

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Покращення роботи дизельного двигуна використанням
ежектору-охолоджувача»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Мегеря Олег Борисович

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Мегеря Олег Борисович

(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення роботи дизельного двигуна використанням ежектору-охолоджувача»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості дизельних двигунів внутрішнього згоряння, що використовуються для сільськогосподарських тракторів загального призначення

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1. Оцінка та підвищення ефективності систем охолодження наддувного повітря

2. Узгодження елементів систем газотурбінного наддуву та ежекційного охолодження наддувного повітря

3. Визначення раціонального розподілу енергії відпрацьованих газів між турбіною та ежектором

4. Розрахунок економічної ефективності роботи трактора ХТЗ-150К-09, обладнаного запропонованою системою

Висновки _____

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень. Теоретичні дослідження. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Калінін Є.І.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Мегеря О.Б.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 62 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 26 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Покращення роботи дизельного двигуна використанням ежектору-охолоджувача».

Досліджено систему ежекційного охолодження наддувного повітря в дизелі з газотурбінним наддувом, що включає дизель, турбокомпресор, охолоджувач наддувного повітря та ежектор.

Для дизеля типу 4ЧН13/15 були розглянуті дві схеми розташування ежектора: паралельно з турбіною та послідовно після турбіни. Обґрунтовано, з точки зору отримання найкращої паливної економічності, використання схеми з розташуванням ежектора після турбіни, визначено раціональні значення ступенів зниження тиску в турбіні та ежекторі для послідовної схеми і витрат відпрацьованих газів через турбіну та ежектор для паралельної схеми. Вказано поєднання параметрів елементів системи, за яких заміна вентиляторної системи ежекційною як мінімум не погіршує показники дизеля.

Ключові слова: дизельний двигун; газотурбінний наддув; наддувне повітря; ежекційне охолодження; турбокомпресор; охолоджувач наддувного повітря; ежектор; паливна економічність; відпрацьовані гази; система охолодження.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 ОЦІНКА ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ	6
1.1 Способи і засоби охолодження наддувного повітря	6
1.2 Основні напрями зниження витрат потужності на функціонування систем охолодження наддувного повітря.....	9
1.3 Система ежекційного охолодження та способи зміни циркуляції охолоджувального повітря	21
РОЗДІЛ 2 УЗГОДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ ГАЗОТУРБІННОГО НАДДУВУ ТА ЕЖЕКЦІЙНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ	28
2.1 Робочий цикл і тепловий баланс дизеля з газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням наддувного повітря.....	28
2.2 Розрахунково-теоретичне визначення коефіцієнта ежекції в ежекторі	31
РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РОЗПОДІЛУ ЕНЕРГІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ МІЖ ТУРБІНОЮ ТА ЕЖЕКТОРОМ	36
3.1 Схема з ежектором, встановленим після турбіни	38
3.2 Схема з ежектором, встановленим паралельно турбіні	43
3.3 Чисельне моделювання роботи ежектора на номінальному режимі	47
3.4 Порівняння схем.....	49
РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТРАКТОРА ХТЗ-150К-09, ОБЛАДНАНОГО ЗАПРОПОНОВАНОЮ СИСТЕМОЮ	53
ВИСНОВКИ.....	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	59
ДОДАТКИ.....	61

ВСТУП

Паливна апаратура, що виготовлена і відрегульована в заводських умовах, надходить у сільське господарство вже готовою до експлуатації. Однак у процесі роботи параметри технічного стану, встановлені при виготовленні та регулюванні, поступово змінюються, що призводить до погіршення показників роботи двигуна і, врешті-решт, до виникнення несправностей та відмов.

Експлуатація дизелів ускладнюється тим, що вони працюють у складних умовах, у середовищі з підвищеною запиленістю повітря, значними коливаннями температури, вологості та іншими факторами, які негативно впливають на технічний стан паливної апаратури.

Аналіз причин порушення працездатності дизелів показує, що значна частина відмов пов'язана саме з паливною апаратурою, особливо з її прецизійними елементами. При цьому основними причинами є забруднення палива механічними домішками та водою.

Актуальність теми дослідження обґрунтовується підвищенням експлуатаційної надійності паливної апаратури та дизелів сільськогосподарських машин в умовах експлуатації, що характеризуються значним впливом природно-кліматичних факторів, забрудненням палива та підвищеною вологістю навколишнього середовища; зниженням зношування деталей прецизійних спряжень паливної апаратури та збільшення їх ресурсу; удосконаленням процесів очищення палива від води та механічних домішок у системах паливоподачі мобільних машин; розробленням ефективних технічних засобів зниження обводненості дизельного палива в паливних системах сільськогосподарських машин.

