРТОВИХ
ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВИКОРИСТАННЯМ СИСТЕМ КЕРОВАНОГО
ДВОСТУПЕНЕВОГО НАДДУВУ**

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

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

Миколаїв – 2015

Дисертація є рукописом.

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

- Науковий керівник — кандидат технічних наук, професор
Мошенцев Юрій Леонідович,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Міністерство освіти і науки України, м. Миколаїв, професор кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння».
- Офіційні опоненти — доктор технічних наук, професор
Лісовал Анатолій Анатолійович,
Національний транспортний університет Міністерства освіти і науки, м. Київ, професор кафедри «Двигуни та теплотехніка»;
- кандидат технічних наук, доцент
Білоусов Євген Вікторович,
Херсонська державна морська академія, Міністерство освіти і науки, м. Херсон, декан факультету суднової енергетики ХДМА, доцент кафедри «Експлуатація суднових енергетичних установок та загальноінженерна підготовка».

Захист відбудеться 6 квітня 2015 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01 у Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України за адресою: пр. Героїв Сталінграда, 9, ауд. 360, м. Миколаїв, 54025, Україна.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України за адресою: пр. Героїв Сталінграда, 9, м. Миколаїв, 54025, Україна.

Автореферат розіслано 5 березня 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01,
д-р техн. наук, професор

А. П. Шевцов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Розвиток сучасних дизельних двигунів характеризується безперервним зростанням тиску наддувного повітря, що сягає 0,3 ... 0,35 МПа для високообертових двигунів транспортного призначення та 0,4 .. 0,6 МПа для головних суднових та стаціонарних двигунів. За таких високих значень тиску наддувного повітря спостерігається суттєве погіршення умов узгодження характеристик лопатевих машин агрегатів наддуву та поршневої частини двигуна. Як наслідок, висока ефективність роботи двигуна забезпечується у відносно вузькому діапазоні робочих режимів, що призводить до зниження показників середньоексплуатаційної економічності двигуна в складі енергетичної установки. Крім того, зростання тиску наддувного повітря призводить до погіршення якості протікання процесів в системі наддуву на неусталених режимах роботи двигуна, що спричиняє погіршення його екологічних та ефективних показників.

Для подолання вказаних недоліків використовується регулювання турбокомпресора за рахунок зміни геометрії проточних частин турбіни та компресора, все більше застосування отримують складні системи газотурбінного та комбінованого наддуву, до складу яких входять декілька агрегатів наддуву. До найбільш ефективних заходів слід віднести використання систем керованого двоступеневого газотурбінного наддуву. Застосування таких систем дозволяє забезпечити підвищення ефективних показників двигуна та його екологічних параметрів, порівняно з системою вільного одноступеневого газотурбінного наддуву на усталених та, що особливо важливо, неусталених режимах роботи у всьому діапазоні частоти обертання колінчастого вала.

Враховуючи викладене вище, світовими двигунобудівними фірмами запропоновано нові схеми систем наддуву, виконані за послідовно-паралельною схемою на основі 3-х і більше турбокомпресорів, що забезпечують більш сприятливе формування зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

Однак узгодження роботи характеристик лопатевих машин турбокомпресорів з поршневою частиною двигуна, у якого діапазон частот обертання колінчастого вала перевищує $2400 \dots 2700 \text{ хв}^{-1}$ при номінальному тиску наддувного повітря більше 0,3...0,35 МПа, навіть у рамках системи керованого двоступеневого наддуву, викликає складнощі і необхідність пошуку компромісу між високим крутильним моментом у діапазоні низьких і середніх частот обертання колінчастого вала і досягненням високої потужності двигуна на номінальному режимі.

В сучасних вітчизняних та зарубіжних технічних виданнях присвячених проектуванню форсованих високообертових дизельних двигунів недостатньо глибоко розглянуто питання створення подібних систем наддуву. Тому запропонована робота, яка спрямована на підвищення ефективності форсованих високообертових дизельних двигунів використанням системи керованого двоступеневого наддуву, є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана згідно з тематичним планом фундаментальної науково-дослідної держбюджетної та госпдоговірної роботи Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова: №1813 – «Розробка науково-технічних основ створення когенераційних установок на основі водневих термохімічних циклів». (№0104U003291)

Метою наукового дослідження є визначення умов підвищення ефективності форсованих високообертових дизельних двигунів використанням систем керованого двоступеневого наддуву.

Основні задачі наукового дослідження:

- порівняльний аналіз існуючих систем наддуву сучасних високообертових 4-х тактних дизельних двигунів транспортного призначення;
- розробка альтернативних систем наддуву для розглянутих двигунів;
- удосконалення математичної моделі робочого циклу дизельного двигуна, обладнаного системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву, для моделювання його роботи на усталених та неусталених режимах;
- експериментальне дослідження процесів у робочому циліндрі і елементах системи газотурбінного наддуву високообертового дизельного двигуна на усталених та неусталених режимах роботи для налаштування і перевірки адекватності математичної моделі робочого циклу;
- визначення можливих варіантів виконання системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву на основі моделювання робочих характеристик двигуна;
- розробка раціональної схеми роботи обраної системи наддуву двигуна на всіх його режимах.

Об'єкт дослідження – сумісні робочі процеси в циліндрі високообертового дизельного двигуна і в елементах системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву.

Предмет дослідження – взаємопов'язані характеристики і параметри робочих процесів у циліндрі високообертового дизельного двигуна і в елементах системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву, раціональний вибір яких забезпечує підвищення ефективності роботи двигуна на усталених та неусталених режимах.

Методи дослідження. При удосконаленні диференційної математичної моделі робочих процесів високообертового дизельного двигуна з системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву використовувались методи опису робочих процесів у циліндрі, впускних ресиверах та випускних колекторах за допомогою систем диференціальних рівнянь. При проведенні стендових випробувань повнорозмірного дизельного двигуна обладнаного системою газотурбінного наддуву використовувались методи планування, проведення і обробки результатів експериментальних досліджень. При обробці експериментальних даних використовувались статистичні методи оцінки похибок вимірювань. Для визначення можливих варіантів виконання системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву використовувались чисельні експерименти, що виконувались за допомогою удосконаленої здобувачем математичної моделі і були основним методом дослідження.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. *Вперше* встановлено, що при форсуванні головного високообертового дизельного двигуна швидкісного судна по середньому ефективному тиску понад $p_e > 2,0$ МПа має місце зниження параметрів динамічної зовнішньої швидкісної характеристики відносно статичної до 50% по ефективному крутильному моменту та до 25% за коефіцієнтом надлишку повітря, що в першу чергу пов'язано з недоліками сучасних систем наддуву.

2. *Вперше* встановлено, що система керованого двоступеневого газотурбінного наддуву, яка складається з трьох турбокомпресорів, що з'єднуються у різні схеми за допомогою спеціальних заслінок залежно від режиму роботи двигуна, дозволяє підвищити коефіцієнти пристосування при роботі двигуна по статичній і динамічній зовнішнім швидкісним характеристикам відповідно: по крутильному моменту на 5% і на 25%, по частоті обертання на 60% і на 35%.

3. *Вперше* встановлено три діапазони частот обертання колінчастого вала, у кожному з яких повинна бути використана певна схема роботи турбокомпресорів системи наддуву для забезпечення трьох основних режимів її роботи (у дужках наведено діапазони для статичних і динамічних характеристик відповідно): 1) режим двоступеневого підвищення тиску повітря при повному відключенні одного з турбокомпресорів першого ступеня ($n_{\text{дв.ст}} = n_{\text{дв.мін}} \dots 0,3 \cdot n_{\text{дв.н}}, n_{\text{дв.дин}} = n_{\text{дв.мін}} \dots 0,5 \cdot n_{\text{дв.н}}$); 2) режим одноступеневого підвищення тиску повітря з напрямком частини відпрацьованих газів на турбіну відключеного турбокомпресора першого ступеня ($n_{\text{дв.ст}} = (0,3 \dots 0,7) \cdot n_{\text{дв.н}}, n_{\text{дв.дин}} = (0,5 \dots 0,8) \cdot n_{\text{дв.н}}$); 3) режим одноступеневого підвищення тиску повітря в двох паралельно працюючих турбокомпресорах першого ступеня ($n_{\text{дв.ст}} = (0,7 \dots 1,0) \cdot n_{\text{дв.н}}, n_{\text{дв.дин}} = (0,8 \dots 1,0) \cdot n_{\text{дв.н}}$).

4. *Отримала подальший розвиток* математична модель робочих процесів у циліндрах і газоповітряному тракті високообертового дизельного двигуна, обладнаного системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву, шляхом додавання двох відкритих термодинамічних систем для розрахунку робочих процесів у запропонованій системі наддуву. Використання вдосконаленої моделі в якості ядра сумісно з додатково введеними спеціальними розрахунковими модулями покладено в основу запропонованого метода розрахунку динамічних характеристик двигуна.

5. *Удосконалено* спосіб представлення сукупності залежностей, що визначають взаємозв'язок основних експлуатаційних параметрів турбін і компресорів агрегатів наддуву (характеристик). Характеристики, що встановлені експериментально (представляються звичайно надто дискретно та в обмежених діапазонах), отримують розширення розрахунковим шляхом. Після розширення криві відображають менш дискретно більш широкий діапазон параметрів. Розширені характеристики необхідні для виконання розрахунків сумісної роботи двигуна з турбокомпресорами без втрати сталості математичної моделі при всіх можливих режимах роботи.

Достовірність результатів досліджень забезпечується використанням сучасних розрахунково-експериментальних засобів та методів, коректною постановкою мети дослідження. Розрахунковий аналіз виконувався на базі удосконаленої математичної моделі, яка в достатньому обсязі враховує реальні фізичні особливості досліджуваних робочих процесів в циліндрі двигуна та елементах системи газотурбінного наддуву. Математична модель налаштовувалась з використанням експериментальних даних, що були отримані здобувачем при стендових випробуваннях високообертового дизельного двигуна з системою газотурбінного наддуву, і забезпечує задовільний збіг розрахункових та експериментальних даних. Отримані в роботі результати є логічними і не суперечать практиці проектування двигунів.