Велика кількість робіт із даної проблеми не дозволяє однозначно вирішити питання забезпечення необхідної експлуатаційної надійності паливної апаратури, що обумовлює необхідність подальших досліджень, спрямованих на вдосконалення систем очищення та зневоднення дизельних палив.

РОЗДІЛ 1 ОЦІНКА ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ

Розвиток науки веде до появи нових технологій і постійного зростання вимог, що висуваються до транспортних дизелів. Серед таких вимог – підвищення паливної економічності, зменшення шкідливих викидів з відпрацьованими газами, збільшення потужності та інші. Для визначення шляхів досягнення нових результатів необхідний аналіз основних напрямів удосконалення робочого циклу і процесів, що відбуваються в двигуні. Одним із шляхів є вдосконалення процесів газообміну, що відбуваються в двигуні. Рух цим шляхом змушує виробників двигунів удосконалювати агрегати наддуву та теплообмінні апарати, а також шукати, у тому числі, нові способи і засоби охолодження наддувного повітря.

1.1 Способи і засоби охолодження наддувного повітря

Висока питома потужність забезпечується підвищеним середнім ефективним тиском, що досягається збільшенням циклової подачі палива при підвищенні густини повітряного заряду на впуску за допомогою газотурбінного наддуву.

Збільшення густини повітряного заряду при наддуві досягається підвищенням тиску. При цьому відбувається підвищення температури повітряного заряду, через що зменшується густина наддувного повітря (НП) і знижується ефект від збільшення тиску, крім того, зростання температури збільшує теплову навантаженість елементів дизеля. Підвищення температури повітряного заряду компенсується проміжним його охолодженням перед надходженням у циліндр. При незмінних витраті палива і тиску повітряного заряду проміжне охолодження підвищує коефіцієнт надлишку повітря та індикаторний ККД циклу за рахунок скорочення тривалості процесу згоряння і зниження теплових втрат при деякому зростанні максимальних тиску і швидкості його наростання в циліндрі. Охолодження НП також призводить до зменшення теплового навантаження на елементи камери згоряння та головки

блока циліндрів, що часто є фактором, який стримує подальше можливе зростання ступеня підвищення тиску.

Зі збільшенням рівня форсування охолоджувач наддувного повітря (ОНП) стає невід'ємною частиною двигунів з наддувом.

Існують такі підходи до зниження температури наддувного повітря:

1. За допомогою теплообміну в теплообмінниках поверхневого (рекуперативного і регенеративного) типу, коли по один бік теплообмінної поверхні циркулює наддувне повітря, а по інший – охолоджувальне середовище (рідина або повітря).

2. Безпосередньою зміною внутрішньої енергії стисненого повітря в турбодетандерах або циліндрах двигуна.

3. За рахунок випаровування у наддувному повітрі впорснутої в розпиленому стані рідини (випарне охолодження) або безпосереднього контакту з рідиною.

4. Комбінацією у різних поєднаннях перелічених способів.

Основним видом теплообмінників, що використовуються для охолодження наддувного повітря, є рекуперативні. Існують два основні типи проміжних охолоджувачів наддувного повітря: «повітря-повітря» і «повітря-вода». У першому, відповідно, теплота передається від наддувного повітря до охолоджувального повітря, а в другому – від НП до рідини, як правило, охолоджувальної рідини, що циркулює в системі охолодження двигуна або в окремому контурі. Кожному типу властиві як переваги, так і недоліки. Так, охолоджувачі типу «повітря-рідина» мають вищі коефіцієнти теплопередачі (а відповідно і менші розміри), але для охолодження води потрібен радіатор, а також додатковий насос, якщо охолоджувальна рідина рухається в окремому контурі. До того ж подібні охолоджувачі більш громіздкі, оскільки потребують герметичного з'єднання по тракту руху рідини. Їх перевагою також є підігрів НП при роботі двигуна за від'ємних температур і часткових навантажень, що позитивно позначається на робочому циклі.

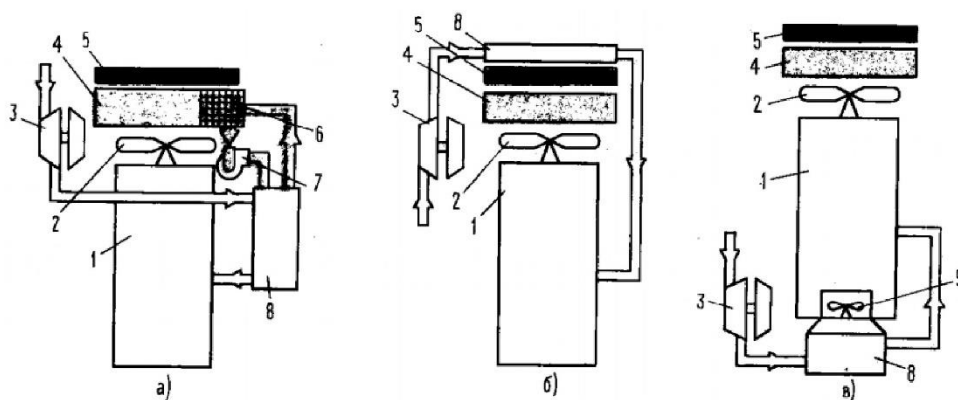
В охолоджувачах типу «повітря-повітря» охолоджувальним повітрям є атмосферне повітря, яке забирається з-підкапотного простору або ззовні енергетичної установки, але такі охолоджувачі мають менший коефіцієнт теплопередачі і, відповідно, потребують більших площ теплообміну та займають більше місця при тих самих перепадах температур [1]. Однак вони простіші конструктивно.

В ОНП типу «повітря-повітря» циркуляція ОП через матрицю теплообмінника здійснюється, як правило, двома основними способами:

1. Швидкісний – застосовується на легкових автомобілях. Під час руху автомобіля набігаючий потік навколишнього повітря спрямовується через ОНП.

2. Вентиляторний – рух ОП здійснюється вентилятором, що приводиться від електродвигуна або колінчастого вала двигуна. Застосовується на тракторних, стаціонарних і форсованих двигунах.

Незалежно від типу ОНП циркуляція охолоджувального середовища через охолоджувач потребує витрат енергії. У випадку швидкісного – це збільшення лобового опору автомобіля. У випадку рідинного або повітряного охолодження – це витрати потужності на привід водяного насоса або вентилятора. Основні схеми розташування ОНП показані на рис 1.1 [2].



1 – двигун; 2 – основний вентилятор; 3 – агрегат наддуву; 4 – водяний радіатор; 5 – масляний радіатор; 6 – секція водяного радіатора для охолодження наддувного повітря; 7 – допоміжний водяний насос, 8 – ОНП; 9 – допоміжний вентилятор.

Рисунок 1.1 – Схеми встановлення ОНП на автотракторних двигунах

Окрім основних схем існує безліч різних їх компоновань.

Для ОНП типу «повітря-повітря» це, по-перше, різні розташування ОНП відносно радіатора системи охолодження. По-друге, різний привід вентилятора: від колінчастого валу (через передачу або безпосередньо), електропривід, турбопривід тощо.

У випадку ОНП типу «повітря-рідина» рідина, що охолоджує НП, може рухатися в окремому контурі або в загальному контурі системи охолодження двигуна. Також використовується різний привід насоса, що перекачує охолоджувальну рідину.

1.2 Основні напрями зниження витрат потужності на функціонування систем охолодження наддувного повітря

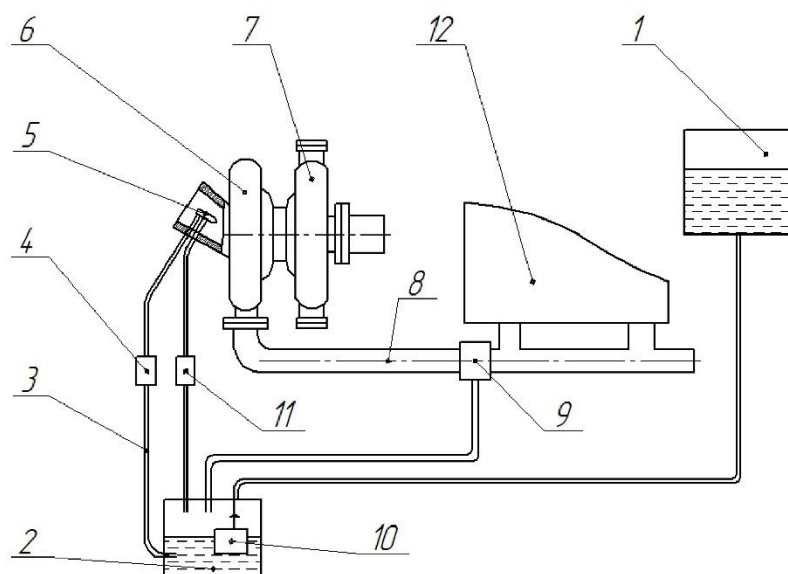
Зниження витрат потужності на функціонування систем охолодження наддувного повітря ведеться двома шляхами: 1) удосконалення теплообмінних апаратів; 2) зниження витрат потужності на функціонування самих систем охолодження шляхом їх удосконалення; 3) використання альтернативних джерел енергії для функціонування систем та інших способів охолодження.

Удосконалення теплообмінників полягає у використанні нових матеріалів, технологій виробництва і форми теплообмінних поверхонь, проектуванні пристроїв з такими геометричними параметрами, які забезпечували б мінімальні енергетичні втрати при високій тепловій ефективності. Подібний підхід дозволяє при однакових енерговитратах на переміщення теплоносіїв у теплообміннику отримати більшу теплову ефективність.