Практичне значення отриманих результатів:

- розроблено схему системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву з першим реєстровим ступенем підвищення тиску для форсованих високообертових дизельних двигунів, що забезпечує підвищення ефективності їх роботи на усталених та неусталених режимах;
- розроблено раціональні схеми роботи запропонованої системи наддуву на всіх режимах роботи двигуна;
- визначено раціональний спосіб вибору типорозмірів турбокомпресорів першого і другого ступеня для двигуна, обладнаного системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву з першим реєстровим ступенем;
- розроблено методики і програми побудови характеристик компресорів і турбін турбокомпресорів для всього можливого діапазону розрахункових режимів;
- результати роботи використовуються на підприємствах ДП НВКГ «Зоря-Машпроект», м. Миколаїв, АТ «Бериславський машинобудівний завод», м. Берислав, а також у навчальному процесі кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

Особистий внесок автора. Наукові та практичні результати, викладені в дисертації, отримані автором особисто. Здобувачу належать: порівняльний аналіз систем наддуву сучасних високообертових 4-х тактних дизельних двигунів; удосконалення математичної моделі робочого циклу дизельного двигуна, обладнаного системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву; проведення експериментальних досліджень робочих процесів у циліндрі і елементах системи газотурбінного наддуву високообертового дизельного двигуна на усталених та неусталених режимах роботи та обробка їх результатів; виконання основних розрахунків, націлених на визначення можливих варіантів виконання системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву та розробка раціональної схеми роботи обраної системи наддуву двигуна на всіх його режимах.

Апробація результатів дисертації. Основні теоретичні та експериментальні результати дисертації доповідались, обговорювались і отримали позитивну оцінку на XVIII та XIX Міжнародних конгресах двигунобудівників у 2013-2014 рр. (с. Рибаче, АР Крим та смт. Коблево, Миколаївська обл.); I та II Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» (НУК, Миколаїв – 2010 р., 2012 р.); на V, VI Міжнародних науково-технічних конференціях «Суднова енергетика: стан та проблеми» (НУК, Миколаїв – 2011 р., 2013 р.); на IV, V Всеукраїнських науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення» (ППІ НУК, м. Первомайськ – 2011 р., 2013 р.);

Публікації. За темою дисертаційного дослідження опубліковано 17 наукових праць, у тому числі: 4 статті у фахових наукових виданнях, 4 статті у наукових періодичних виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз даних, 8 праць апробаційного характеру, 1 патент України на корисну модель.

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, шести розділів, загальних висновків, додатків і списку використаних джерел. Загальний обсяг дисертації містить 175 сторінок. В дисертації наведено 72 рисунка (40 з яких займають повний аркуш), 14 таблиць (4 з яких займають 7 повних аркушів), 5 додатків на 14 сторінках, список використаних джерел із 100 найменувань на 12 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність роботи, сформульована мета і завдання дослідження, викладені наукова новизна та 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 високообертових чотиритактних дизельних двигунів суднового призначення. Показано, що значну частину часу експлуатації двигуна в складі енергетичної установки швидкісного судна становлять режими динамічної зовнішньої швидкісної характеристики (динамічної ЗШХ), що пов'язано з необхідністю подолання підвищеного опору води при переході на режим глісування при розгоні судна. Двигун в складі енергетичної установки швидкісного судна повинен працювати в широкому діапазоні частоти обертання колінчастого вала (від 600...800 хв⁻¹ до 3500...4000 хв⁻¹, при крейсерській частоті обертання колінчастого вала 3000...3500 хв⁻¹), що викликає істотні труднощі при проектуванні основних його систем.

Одним з основних напрямків подальшого вдосконалення високообертових судових двигунів є їх форсування по середньому ефективному тиску p_e , що пов'язано з підвищенням тиску наддувного повітря. Підвищення тиску наддувного повітря вище 0,3..0,35 МПа, у рамках систем одноступеневого газотурбінного наддуву, веде до необхідності застосовування високонапірних турбокомпресорів, які мають більш вузькі діапазони ефективної роботи по витраті повітря. Таким чином, використання високонапірних турбокомпресорів несприятливо позначається на формуванні ЗШХ двигуна у зв'язку з необхідністю обмеження тиску наддувного повітря на ряді режимів роботи для запобігання роботи компресора в зоні помпажу та запирання.

Крім цього, при підвищенні тиску наддувного повітря загострюється проблема інерційності системи наддуву, що проявляється в невідповідності величини тиску наддувного повітря при роботі двигуна на неусталених режимах роботи у порівнянні з відповідними усталеними режимами. Це, головним чином, зумовлено тим, що високонапірні компресори повинні працювати з більш великими значеннями частот обертів їх роторів. Як наслідок, формування динамічної ЗШХ протікає значно гірше, ніж статичної, більшою мірою саме через інерційність системи газотурбінного наддуву.

Зменшення зазначених недоліків систем газотурбінного наддуву на сучасних двигунах здійснюється наступними шляхами: застосуванням розвиненого регулювання компресорів і турбін турбокомпресорів, створенням систем керованого послідовного і паралельного газотурбінного наддуву, створенням систем комбінованого наддуву.

Розгорнутий аналіз відомих типів систем наддуву сучасних дизельних двигунів дозволив виділити їх основні переваги та недоліки. Значну увагу приділено особливостям роботи високообертових двигунів фірм Volvo, Volkswagen, BMW, MTU та ін., які обладнані системами керованого двоступеневого, паралельного та комбінованого газотурбінного наддуву на основі використання двох і більше агрегатів наддуву. Застосовані зазначеними фірмами технічні рішення дозволили суттєво покращити формування зовнішніх швидкісних характеристик розглянутих двигунів.

Таким чином, створення сучасних систем керованого газотурбінного наддуву, при підвищенні тиску наддувального повітря більше 0,3 МПа з одночасним розширенням діапазону роботи двигуна, може бути виконане на основі використання двох і більше агрегатів наддуву, що забезпечує можливість ефективного узгодження роботи лопатевих машин турбокомпресорів і поршневої частини двигуна в широких діапазонах потужностей і частот обертання колінчастого вала і поліпшення якості протікання неусталених режимів роботи.

В дисертаційній роботі показано, що для вибору раціональної схеми системи наддуву доцільно використовувати математичне моделювання робочих процесів двигуна, а також його статичних і динамічних характеристик. Для здійснення адекватного моделювання необхідно коректно визначати основні параметри роботи лопатевих машин турбокомпресорів для кожного розрахункового кроку, що найбільш доцільно здійснювати з використанням характеристик компресорів та турбін. Використання оцифрованих характеристик компресорів і турбін при моделюванні робочого циклу двигунів є загальноприйнятою практикою і реалізовано в таких відомих програмних продуктах, як GT-Power, Boost, Wave. Аналіз літературних джерел показав, що питанню оцифрування та розширення характеристик турбокомпресора присвячена чимала кількість робіт, що свідчить про актуальність цієї задачі. Однак кожна з методик, що пов'язана зі спеціальним розширенням характеристик, має ряд недоліків, що обумовлені або зі складністю розрахункових методів або з неточностями розширення характеристик.

Таким чином, створення методики розширення характеристик компресора і турбіни турбокомпресора є актуальним завданням, рішення якого дозволить підвищити достовірність чисельного порівняння різних варіантів системи наддуву шляхом моделювання статичних і динамічних характеристик двигунів.

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. За допомогою системного підходу до проектування дизельного двигуна, як складної технічної системи, розроблено ієрархічну схему вибору раціональної системи наддуву. Реалізація системного підходу при дослідженні процесів у системах газотурбінного наддуву високооберткових дизельних двигунів базується на теоретичних і експериментальних методах. Серед теоретичних методів для підвищення достовірності моделювання робочого циклу слід виділити метод використання спеціальним чином оцифрованих та розширених характеристик компресорів і турбін кожного турбокомпресора системи наддуву, що були інтегровані в загальну модель робочого циклу. Серед експериментальних методів для підвищення достовірності отриманих даних слід виділити використання комп'ютерного фіксування до дев'яти швидкозмінних величин різної фізичної природи.

У третьому розділі наведені відомості про дослідний стенд та основні результати експериментальних досліджень. Дослідження проводились на високообертovому дизельному двигуні типу 8ЧН 12/12 (лабораторія кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» НУК).

Були поставлені наступні задачі експериментальних досліджень:

– визначення закономірностей протікання процесів у високообертовому дизельному двигуні і, зокрема, у елементах системи газотурбінного наддуву при його роботі за динамічною ЗШХ, які були використані в роботі для уточнення математичної моделі робочих процесів;

– одержання експериментальних даних про роботу дизельних двигунів на ustalених та неусталених режимах, які були використані для налаштування і оцінки адекватності математичної моделі робочих процесів і модуля розширення характеристик турбін і компресорів турбокомпресорів.

Для досягнення поставлених задач проводились наступні роботи:

1. Створено дослідний стенд на базі високообертового дизельного двигуна 8ЧН 12/12, що був обладнаний спеціальною системою одноступеневого газотурбінного наддуву. В якості агрегату наддуву вибрано турбокомпресор ТКР-11В, для якого було виконано перепрофілювання напрямного апарата турбіни, що дозволило підвищити ефективність роботи турбокомпресора в складі системи наддуву. Для навантаження двигун з'єднано з генератором постійного струму, що встановлений на рухомі опори та оснащений важільною системою для визначення крутильного моменту. Дослідний стенд дозволяє: досліджувати протікання індикаторного процесу в робочому циліндрі; випробовувати двигун на ustalених та неусталених режимах роботи в діапазоні частоти обертання колінчастого вала $n_{\text{дв}} = 800 \dots 2600 \text{ хв}^{-1}$ при потужності навантаження $N_{\text{нагр}} = 0 \dots 150 \text{ кВт}$; одночасно фіксувати на персональний комп'ютер до дев'яти швидкозмінних величин різної фізичної природи при роботі двигуна (рис. 1) на ustalених та неусталених режимах (тиск робочого тіла в циліндрі двигуна $p_{\text{ц}}$, тиск повітря в ресивері $p_{\text{с}}$, тиск газів перед p_t і за Δp_{zt} турбіною, тиск палива в трубопроводі високого тиску перед форсункою $p_{\text{ф}}$, розрідження на витратомірному соплі Δp_0 , частоту обертання колінчастого вала $n_{\text{дв}}$ та ротору турбокомпресору $n_{\text{тк}}$, зусилля на важільному пристрої генератора m_p).

2. Одержано ряд індикаторних діаграм, характеристик впорскування палива і тепловиділення (рис. 2) для низки ustalених режимів роботи двигуна 8ЧН 12/12.