Теплова ефективність сучасних теплообмінників досягає 95% (рекуператори компанії АСТЕ S.A. (Бельгія)), а охолоджувачів наддувного повітря – до 92 % (наприклад, ОНП фірми Mahle (Німеччина)).

Із підвищенням рівня форсування в системах охолодження НП у межах традиційних схем турбонаддуву поступово знижується ефективність, що й зумовлює інтерес до пошуку нових схем і принципів організації охолодження НП у системах повітропостачання двигунів [3].

Однією з них є система випарного охолодження, у якій наддувне повітря охолоджується за рахунок випаровування в ньому рідини, що має достатньо високу питому теплоту пароутворення [3, 4]. При випарному охолодженні охолоджувальна рідина розпилюється перед вхідним патрубком компресора, унаслідок чого процес стискання в ньому наближається до ізотермічного. Ізотермічний процес є найбільш енергоефективним процесом стискання серед здійснених. Однією з суттєвих особливостей даної системи охолодження є те, що охолоджувальний агент разом з охолоджуванним повітрям надходить у циліндр, впливаючи на всі процеси, що відбуваються в ньому під час роботи двигуна. В якості охолоджувального агента можуть застосовуватися горючі зріджені гази, спирти, водно-спиртові суміші, вода – деякі з них можуть виступати і як добавка до основного палива. Також може використовуватися і саме паливо. Один із варіантів такої схеми показаний на рис. 1.2.



1 – ємність з рідиною; 2 – поплавкова камера; 3 – трубопровід підведення рідини до розпилювача; 4 – рідинний клапан; 5 – розпилювач; 6 – компресор; 7 – турбіна; 8 – впускний колектор; 9 – плівковідокремлювач; 10 – поплавок; 11 – пневматичний клапан; 12 – двигун

Рисунок 1.2 – Приклад системи випарного охолодження НП

Система працює таким чином. Рідина, що використовується для випарного охолодження, знаходиться в ємності 1, з якої по трубопроводу надходить у

поплавкову камеру 2 через поплавковий клапан 10, що підтримує постійний рівень рідини. Із камери 2 рідина під тиском наддувного повітря надходить до розпилювача 5. Повітря в розпилювач надходить із впускного колектора 8 через плівковідокремлювач 9, поплавкову камеру 2 та повітряний клапан 11. Витрата рідини регулюється клапаном 4. Плівковідокремлювач служить для видалення крапель рідини з впускного колектора, що утворюються з двофазного потоку після компресора.

Однак даний метод не набув поширення через погіршення властивостей мастильної оливи при потраплянні в неї води, а також через високі вимоги до чистоти та жорсткості води, зумовлені високими швидкостями потоку в каналах компресора.

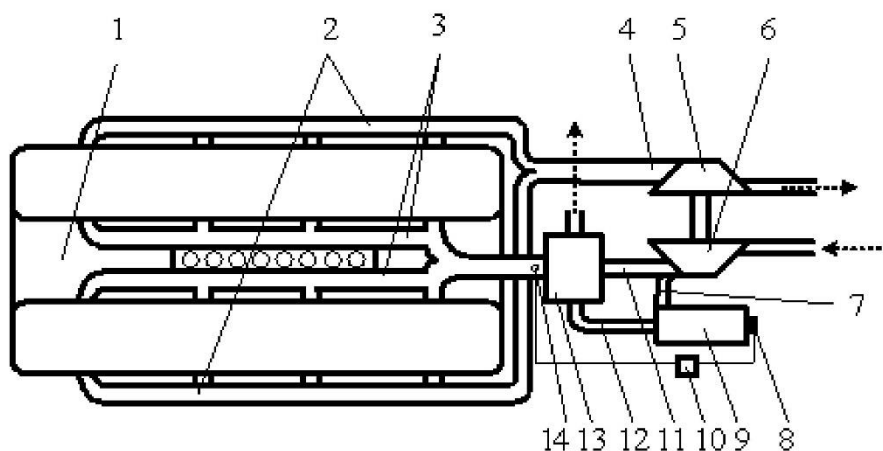
Окремим випадком випарного охолодження є контактне – при контактному охолодженні наддувне повітря безпосередньо контактує зі струменями води. Недоліками методу є можливість потрапляння води в циліндри двигуна, велика витрата води і необхідність додаткових витрат потужності на прокачування води.

Також існують й інші незвичайні способи охолодження НП, наприклад, використання ефекту Ранка–Хілша – ефекту температурного розділення газу [5, 6, 7]. При такій схемі наддувне повітря розділяється на два потоки, які особливим чином спрямовуються в циліндричній або конічній камері. Унаслідок цього один потік має знижену температуру, а інший – підвищену.

Охолодження із застосуванням вихрового ефекту може бути застосоване для охолодження повітря, необхідного для приготування горючої суміші. Для цього необхідно встановити вихрову трубу в газоповітряний тракт впускної системи двигуна внутрішнього згоряння. Вихровий ефект являє собою газодинамічний процес, який проходить у просторовому турбулентному потоці стисливого газу і який реалізується у вихровій трубі.

Іншим напрямом підвищення ефективності систем охолодження є виключення із системи охолодження насоса або вентилятора та використання будь-яких сторонніх джерел енергії для циркуляції охолоджувального повітря

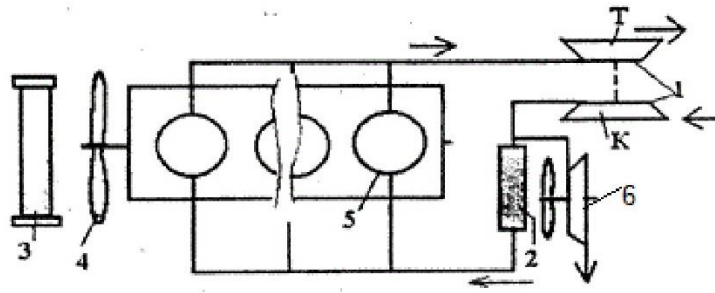
через ОНП. Так, циркуляція ОП через ОНП іноді здійснюється за допомогою турбовентилятора. При цьому турбіна, що приводить його в дію, використовує або безпосередньо енергію НП, або енергію відпрацьованих газів (ВГ).



1 – ДВЗ; 2 – випускні колектори; 3 – впускні колектори; 4 – вихлопна труба; 5 – газова турбіна; 6 – компресор; 7 – повітропровід подачі повітря у вихрову трубу; 8 – керувальний пристрій; 9 – вихрова труба; 10 – блок керування; 11 – повітропровід наддувного повітря; 12 – повітропровід холодного повітря; 13 – повітряно-повітряний ОНП; 14 – датчик температури наддувного повітря

Рисунок 1.3 – Схема системи стабілізації температури наддувного повітря при роботі двигуна на різних режимах з використанням вихрової труби

У першому випадку наддувне повітря в кількості до 10% від загальної витрати повітря в двигуні відбирають на виході з компресора і спрямовують у турбіну турбовентилятора [8]. У з'єднувальному трубопроводі передбачають автоматичний пристрій, що припиняє подачу повітря до турбіни турбовентилятора і виключає охолодження наддувного повітря на тих режимах, коли в цьому немає необхідності. Недолік схеми полягає в її складності, зумовленій наявністю високошвидкісного турбовентилятора і витратою значної кількості наддувного повітря на його привід. Таким шляхом, наприклад, пішла фірма «Garrett» (США) при розробленні системи охолодження НП для дизелів «Maxidyne» компанії Mack (США) (рис. 1.4).

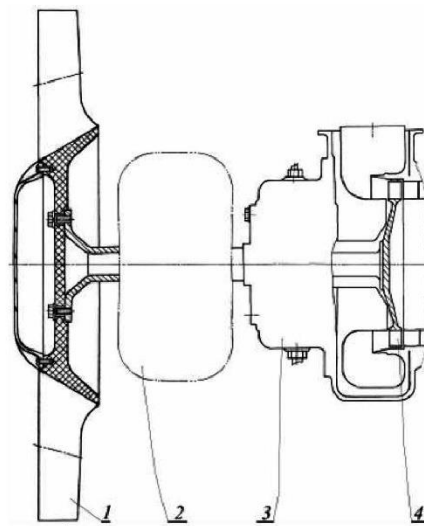


1 – турбокомпресор; 2 – ОНП; 3 – радіатор системи охолодження двигуна;
4 – вентилятор; 5 – двигун; 6 – турбовентилятор

Рисунок 1.4 – Схема системи охолодження наддувного повітря на дизелі Mack V-8

Окрім основної ролі охолодження наддувного повітря така система слугує і цілям регулювання наддуву перепуском частини наддувного повітря після компресора.

У другому випадку турбіна турбовентилятора послідовно вмикається за ходом ВГ після турбіни турбокомпресора [9]. Подібний підхід використовується фірмами «Scania» і «Volvo Trucks» на сидельних тягачах. Подібні дизелі також мають назву турбокомпаундних.