3. Одержано ряд статичних характеристик та динамічних ЗШХ двигуна 8ЧН 12/12, що відображають одночасну зміну: параметрів робочих тіл в всмоктувальному трубопроводі, впускному ресивері, впускному колекторі і впускному трубопроводі; частот обертання колінчастого вала та ротора турбокомпресора; зусилля на важільному пристрої генератора (рис. 6, 7). Динамічна ЗШХ отримана шляхом розгону двигуна під навантаженням при максимальній подачі палива від мінімально можливої до максимальної частоти обертання колінчастого вала

4. Визначено приведенний до осі обертання колінчастого вала момент інерції рухомих мас для двигуна 8ЧН 12/12 з ротором генератору у складі дослідного стенду за наступною залежністю:

$$I_{\text{пр}}(n_{\text{дв}}^i) = - \frac{M_{\text{соп}}(n_{\text{дв}}^i) \cdot (\tau^{i+1} - \tau^{i-1})}{\frac{\pi}{30} (n_{\text{дв}}^{i+1} - n_{\text{дв}}^{i-1})}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

де $M_{\text{соп}}(n_{\text{дв}}^i)$ – поточний крутильний момент споживаний двигуном, отриманий при його прокрутці від балансирного електродвигуна постійного струму, $n_{\text{дв}}^i$, $n_{\text{дв}}^{i+1}$, $n_{\text{дв}}^{i-1}$,

τ^{i+1} , τ^{i-1} – поточні частота обертання колінчастого вала і час вибігу двигуна при відключенні подачі палива на відповідному кроку розрахунку. В результаті розрахунку приведенного до осі обертання колінчастого вала моменту інерції рухомих мас для двигуна 8ЧН 12/12 з ротором генератора визначено його середнє значення: $I_{пр.ср} \approx 5,97 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

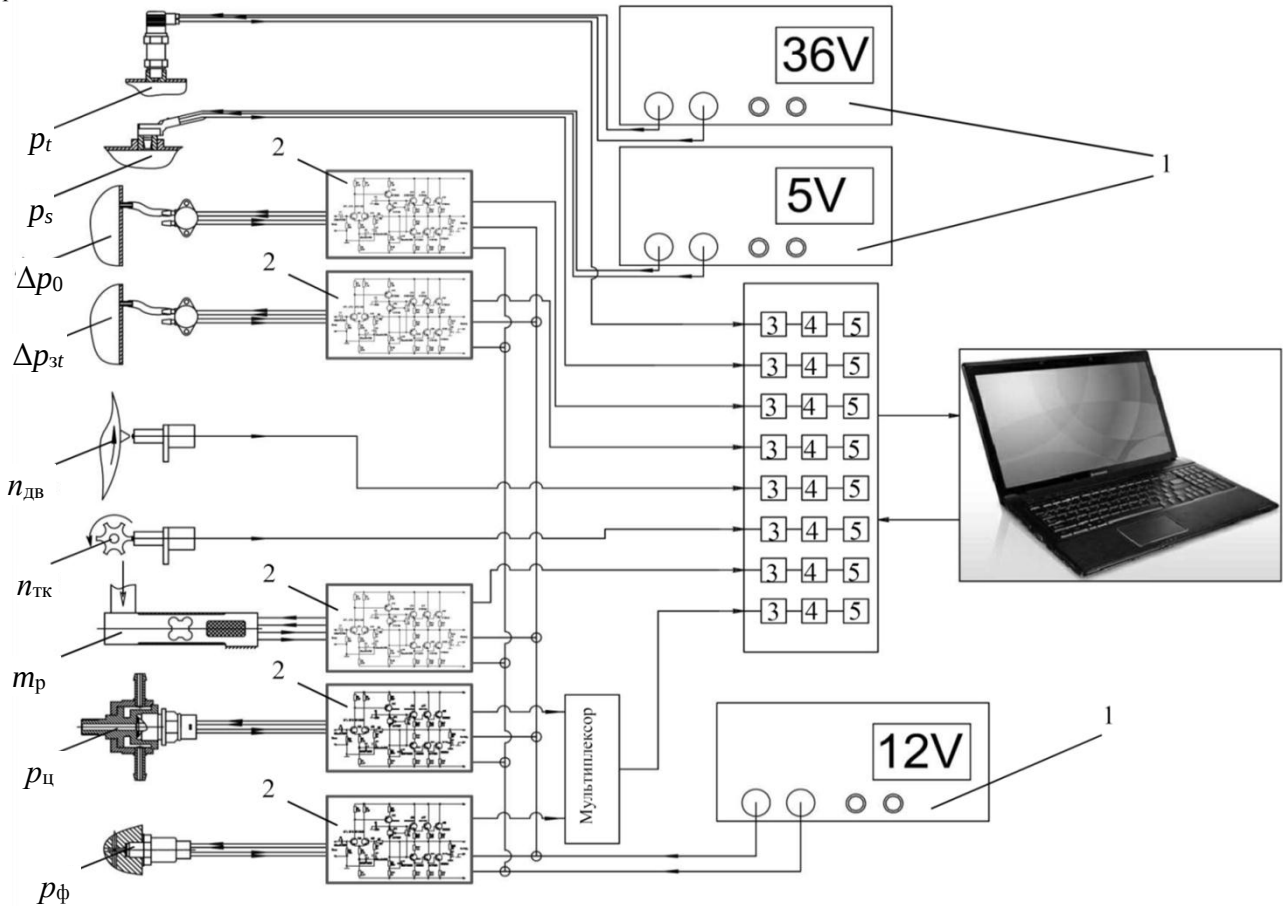


Рис.1. Принципова схема системи вимірювання швидкозмінних параметрів двигуна у складі дослідного стенда: 1 - лабораторні блоки живлення; 2 - спеціалізовані підсилювачі зарядів; 3 - операційні підсилювачі; 4 - аналого-цифрові перетворювачі; 5 - цифрові фільтри шумів

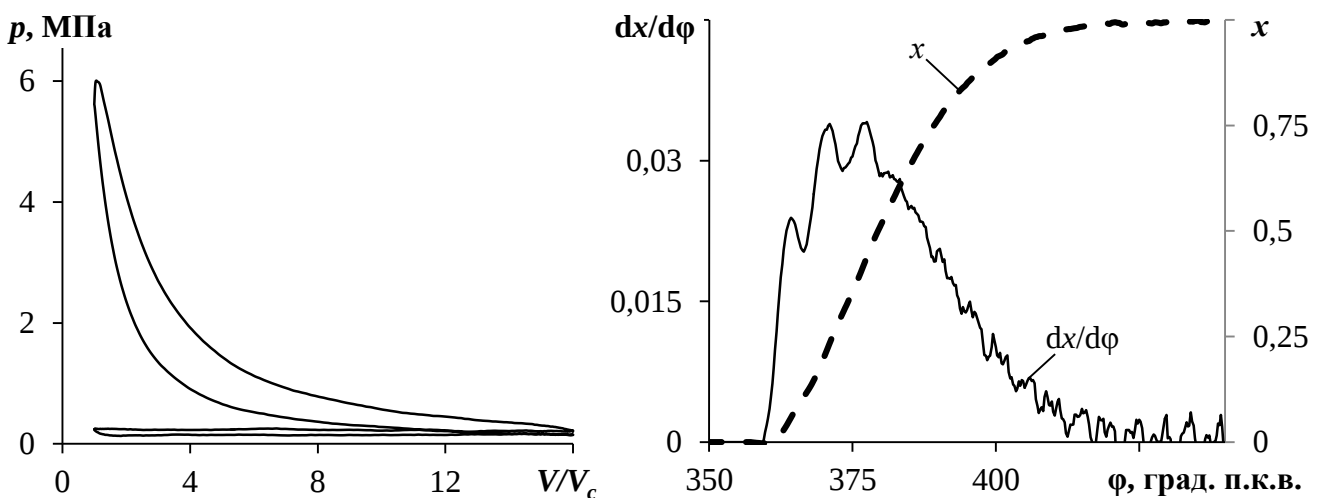


Рис. 2. Експериментальні індикаторні діаграми та характеристики тепловиділення двигуна 8ЧН 12/12 для режиму роботи $N_e = 52,9 \text{ кВт}$, $n_{дв} = 1500 \text{ хв}^{-1}$

За результатами експериментальних досліджень накопичено достатній обсяг даних для налаштування і перевірки адекватності математичного моделювання статичних і динамічних характеристик високообертового дизельного двигуна 8ЧН 12/12.

У четвертому розділі обґрунтовані вимоги до вдосконалення математичної моделі робочих процесів високообертового турбопоршневого двигуна. За базу вдосконаленої математичної моделі взята модель, раніше розроблена на кафедрі «Двигуни внутрішнього згоряння» НУК, яка в даній дисертаційній роботі удосконалена здобувачем з урахуванням сформульованих вимог.

Дизельний двигун, обладнаний системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву, розглядається як відкрита термодинамічна система, що обмінюється енергією з навколишнім середовищем і споживачем потужності, та складається з сукупності відкритих термодинамічних підсистем: «робочий циліндр», «випускний патрубок», «випускний колектор», «проміжний випускний колектор», «повітряний ресивер», «проміжний повітряний ресивер» (рис. 3). Відкриті термодинамічні системи «проміжний випускний колектор» і «проміжний повітряний ресивер» були додатково введені здобувачем в базову структуру математичної моделі для забезпечення можливості моделювання робочого процесу двигуна, обладнаного системою керованого двоступеневого наддуву.

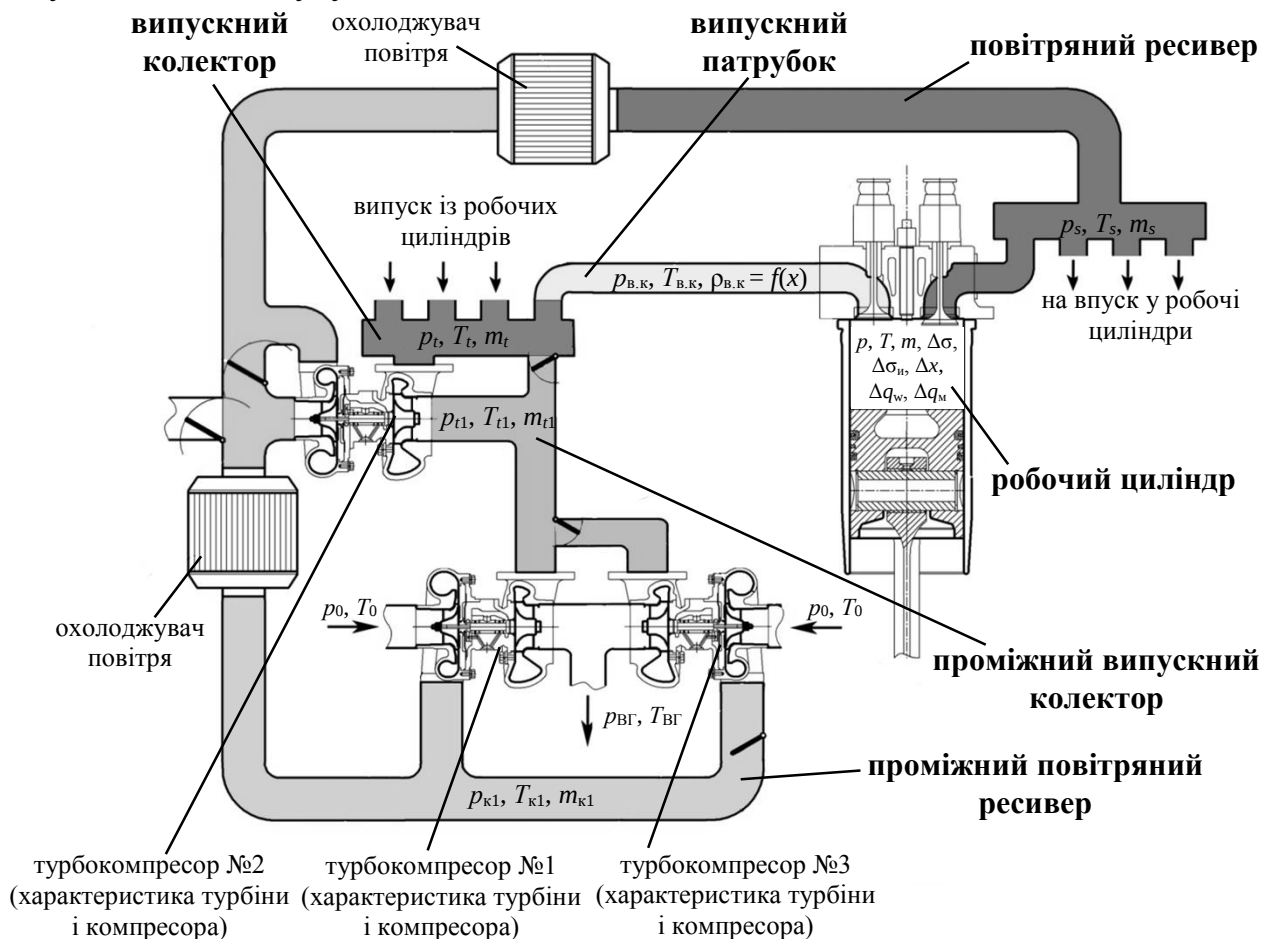


Рис. 3. Структурна схема математичної моделі двигуна

Слід зазначити наступні елементи удосконалення математичної моделі здобувачем:

- створено програмний модуль, що дозволяє здійснювати розширення експериментальних характеристик турбін і компресорів турбокомпресорів високого і низького тиску на всі можливі діапазони їх розрахункових режимів;
- забезпечено можливість розрахунку усталених та неусталених режимів роботи дизельного двигуна, обладнаного системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву;
- забезпечено можливість врахування різних способів регулювання турбокомпресорів у складі системи газотурбінного наддуву для усталених та неусталених режимів роботи двигуна;
- створено математичну модель руху швидкісного судна для більш точного визначення значення потужності, споживаної гребним гвинтом під час розгону судна.

Після удосконалення здобувачем, математична модель **дозволяє** виконувати розрахунки статичних та динамічних характеристик високообертових дизельних двигунів у складі енергетичної установки швидкісного судна, у тому числі при обладнанні двигунів системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву.

Через ненадійність розрахункового визначення параметрів газових турбін і відцентрових компресорів, пропонується використовувати спеціально підготовлені характеристики, які мають експериментальну основу (рис. 4). Підготовка характеристик лопатевих машин полягає в розширенні експериментальних характеристик на весь можливий діапазон розрахункових режимів роботи. Для цього здобувачем була створена спеціальна методика і програма. Використання розширених характеристик лопатевих машин дозволило з достатньою точністю моделювати практично будь-які усталені та неусталені режими роботи двигуна, а також підвищити математичну сталість даних розрахунків.

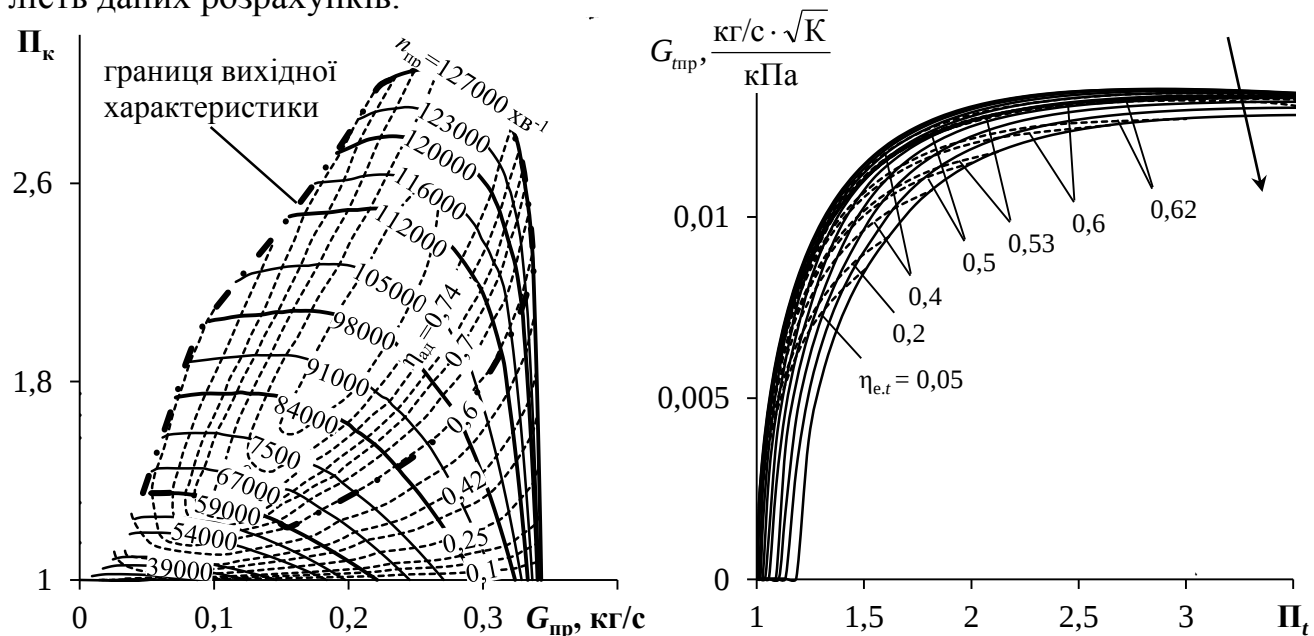


Рис. 4. Розширені універсальні характеристики компресора (зліва) і турбіни (справа) турбокомпресора Garrett GT2871R

Моделювання динамічних характеристик ґрунтується на повноцінному комплексному розрахунку послідовності робочих циклів у циліндрі двигуна і елементах системи наддуву (рис. 5). Спочатку розраховується усталений режим роботи двигуна,



Рис. 5. Блок-схема математичної моделі для розрахунку неусталених режимів роботи двигуна з газотурбінним наддувом

вий індикаторний крутильний момент двигуна; $M_{\text{мех}}^i$, $M_{\text{нав}}^i$ – миттєві крутильні моменти механічних втрат і навантаження відповідно; χ – коефіцієнт тактності; $i_{\text{ц}}$ – кількість циліндрів; $I_{\text{дв.ВДМ}}$ – приведений до осі колінчастого вала момент інерції частин двигуна, що рухаються обертально; $I_{\text{нагр}}$ – приведений до осі колінчастого вала момент інерції рухомих частин трансмісії та рушія транспортного засобу; $\bar{I}_{\text{дв.ПДМ}}^i$ – приведений до осі колінчастого вала момент інерції частин двигуна, що рухаються поступально, середній за відрізок часу, що відповідає повороту колінчастого вала на кут заклинки; $N_{\text{тj}}^i$, $N_{\text{кj}}^i$ – миттєві значення потужностей турбіни і компресора турбокомпресора високого чи низького тиску відповідно.

Миттєвий крутильний момент навантаження $M_{\text{нав}}^i$, для випадку розгону судна з максимально можливим прискоренням, визначається шляхом використання миттєвого безрозмірного коефіцієнта моменту k_2^i :

$$M_{\text{нав}}^i = \frac{k_2^i \rho n_{\text{в}}^2 D_{\text{в}}^5}{i_p \eta_p},$$

де ρ – густина води; $n_{\text{в}}$, $D_{\text{в}}$ – частота обертання та діаметр гребного гвинта відповідно;

що передує неусталеному. Далі розраховується послідовність робочих циклів двигуна. На кожному внутрішньому розрахунковому кроці здійснюється інтерполяція витратних і ефективних характеристик компресорів і турбін низького та високого тиску. Отримані масиви миттєвих значень параметрів лопатевих машин турбокомпресорів після закінчення розрахунку робочого циклу двигуна використовуються для визначення потужності турбін і компресорів турбокомпресорів на кожному зовнішньому кроці розрахунку, що відповідає часу повороту колінчастого вала на кут заклинки. Для визначення величин приросту частот обертання колінчастого вала двигуна і роторів турбокомпресорів використовуються відповідні залежності:

$$\Delta n_{\text{дв}}^{i+1} = \frac{60}{(\bar{I}_{\text{дв.ПДМ}}^i + I_{\text{дв.ВДМ}} + I_{\text{нагр}})} \frac{M_i^i - M_{\text{мех}}^i - M_{\text{нав}}^i}{\chi_{\text{ц}}^i \frac{\pi}{30} n_{\text{дв}}^i};$$

$$\Delta n_{\text{ткj}}^{i+1} = \frac{60}{I_{\text{тк}}^j} \frac{N_{\text{тj}}^i - N_{\text{кj}}^i}{\chi \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 n_{\text{дв}}^i n_{\text{ткj}}^i},$$

де $n_{\text{дв}}^i$, $n_{\text{ткj}}^i$ – миттєва частота обертання колінчастого вала двигуна і роторів турбокомпресорів відповідно; M_i^i – миттє-

i_p , η_p – передаточне відношення та ККД редуктора, що передає крутильний момент від двигуна на гребний гвинт.

Величина миттєвого безрозмірного коефіцієнта моменту k_2^i залежить від величини миттєвого відносного поступу гребного гвинта λ_p^i , що визначається за залежністю:

$$\lambda_p^i = \frac{v_p^i}{D_B n_B^i}, v_p^i = V_{\text{суд}}^i (1 - \omega),$$

де v_p – швидкість потоку, що набігає на гвинт; $V_{\text{суд}}$ – швидкість судна; ω – коефіцієнт попутного потоку.

Поточна швидкість судна розраховується з урахуванням його миттєвого прискорення $a_{\text{суд}}^i$, що визначається на базі основного рівняння динаміки, м/с²:

$$a_{\text{суд}}^i = \frac{P_{\text{в}}^i - R_{\text{х}}^i}{m_{\text{суд}}},$$

де $P_{\text{в}}^i$ – миттєвий упор, створюваний гребним гвинтом; $R_{\text{х}}^i$ – миттєвий опір води руху судна; $m_{\text{суд}}$ – маса судна.

Миттєвий упор $P_{\text{в}}^i$ розраховується шляхом визначення миттєвого безрозмірного коефіцієнта упору k_1 , що також залежить від величини миттєвого відносного поступу гребного гвинта λ_p^i . Для визначення миттєвого опору води руху судна використовується експериментальна залежність $R_{\text{х}} = f(V_{\text{суд}})$ для швидкісного судна.

Перевірка **адекватності** удосконаленої математичної моделі здійснювалась шляхом порівняння експериментальних даних з результатами розрахунку характеристик (рис. 6, 7).