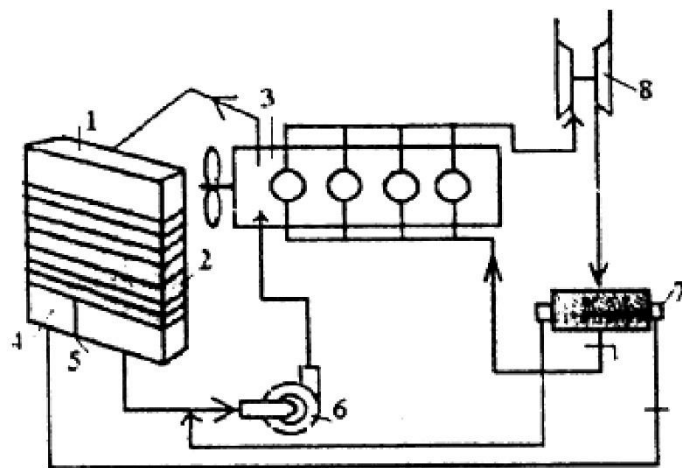
1 – діагональний вентилятор; 2 – обгінна муфта; 3 – проміжний редуктор;
4 – осьова турбіна

Рисунок 1.5 – Схема турбовентилятора для системи рідинного охолодження турбопоршневого дизеля

Використання турбовентилятора дозволяє скоротити витрату палива на 6% [10]. Недоліком подібних систем охолодження є складність і висока вартість механічної понижувальної передачі між турбіною і вентилятором.

Схема, що отримала назву «низькотемпературної», ґрунтується на застосуванні теплообмінника для охолодження невеликої витрати охолоджувальної рідини з наближенням її температури до температури атмосферного повітря. При такій схемі досягається більш глибоке охолодження наддувного повітря [1].

Фірма «Cummins» взяла за основу цю схему, розробивши двигун «Big Cam - IV» з оригінальною системою ОНП, основним елементом якої є низьковитратний («low flow») або «низькотемпературний» радіатор (рис. 1.6).



1 – роздавальний колектор; 2 – радіатор; 3 – блок циліндрів дизеля; 4 – збірний колектор радіатора; 5 – перегородка; 6 – водяний насос; 7 – ОНП; 8 – турбокомпресор

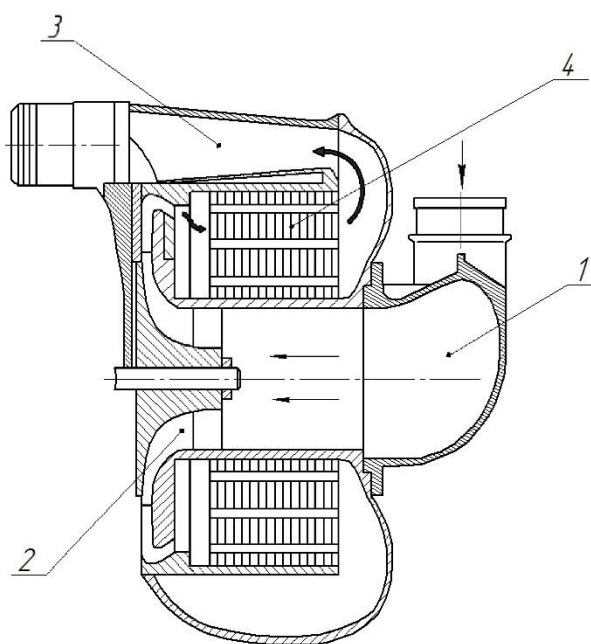
Рисунок 1.6 – Система охолодження НП двигуна «Big Cam - IV»

Роздавальний колектор 1 радіатора 2 з'єднаний трубопроводом із сорочкою охолодження блока двигуна 3. У збірному колекторі 4 радіатора встановлена перегородка 5, що розділяє його на дві порожнини, одна з яких з'єднана зі всмоктувальним патрубком насоса 6, а інша – з впускним патрубком ОНП 7. Випускний патрубок ОНП підключений до всмоктувального патрубку насоса. Встановлення перегородки у збірному колекторі радіатора дозволяє відокремити потік охолоджувальної рідини, що надходить безпосередньо в

міжсорочковий простір блока циліндрів, від потоку рідини, спрямованого в ОНП. Таким чином, ОНП виявляється включеним у паралельний контур циркуляції рідини. Відокремлена секція радіатора, включена в паралельний контур, виконує роль радіатора системи ОНП. Площі прохідних перерізів трубопроводів підбрані так, щоб швидкість охолоджувальної рідини в трубках відокремленої секції була меншою, ніж в основній частині радіатора. Цим досягається більш глибоке охолодження рідини, що надходить в ОНП, а отже, і більш глибоке охолодження наддувного повітря.

Як автономний агрегат прокачування повітря можуть використовуватися електровентилятори.

У ХКБД (Україна) розробили водоповітряний ОНП, який є складовою частиною компресора (рис. 1.7).