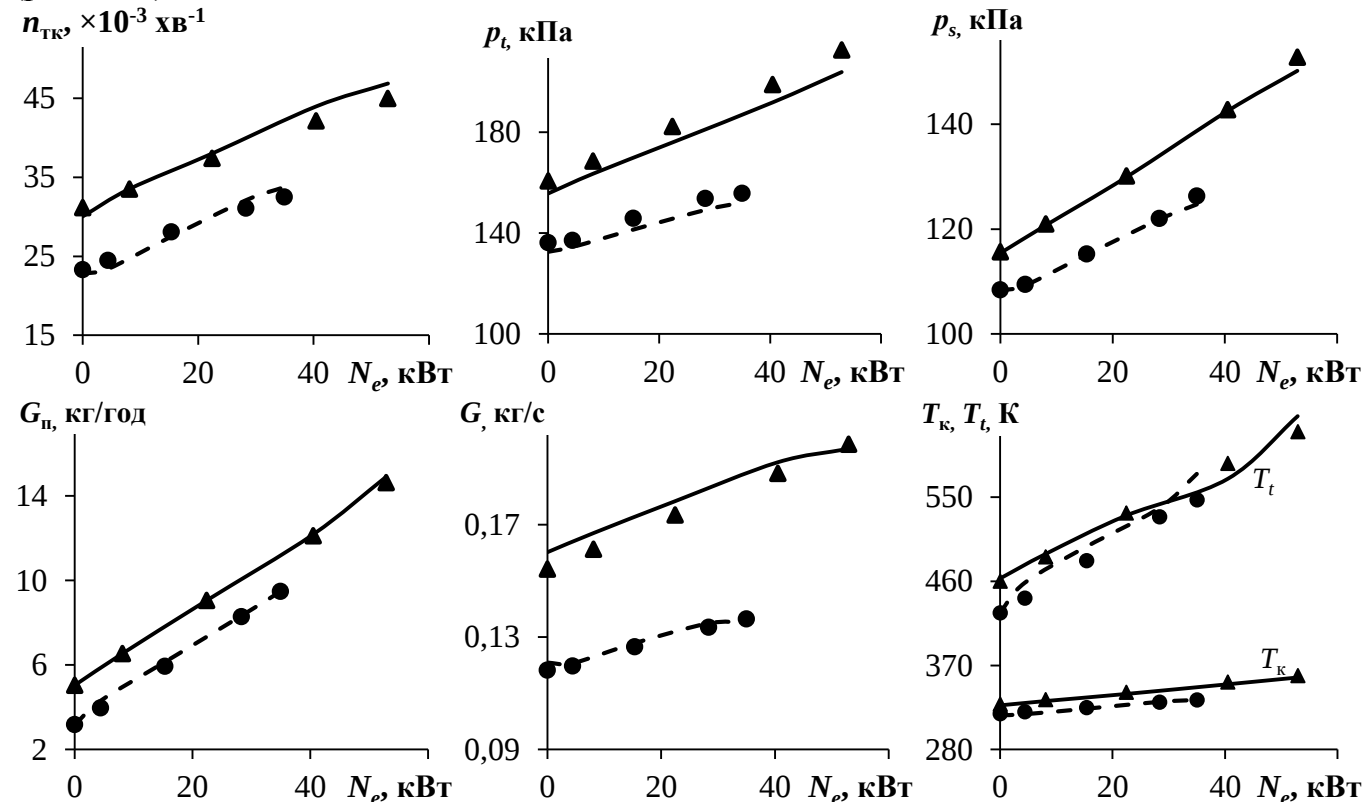


Рис. 6. Порівняння статичних розрахункових (зображено лініями) та експериментальних (зображено точками) навантажувальних характеристик двигуна 8ЧН 12/12: $n_{\text{дв}} = 1200 \text{ хВ}^{-1}$ – ●●●, ----; $n_{\text{дв}} = 1500 \text{ хВ}^{-1}$ – ▲▲▲, —

Методика перевірки була наступна. Спочатку за результатами обробки експериментальних даних для більш ніж 60 усталених режимів була проведена ідентифікація експериментальних характеристик компресора і турбіни турбокомпресора ТКР-11В, котрий був встановлений на двигун і проведено їх розширення на весь можливий діапазон роботи. Середньоквадратичне відхилення параметрів лопатевих машин отриманих експериментально від розрахункових не перевищує 12 %. Далі проводилося налаштування математичної моделі на кожен усталений режим шляхом досягнення найкращого збігу розрахункової і експериментальної індикаторної діаграм, характеристик тепловиділення і цілого ряду інших параметрів, які характеризують режим роботи двигуна. Відхилення експериментально отриманого значення тиску в робочому циліндрі від розрахункового не перевищує 13%. Після подібного налаштування математичної моделі проведена перевірка адекватності моделювання статичних та динамічних характеристик.

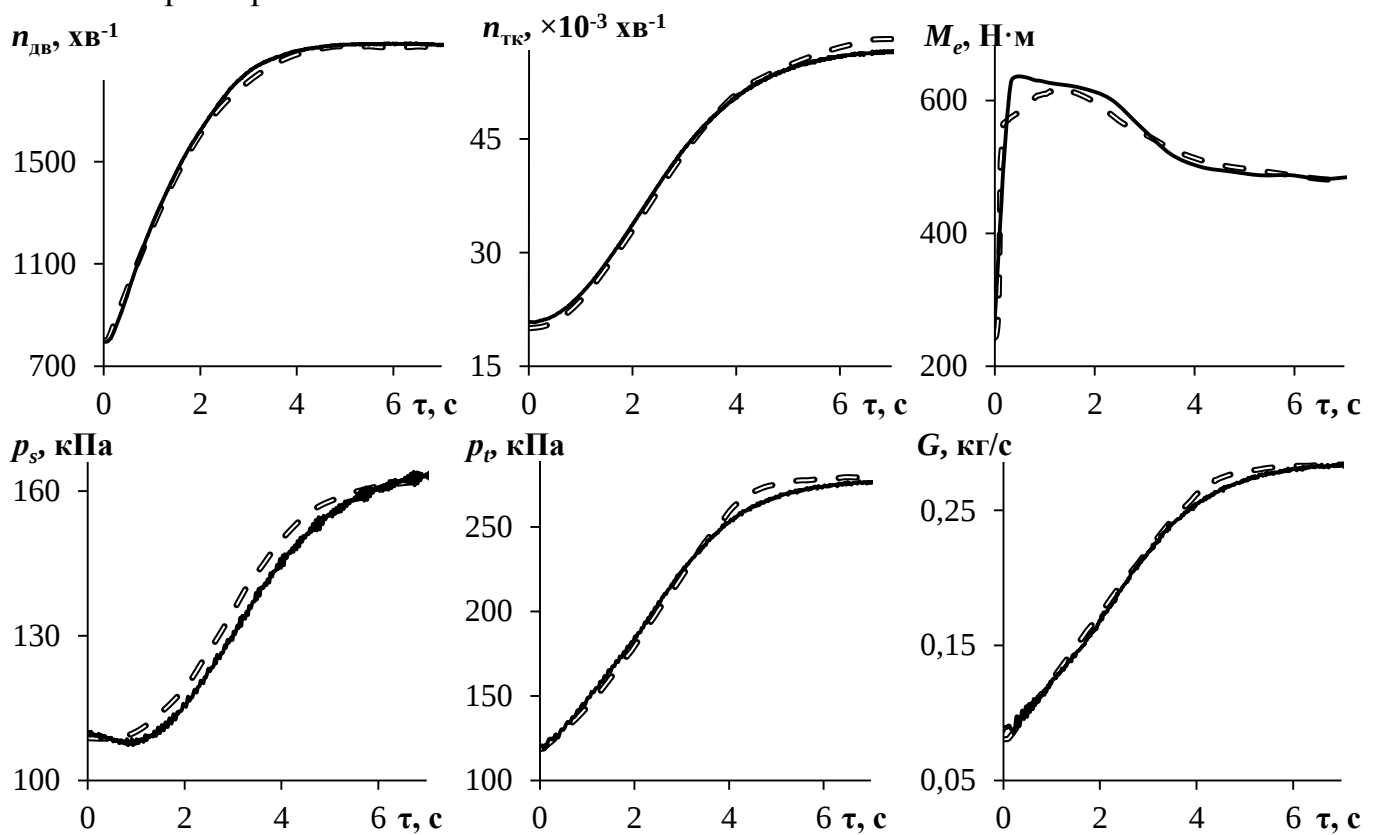


Рис. 7. Порівняння розрахункових (====) та експериментальних (——) динамічних ЗШХ двигуна 8ЧН 12/12

Середньоквадратичне відхилення розрахункових та експериментальних даних (див. рис. 6, 7) не перевищує: для статичних характеристик – 4%, для динамічних ЗШХ – 8%, що свідчить про адекватність використовуваної математичної моделі.

У п'ятому розділі виконане обґрунтування доцільності застосування запропонованої системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву з першим реєстровим ступенем підвищення тиску VTT1R для високообертового дизельного двигуна. Запропонований здобувачем варіант організації системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву VTT1R відрізняється від уже відомих наявністю двох паралельно працюючих турбокомпресорів низького тиску і одного турбокомпресора

високого тиску, підключеного послідовно до першого ступня. Органи керування даної системи (клапани) дозволяють відключати залежно від режиму роботи двигуна один з турбокомпресорів низького тиску або ж турбокомпресор високого тиску.

В якості прикладу, як об'єкту застосування запропонованої системи наддуву VTT1R, обрано сучасний форсований високообертовий дизельний двигун Volvo Penta D6 (6ЧН 10,3/11), що використовується в якості головного двигуна швидкісного судна. За умовами експлуатації двигун повинен ефективно працювати в діапазоні частоти обертання колінчастого вала $n_{\text{дв}} = 700 \dots 3500 \text{ хв}^{-1}$. Серійний варіант двигуна обладнано системою вільного нерегульованого одноступеневого газотурбінного наддуву.

Для обґрунтування доцільності застосування системи наддуву VTT1R було вирішено ряд задач:

1. Розроблено схеми роботи системи наддуву та встановлено діапазони режимів роботи двигуна, в яких повинна бути використана відповідна схема (рис. 8).

2. Вдосконалено спосіб вибору типорозмірів компресорів і турбін турбокомпресорів першого і другого ступеня підвищення тиску для двигуна обладнаного системою наддуву VTT1R. В результаті вибору визначено, що турбокомпресори першого ступеня підвищення тиску (ТК₁, ТК₃) можуть бути однакового типорозміру. При виборі турбокомпресора другого ступеня підвищення тиску пропускна здатність його турбіни підбирається таким чином, щоб піковий ступінь підвищення тиску повітря в ньому, при роботі двигуна по статичній ЗШХ, не перевищував $\Pi_k = 1,4$, з умови ефективного узгодження характеристик турбокомпресора другого ступеня ТК₂ та першого турбокомпресора першого ступеня ТК₁. Також визначено, що система наддуву VTT1R має найбільшу ефективність для двигунів, у яких діапазон частот обертання колінчастого вала ($n_{\text{дв. max}} - n_{\text{дв. min}}$) перевищує $2400 \dots 2700 \text{ хв}^{-1}$ при номінальному тиску наддуву $0,3 \dots 0,35 \text{ МПа}$.

3. Проведено порівняльний аналіз роботи двигуна з різними системами одноступеневого та двоступеневого газотурбінного наддуву, що виконувався на основі чисельного моделювання статичних і динамічних ЗШХ.

Порівняльний аналіз статичних і динамічних ЗШХ двигуна було виконано для наступних конфігурацій систем наддуву:

- одноступеневий нерегульований газотурбінний наддув (ST);
- одноступеневий газотурбінний наддув з регулюванням турбокомпресора шляхом зміни геометрії соплового апарата турбіни (ST_VGT);
- керований двоступеневий газотурбінний наддув з регулюванням турбокомпресора високого тиску шляхом перепуску частини газів повз турбіну високого тиску (VTT);
- керований двоступеневий газотурбінний наддув з регулюванням турбокомпресора високого тиску шляхом зміни геометрії соплового апарата його турбіни (VTT_2VGT);
- керований двоступеневий газотурбінний наддув з регулюванням турбокомпресора низького тиску шляхом зміни геометрії соплового апарата його турбіни (VTT_1VGT);
- керований двоступеневий газотурбінний наддув з першим реєстровим ступенем підвищення тиску і регулюванням турбокомпресорів шляхом перепуску частини

відхідних газів (VTT1R).

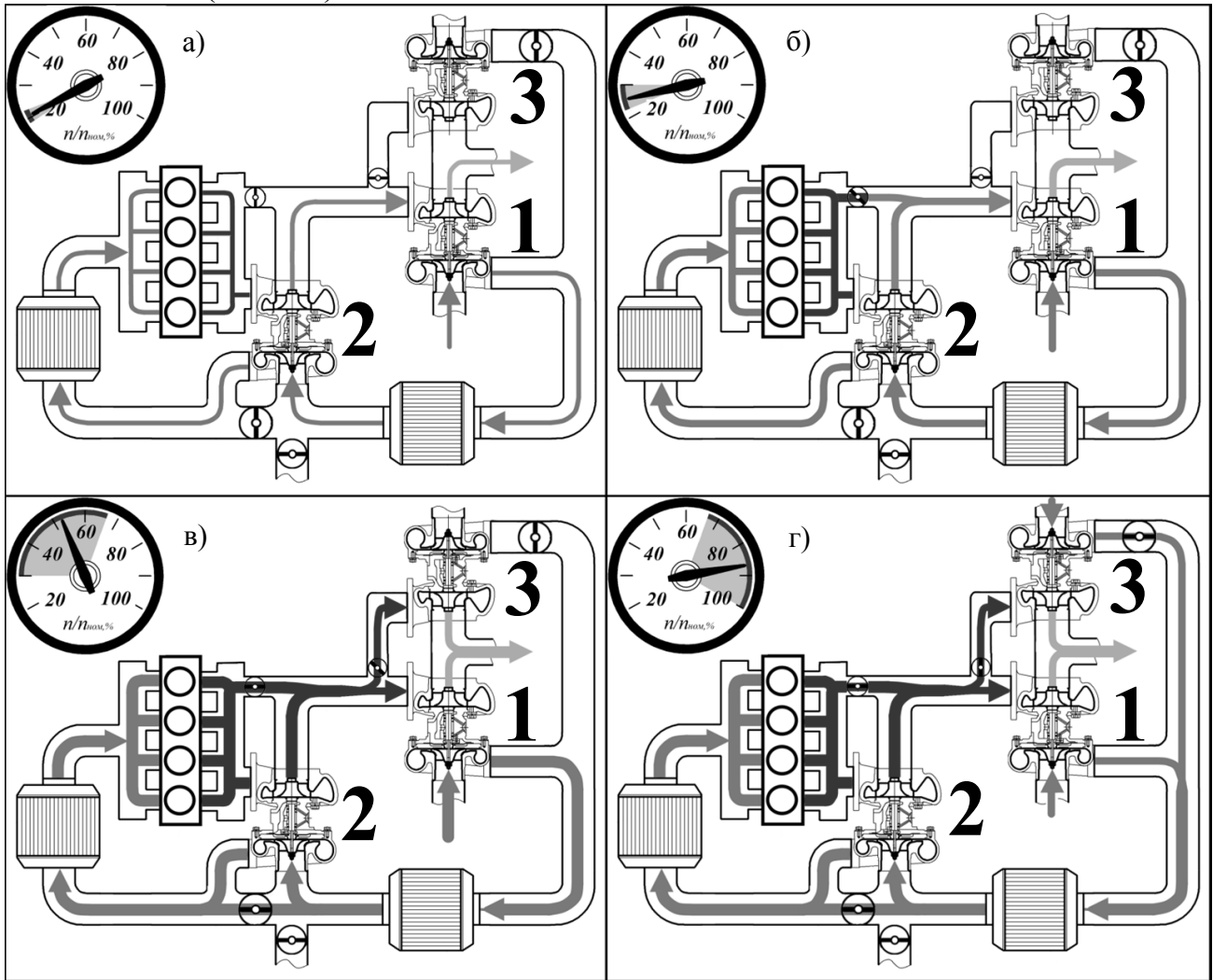


Рис. 8. Схема роботи системи наддуву VTT1R. Стиск повітря здійснюється: а) послідовно в турбокомпресорах ТК₁ і ТК₂, режимами $n_{\text{дв.ст}} = n_{\text{дв.мін}} \dots 0,25n_{\text{дв.н}}$; б) послідовно в турбокомпресорах ТК₁ і ТК₂ з перепуском частини відхідних газів повз турбіну ТК₂, режимами $n_{\text{дв.ст}} = (0,25 \dots 0,3)n_{\text{дв.н}}$; в) у турбокомпресорі ТК₁ з перепуском частини газів, що відходять, повз його турбіну на вхід у турбіну турбокомпресора ТК₃ для підтримки його в гарячому резерві, режимами $n_{\text{дв.ст}} = (0,3 \dots 0,7)n_{\text{дв.н}}$; г) паралельно в турбокомпресорах ТК₁ і ТК₃, режимами $n_{\text{дв.ст}} = (0,7 \dots 1,0) \cdot n_{\text{дв.н}}$.

Порівняльний аналіз розрахункових даних показав, що запропонована система наддуву VTT1R дозволяє краще, ніж усі інші, поліпшити формування статичної та динамічної ЗШХ двигуна 6ЧН 10,3/11 (рис. 9, 10).

Так у порівнянні із системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву VTT, котра вже використовується на деяких сучасних високообертових дизельних двигунах, на режимах статичної ЗШХ використання запропонованої системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву VTT1R забезпечує:

- приріст крутильного моменту на режимі роботи з мінімально стійкою частотою обертання колінчастого вала при $n_{\text{дв}} = 700 \text{ хв}^{-1}$ приблизно на 9% (з 407 до 444 Н·м);
- збільшення коефіцієнта пристосування за моментом $\approx 5\%$ (з 1,85 до 8,3);

- збільшення коефіцієнта пристосування за частотою $\approx 60\%$ (з 2,8 до 4,38);
- поліпшення економічності в діапазоні частоти обертання колінчастого вала 700... 1250 хв^{-1} до 9 %.

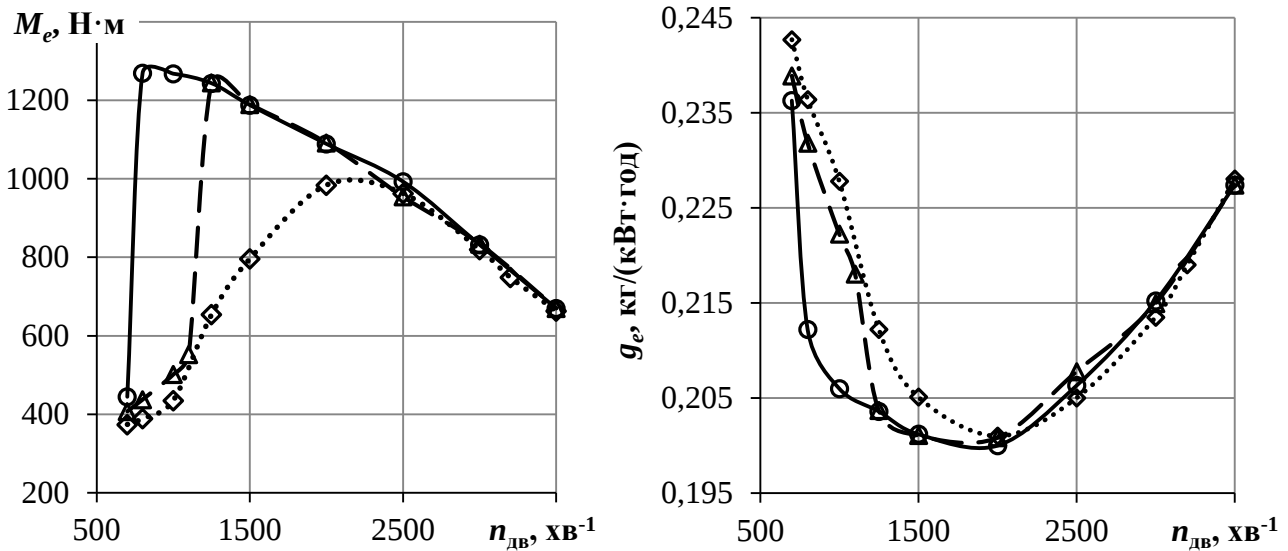


Рис. 9. Зміна крутильного моменту M_e та питомої ефективної витрати палива g_e при роботі двигуна 6ЧН 10,3/11 по статичним ЗШХ з різними системами наддуву:
 —○— система наддуву VTT1R; —Δ— система наддуву VTT;
 ...◇... — система наддуву ST_VGT