1 – повітрозабірний патрубок; 2 – робоче колесо компресора; 3 – повітровідвідний патрубок компресора; 4 – матриця охолоджувача

Рисунок 1.7 – Компресор системи наддуву двигуна 6ДН 12/2×12

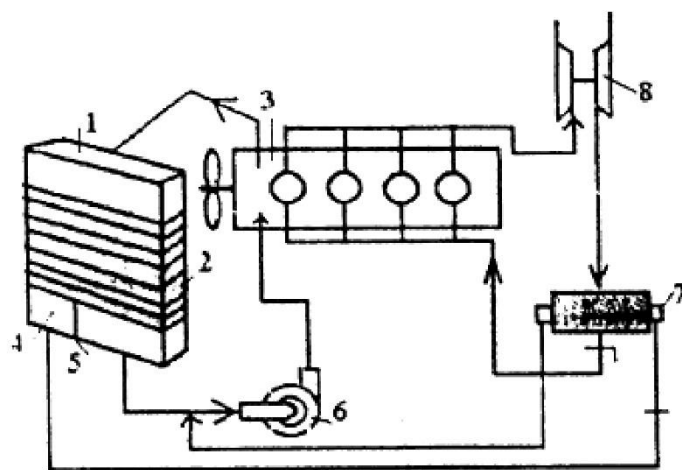
Охолоджувач виконаний у вигляді двох кільцевих матриць, змонтованих на кришці корпусу компресора, навколо вхідного пристрою компресора. Матриця ОНП являє собою пакет концентрично оребрених трубок, з'єднаних з

коллекторами для охолоджувальної рідини. Пакет охоплений обичайками, що запобігають витоку повітря по краях матриці.

Розташування порожнин для охолоджувальної рідини утворює теплообмінник зі схемою течії теплоносіїв – перехресний потік із протитечією.

Подібне розташування ОНП потребувало перепроєктування радіального лопатевого дифузора в радіально-осьовий з метою зниження втрат на ділянці переходу повітря від дифузора до матриці ОНП. Швидкість потоку на вході в матрицю становить 12 м/с [1].

Існують схеми з турбодетандерним охолодженням наддувного повітря. Такий тип охолодження дозволяє отримувати температуру НП нижчу за температуру навколишнього середовища. Одна зі схем представлена на рис. 1.8.



ТК – турбокомпресор; ТД – турбодетандер; 1 – ДВЗ; 2 – турбіна турбокомпресора; 3 – додатковий теплообмінник; 4 – компресор турбокомпресора; 5 – компресор турбодетандера; 6 – ОНП; 7 – турбіна турбодетандера

Рисунок 1.8 — Схема двигуна з турбодетандерним охолодженням НП

Система наддуву працює таким чином. Відпрацьовані гази двигуна 1 спрямовуються в турбіну 2 турбокомпресора, де, розширюючись, виконують роботу, яка йде на стискання повітря в компресорі 4. Віддавши значну частину потенційної енергії ВГ, вони з невеликим залишковим тиском відводяться в навколишнє середовище. Стиснене повітря надходить у компресор 5 турбодетандера, додатково стискується і спрямовується в ОНП 6, де

охолоджується до температури, близької до температури навколишнього середовища. Потім повітря надходить у турбіну турбодетандера 7, де виконує роботу для приводу компресора і розширюється до температури нижче навколишнього середовища, а потім спрямовується в циліндри двигуна. Між компресорами турбокомпресора і турбодетандера може встановлюватися проміжний охолоджувач 3 [3]. Цикл наведений на рис. 1.9.