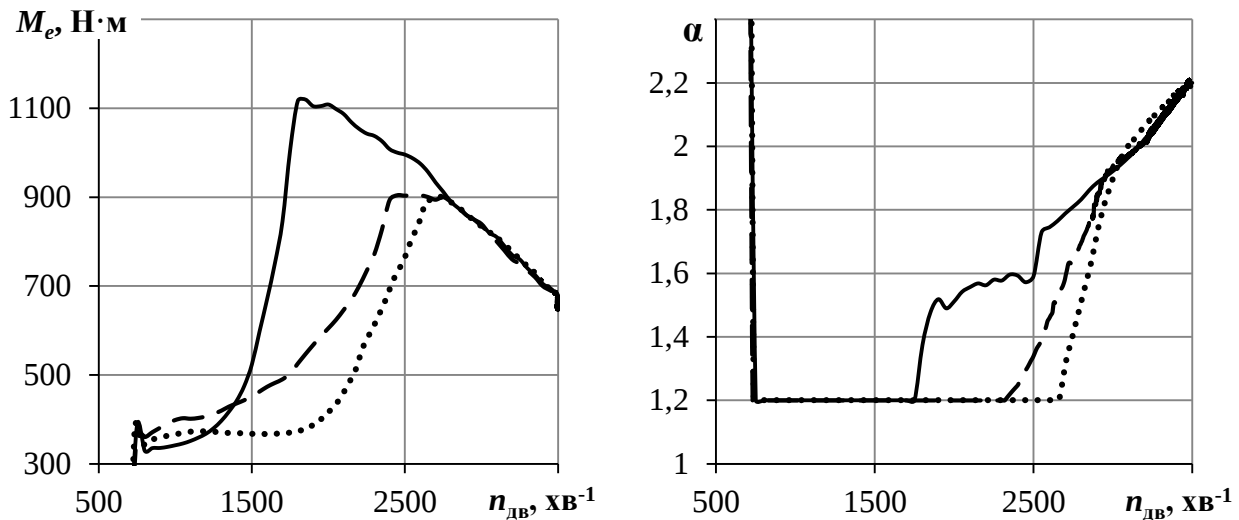


Рис. 10. Зміна крутильного моменту M_e та коефіцієнту надлишку повітря α при роботі двигуна 6ЧН 10,3/11 по динамічним ЗШХ з різними системами наддуву:
 — система наддуву VTT1R; --- система наддуву VTT;
 — система наддуву ST_VGT

На режимах динамічної ЗШХ використання запропонованої системи наддуву VTT1R, в порівнянні із системою наддуву VTT, забезпечує:

- збільшення максимального крутильного моменту $\approx 23\%$ (з 907 до 1118 $\text{Н}\cdot\text{м}$);
- зменшення часу досягнення номінального значення ступеня підвищення тиску $\approx 63\%$;
- збільшення коефіцієнта пристосування за моментом $\approx 25\%$ (з 1,37 до 1,69);
- збільшення коефіцієнта пристосування за частотою $\approx 35\%$ (з 1,46 до 1,95);

– підвищення коефіцієнта надлишку повітря в діапазоні частоти обертання колінчастого вала $1700 \dots 2900 \text{ хв}^{-1}$ до 50 %.

У шостому розділі розглянуто впровадження результатів дослідження на підприємствах галузі (ДП НВКГ «Зоря-Машпроект», АТ «Бериславський машинобудівний завод», м. Берислав) та у навчальному процесі кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

У додатках наведені: експериментальні діаграми тиску палива в паливопроводі високого тиску та в просторі під голкою форсунки, робочого тіла в циліндрі; блок-схема для побудови витратної та ефективної характеристик турбіни; блок-схема обробки індикаторних діаграм для отримання характеристик тепловиділення; витратні характеристики двигуна 6ЧН 10,3/11, накладені на характеристики турбін і компресорів турбокомпресорів розглянутих систем наддуву; акти впровадження результатів дисертаційної роботи.

ВИСНОВКИ

У роботі поставлена і вирішена важлива **науково-практична** задача підвищення ефективності форсованих високообертових дизельних двигунів використанням систем керованого двоступеневого наддуву. Отримані наступні результати:

1. Встановлено, що при форсуванні головного високообертового дизельного двигуна швидкісного судна по середньому ефективному тиску понад $p_e > 2,0 \text{ МПа}$ зниження параметрів динамічної зовнішньої швидкісної характеристики стосовно статичної перевищує 50% по ефективному крутильному моменту та 25% за коефіцієнтом надлишку повітря, що приводить до необхідності вдосконалення системи наддуву.

2. Встановлено, що система керованого двоступеневого газотурбінного наддуву, яка складається з трьох турбокомпресорів, що з'єднуються у різні схеми за допомогою спеціальних заслінок залежно від режиму роботи двигуна, дозволяє підвищити коефіцієнти пристосування при роботі двигуна по статичній і динамічній зовнішнім швидкісним характеристикам відповідно: по крутильному моменту на 5% і на 25%, по частоті обертання на 60% і на 35%.

3. Встановлено, що запропонована система керованого двоступеневого газотурбінного наддуву з першим реєстровим ступенем підвищення тиску має найбільшу ефективність для високообертових двигунів, у яких діапазон частот обертання колінчастого вала ($n_{\text{дв.мах}} - n_{\text{дв.мін}}$) перевищує $2400 \dots 2700 \text{ хв}^{-1}$ при номінальному тиску наддувного повітря $0,3 \dots 0,35 \text{ МПа}$.

4. Встановлено три діапазони частот обертання колінчастого вала, у кожному з яких повинна використовуватись певна схема роботи турбокомпресорів системи наддуву для забезпечення трьох основних режимів її роботи (у дужках наведено діапазони для статичних і динамічних характеристик відповідно): 1) режим двоступеневого підвищення тиску повітря при повному відключенні одного з турбокомпресорів першого ступеня ($n_{\text{дв.ст}} = n_{\text{дв.мін}} \dots 0,3 \cdot n_{\text{дв.н}}$, $n_{\text{дв.дин}} = n_{\text{дв.мін}} \dots 0,5 \cdot n_{\text{дв.н}}$); 2) режим одноступеневого підвищення тиску повітря з напрямком частини відпрацьованих газів на турбіну відключеного турбокомпресора першого ступеня ($n_{\text{дв.ст}} = (0,3 \dots 0,7) \cdot n_{\text{дв.н}}$, $n_{\text{дв.дин}} = (0,5 \dots 0,8) \cdot n_{\text{дв.н}}$); 3) режим одноступеневого підвищення

тиску повітря в двох паралельно працюючих турбокомпресорах першого ступеня ($n_{\text{дв.ст}} = (0,7 \dots 1,0) \cdot n_{\text{дв.н}}$, $n_{\text{дв.дин}} = (0,8 \dots 1,0) \cdot n_{\text{дв.н}}$).

5. На запропоновану схему системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву отримано патент України (№ 91912).

6. Отримала подальший розвиток математична модель робочих процесів у циліндрах і газоповітряному тракті високообертового дизельного двигуна, обладнаного системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву. У модель додано дві відкритих термодинамічних системи для розрахунку робочих процесів двигуна з запропонованою системою наддуву. Використання вдосконаленої моделі в якості ядра сумісно з додатково введеними спеціальними розрахунковими модулями покладено в основу запропонованого метода розрахунку динамічних характеристик двигуна.

7. Удосконалено спосіб представлення систем залежностей, що визначають взаємозв'язок основних експлуатаційних параметрів турбін і компресорів агрегатів наддуву (їхніх характеристик). Характеристики, що встановлені експериментально (представляються звичайно надто дискретно та в обмежених діапазонах), отримують розширення розрахунковим шляхом. При цьому системи кривих відображають менш дискретно більш широкий діапазон параметрів.

8. Вдосконалено спосіб вибору типорозмірів турбокомпресорів першого та другого ступеня підвищення тиску. Вибір типорозмірів пропонується робити не на підставі полів розходів (як звичайно), а з використанням спеціально підготовлених характеристик турбокомпресорів і математичного моделювання характеристик навантаження двигуна.

9. Результати дослідження впроваджено на підприємствах ДП НВКГ «Зоря-Машпроект», ВАТ «Бериславський машинобудівний завод», м. Берислав, Херсонська обл., а також у навчальному процесі кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у наукових фахових виданнях України

1. Минчев Д. С. Экстраполяция экспериментальных характеристик радиальных центростремительных турбин турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания / Д. С Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный // Научно-технический журнал «Авиационно-космическая техника и технология». – Харків: ХАІ, 2011. – №10(87) – С. 173 – 178.

Здобувачем виконаний аналіз роботи радіальних доцентрових турбін дизельних двигунів.

2. Мошенцев Ю. Л. Экстраполяция экспериментальных характеристик центробежных компрессоров / Ю. Л. Мошенцев, Д. С Минчев, А. В. Нагорный // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2011. - №4. – С. 89 - 98.

Здобувачу належать наведені в роботі розрахункові дані по розширенню експериментальних характеристик відцентрових компресорів.

3. Мошенцев Ю. Л. Использование характеристик центробежных компрессоров при численном моделировании рабочего цикла комбинированных двигателей внутреннего сгорания/ Ю.Л. Мошенцев, Д.С. Минчев, А. В. Нагорный // Электронный вiсник НУК. – Миколаїв: НУК, 2011.– №5. – С. 308 - 310.

Здобувачу належать наведені в статті криві дискових втрат відцентрового компресору.

4. Мошенцев Ю. Л. Оцифровка характеристик центробежных компрессоров для моделирования рабочего цикла комбинированных двигателей внутреннего сгорания / Ю.Л. Мошенцев, Д.С. Минчев, А. В. Нагорный //Збірник наукових праць ДонІЗТ. – Донецьк: ДонІЗТ, 2011. - №28. – С. 159 - 164.

Здобувачу належить наведена в статті екстрапольована характеристика компресора Garrett GT 2052

Публікації у наукових періодичних виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз даних

5. Нагорный А. В. Формирование внешней скоростной характеристики дизельного двигателя с системой управляемого последовательно-параллельного газотурбинного наддува / А. В. Нагорный// Збірник наукових праць ДонІЗТ. – Донецьк: ДонІЗТ, 2012. - №32. – С. 143 - 147.

6. Минчев Д. С. Влияние температур теплоносителей системы охлаждения на рабочий цикл тепловозного двигателя / Д. С. Минчев, А. В. Нагорный, П. В. Братченко// Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту – Донецьк: ДонІЗТ, 2012. – №32– С. 137 – 142.

Здобувачу належать наведені в статті розрахункові данні для двигуна 16ЧН 26/26.

7. Минчев Д. С. Использование характеристик турбокомпрессора при расчете неустановившихся режимов работы дизельных двигателей / Ю. Л. Мошенцев, Д. С. Минчев, А. В. Нагорный, А. С. Дьяконов // Вестник двигателестроения Запорожского национального технического университета.–Запоріжжя: ЗНТУ – 2013.–№2 – С. 88 - 93.

Здобувачу належать методика розширення експериментальних характеристик компресорів і турбін турбокомпресорів та наведені в статті розрахункові данні.

8. Минчев Д. С. Совершенствование систем газотурбинного наддува дизельных двигателей скоростных глиссирующих судов / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный // Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания». – Харків: ХПІ – 2014. - №1 – С. 13-18.

Здобувачу належать наведені в статті розрахункові статичні та динамічні характеристики двигуна 6ЧН 10,3/11 у складі енергетичної установки швидкісного судна.

Опубліковані праці апробаційного характеру

9. Мошенцев Ю. Л. Особенности моделирования перспективных систем управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува дизельных двигателей / Ю. Л. Мо-

шенцев, Д. С. Минчев, А. В. Нагорный // Матеріали I-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». – Миколаїв: НУК, 2010. – с. 192-194.

Здобувачем розроблена схема роботи системи керованого двоступеневого наддуву в залежності від режиму роботи двигуна.

10. Мошенцев Ю. Л. Проектирование систем регулируемого двухступенчатого газотурбинного наддува дизельных двигателей транспортного назначения / Ю. Л. Мошенцев, Д. С. Минчев, А. В. Нагорный // Матеріали I-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування». – Миколаїв: НУК, 2010. – с. 36-39.

Здобувачу належать наведені розрахункові статичні характеристики двигуна 4ЧН 10,5/12.

11. Минчев Д. С. Проверка адекватности математической модели экстраполяции характеристик радиальных центростремительных турбин турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания / Д. С. Минчев, А. В. Нагорный // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування». – Херсон: ХДМІ, 2011. – с. 92-97.

Здобувачем виконаний аналіз роботи радіальних доцентрових турбін дизельних двигунів.

12. Мошенцев Ю. Л. Разработка методики экстраполяции экспериментальных характеристик центробежных компрессоров / Ю. Л. Мошенцев, Д. С. Минчев, А. В. Нагорный // Матеріали V-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми». – Миколаїв: НУК, 2011. – с. 188-193.

Здобувачу належать наведені в роботі розрахункові дані з розширення експериментальних характеристик відцентрових компресорів.

13. Минчев Д. С. Перспективы использования системы управляемого последовательно-параллельного газотурбинного наддува в дизельных двигателях / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный // Матеріали II-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування». – Миколаїв: НУК, 2012. – с. 113-118.

Здобувачу належать наведені розрахункові статичні характеристики двигуна VME-B604.

14. Минчев Д. С. Рациональное регулирование системы охлаждения тепловозного двигателя / Д. С. Минчев, А. В. Нагорный, Братченко П. В. // Матеріали II-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування». – Миколаїв: НУК, 2012. – с. 138-143.

Здобувачу належать наведені розрахункові данні для двигуна 16ЧН 26/26.

15. Минчев Д. С. Математическое моделирование динамических характеристик дизельных двигателей для режимов разгона быстроходного катера / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный // Матеріали VI-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми». – Миколаїв: НУК, 2013. – с. 176-179.

Здобувачу належить розроблена методика визначення миттєвого крутильного моменту, що споживається гребним гвинтом при розгоні судна.

16. Минчев Д. С. Возможность использования статических характеристик турбокомпрессора для моделирования динамических характеристик дизельных двигателей / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный // Матеріали VI-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми». – Миколаїв: НУК, 2013. – с. 173-176.

Здобувачу належать методика розширення експериментальних характеристик компресорів і турбін турбокомпресорів та наведені в статті розрахункові данні.

Патенти України на корисну модель

17. Пат. 91912 Україна, МПК (2009) F02D 15/00. Система двоступінчастого наддуву двигунів внутрішнього згоряння з першим реєстровим ступенем стиснення повітря / Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагірний, Д. С. Мінчев, Д. В. Реппа ; заявники і патентовласники Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагірний, Д. С. Мінчев, Д. В. Реппа. – Заявка № u 2014 00013 від 08.01.2014; Опубл. 25.07.2014. – Бюл. №14.

Здобувачем розроблена схема роботи системи наддуву в залежності від режиму роботи двигуна.

АНОТАЦІЯ

Нагірний А. В. Підвищення ефективності форсованих високообертових дизельних двигунів використанням систем керованого двоступеневого наддуву. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки. – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Миколаїв, 2015.

Дисертація присвячена вирішенню задачі підвищення ефективності форсованих високообертових дизельних двигунів на основі раціональної організації системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву з першим реєстровим ступенем підвищення тиску.

Проаналізовано та визначено найбільш перспективні шляхи підвищення ефективності форсованих високообертових дизельних двигунів транспортного призначення.

Удосконалено математичну модель робочого циклу високообертового дизельного двигуна, обладнаного системою керованого двоступеневого газотурбінного наддуву, для моделювання його роботи на усталених та неусталених режимах.

Визначено можливі варіанти виконання системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву на основі моделювання робочих характеристик двигуна. На підставі результатів моделювання обрано найбільш раціональну схему системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву.

Удосконалено спосіб вибору типорозмірів турбокомпресорів першого та другого ступеня підвищення тиску. Вибір типорозмірів пропонується робити не на підставі полів розходів (як звичайно), а з використанням спеціально підготовлених характеристик турбокомпресорів і математичного моделювання характеристик навантаження двигуна.

Розроблено раціональні схеми роботи турбокомпресорів у складі системи наддуву та встановлено доцільні діапазони режимів роботи двигуна, у кожному з яких повинна бути використана відповідна схема.

Застосування системи керованого двоступеневого газотурбінного наддуву з першим реєстровим ступенем підвищення тиску дозволяє підвищити коефіцієнти пристосування при роботі двигуна по статичній і динамічній зовнішнім швидкісним характеристикам відповідно: по крутному моменту на 5% і на 25%, і по частоті обертання на 60% і на 35%.

Запропонована система наддуву має найбільшу ефективність для високооборотних дизельних двигунів, у яких діапазон частот обертання колінчатого вала перевищує $2400...2700 \text{ хв}^{-1}$ при номінальному тиску наддуву $0,3...0,35 \text{ МПа}$.

Ключові слова: система двоступеневого газотурбінного наддуву, високооборотний дизельний двигун, турбокомпресор, зовнішня швидкісна характеристика.

АННОТАЦИЯ

Нагорный А. В. Повышение эффективности форсированных высокооборотных дизельных двигателей использованием систем управляемого двухступенчатого наддува. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – двигатели и энергетические установки. Национальный университет кораблестроения, Николаев, 2015.

Диссертация посвящена решению задачи повышения эффективности форсированных высокооборотных дизельных двигателей на основе рациональной организации системы управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува с первой реєстровою ступенню повышения давления.

Проанализированы и определены наиболее перспективные пути повышения эффективности форсированных высокооборотных дизельных двигателей транспортного назначения.

Усовершенствована математическая модель рабочего цикла высокооборотного дизельного двигателя, оборудованного системой управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува, для моделирования его работы на установившихся и неуставившихся режимах. Для этого в базовую структуру математической модели добавлено две дополнительные открытые термодинамические системы, которые позволили моделировать процессы в элементах системы управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува. Также в математической модели обеспечена возможность учета различных способов регулирования турбокомпрессоров в составе системы газотурбинного наддува. Кроме этого, в модель добавлен расчетный модуль для более точного определения мощности потребляемой гребным винтом скоростного судна во время его разгона.

Проведено экспериментальное определение процессов в рабочем цилиндре и элементах системы газотурбинного наддува высокооборотного дизельного двигателя на установившихся и неуставившихся режимах работы. Полученные эксперимен-

тальные данные позволили настроить усовершенствованную математическую модель, а также проверить адекватность моделирования установившихся и неустановившихся режимов работы высокооборотных дизельных двигателей.

Определены возможные варианты исполнения системы управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува на основе моделирования рабочих характеристик двигателя. На основании результатов моделирования выбрана наиболее рациональная схема системы управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува.

Усовершенствован способ выбора типоразмеров турбокомпрессоров первой и второй ступени для двигателя, оборудованного системой управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува с первой регистровой ступенью повышения давления. Выбор типоразмеров предлагается выполнять не на основании полей расходов, а с использованием специально подготовленных характеристик турбокомпрессоров и математического моделирования рабочих характеристик двигателя.

Разработаны рациональные схемы работы турбокомпрессоров первой и второй ступени повышения давления в составе выбранной системы наддува. Установлены целесообразные диапазоны режимов работы двигателя, в каждом из которых должна быть использована соответствующая схема работы турбокомпрессоров.

Применение системы управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува с первой регистровой ступенью повышения давления позволяет повысить коэффициенты приспособляемости двигателя при его работе по статической и динамической внешним скоростным характеристикам соответственно: по крутящему моменту на 5% и на 25%, и по частоте вращения на 60% и на 35%.

Предлагаемая система наддува имеет наибольшую эффективность для высокооборотных дизельных двигателей, у которых диапазон частот вращения коленчатого вала превышает 2400...2700 мин⁻¹ при номинальном давлении наддува 0,3...0,35 МПа.

Ключевые слова: система двухступенчатого газотурбинного наддува, высокооборотный дизельный двигатель, турбокомпрессор, внешняя скоростная характеристика.

ABSTRACT

Nahirniy A. V. Improvement of high-speed high-rated diesel engines performance applying controlled two-stage turbocharging. – Manuscript.

Thesis for the candidate degree in technical sciences on specialty 05.05.03 – engines and power plants. National University of Shipbuilding, Mykolaiv, 2015.

This thesis is devoted to the improvement of the high-speed high-rated diesel engines performance for power-boats propulsion and heavy-duty vehicle applications. The new concept for controlled two-stage turbocharging system was developed. The suggested turbocharging system incorporates three turbochargers: first and second turbocharger are coupled into the first register stage of air compression and the third turbocharger is connected in series, forming the second stage of compression. The flexible control of the operation of suggested system enables switching between one-stage or two-stage air compression mode depending on the current speed and load of the engine. In the paper the ranges of engine

speed and load for four different modes of air compression are determined for static loads and transient engine operation.

Further development of the method of turbocharger effective matching for the suggested two-stage turbocharging system with the first register stage of air compression is also presented in the paper. The key element of the developed method is usage of the numerical maps of centrifugal compressors, axial and radial turbines of the turbocharger. These maps were extrapolated in the wide range of operating conditions and regimes using subroutines developed by the author.

Application of suggested turbocharging system with flexible control strategy results in up to 300 % increment of low-speed torque and up to 25 % increment of maximum torque for static operation, and up to 60 % increment of low-speed torque and up to 25 % increment of maximum torque for transient operation comparing with single turbocharger systems.

The suggested system provides maximum effect for the engine with the wide range of crankshaft speed over 2400...2700 rpm and the charge air pressure more than 0,3...0,35 MPa.

Keywords: two-stage turbocharging system, high-speed diesel engine, turbocharger, full-load engine performance.

Підписано до друку 03.03.2015. Папір офсет. Формат 60х84/16.
Гарнітура «Таймс». Друк офсетний. Ум. друк. арк. 0,9.
Тираж 100 прим. Зам. № 0303-1.

Віддруковано з готових оригінал-макетів
у поліграфічному підприємстві ФОП Прилепський Д.В.
54001, м. Миколаїв, вул. Садова, 1.