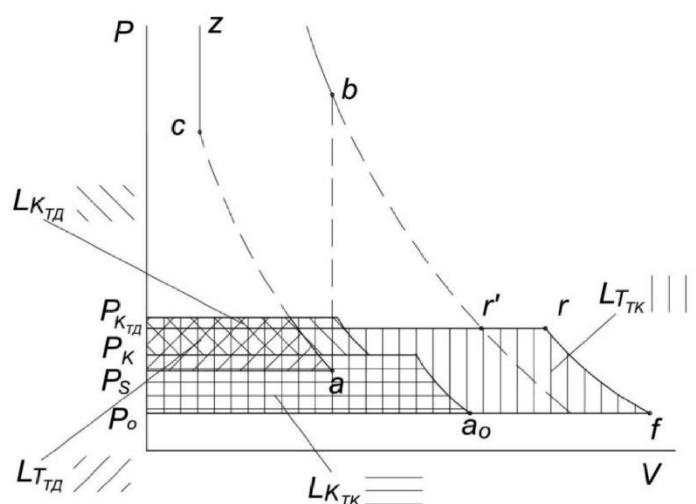


Рисунок 1.9 – Цикл двигуна з турбодетандерним охолодженням НП

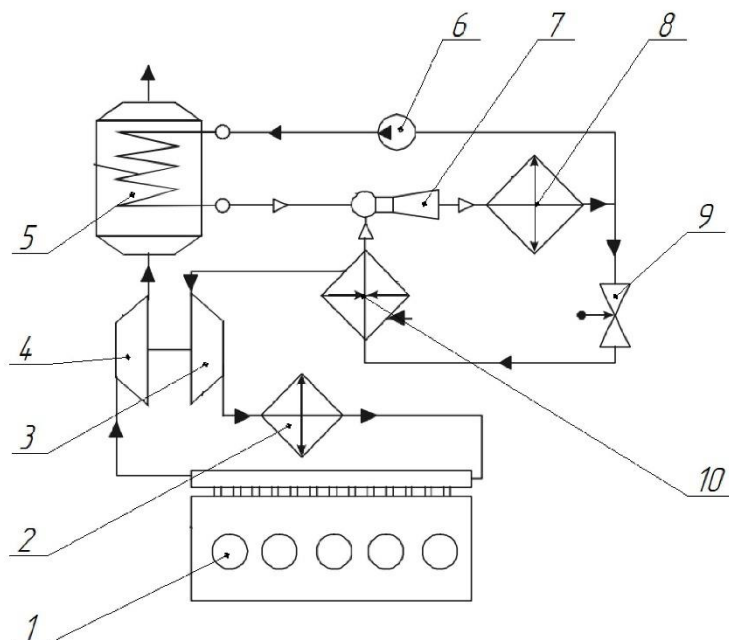
Подібний спосіб застосовувався фірмою «Купер-Бессемер» [1]. Зниження температури повітря в охолоджувальній турбіні турбодетандера буде тим більшим, чим більший тиск повітря перед нею, тобто тиск наддуву.

Незвичним є застосування турбодетандерного розширення при використанні каскадних і хвильових обмінників тиску (КОД) [5]. Подібні схеми дозволяють забезпечувати незмінність тиску наддуву в дуже широкому діапазоні швидкісних режимів двигуна.

Перевагою турбодетандерного охолодження є отримання низьких температур НП. Низькі температури можуть бути потрібними для запобігання детонації в ДВЗ, що працюють на легких паливах. Крім того, якщо охолодження повітря відбувається перед компресором, то його ресурс збільшується. Недоліком такого типу охолодження є складність конструкції.

У подібних схемах із використанням теплоти наддувного повітря (і ВГ) може застосовуватися дво- або трикаскадне охолодження НП.

Іншим напрямом підвищення ефективності охолодження наддувного повітря є використання низькопотенційної теплоти ВГ або теплоти самого наддувного повітря [6, 7, 8]. Наприклад, використання для охолодження повітря пароежекторної машини (рис. 1.10).



1 – ДВЗ; 2 – ОНП; 3 – компресор; 4 – турбіна; 5 – парогенератор; 6 – насос; 7 – ежектор; 8 – конденсатор; 9 – клапан; 10 – випарник-охолоджувач

Рисунок 1.10 – Використання пароежекторної машини для охолодження наддувного повітря

У представленій схемі відпрацьовані гази після турбіни потрапляють у парогенератор 5, де віддають теплоту робочому тілу, що циркулює в замкненому контурі. Утворена пара надходить в ежектор 7 і, розганяючись у соплі, передає енергію холодному потоку, що надходить із випарника 10. Суміш холодної та гарячої пари після ежектора надходить у конденсатор 8, де конденсується, віддаючи теплоту навколишньому середовищу. Клапан 9 частину потоку спрямовує назад у газогенератор, а частину – у випарник, де ежектором підтримується низький тиск, що забезпечує низьку температуру кипіння. Випаровуючись у випарнику, рідина відбирає теплоту у повітря, що надходить у компресор.

Температура конденсації, очевидно, повинна бути вищою за температуру навколишнього середовища, а температура кипіння – при охолодженні повітря перед компресором – нижчою. Для забезпечення цього перепаду тисків використовується ежектор. У випадку, коли охолоджувач-випарник стоїть після компресора, температура кипіння може бути вищою за температуру навколишнього середовища, але при цьому підвищується і температура конденсації, що знижує ККД установки.

Такий спосіб розробляється в НТУ «ХПІ» і пропонується для використання на суднових дизелях [9, 10].

Перевагою методу є використання теплоти відпрацьованих газів, яку вони мають після турбіни, недоліком – низька ефективність системи.

До систем охолодження наддувного повітря також можна віднести двигуни, що працюють за циклом Міллера, який останнім часом набуває відомості [1, 2].

У циклі Міллера охолодження НП відбувається при розширенні заряду в циліндрі двигуна наприкінці такту впуску. Це здійснюється за рахунок раннього (до приходу поршня в н.м.т.) закриття впускного клапана. При цьому для забезпечення наддуву тиск, створюваний компресором, повинен бути вищим за необхідний тиск наддуву.

Розглядуваний спосіб охолодження дозволяє здійснити в поршневому ДВЗ цикл, у якого ступінь стискання менший за ступінь розширення. Такий цикл має вищий термічний ККД, ніж відомі цикли Отто, Дизеля, Трінклера.

Цикл Міллера показаний на рис. 1.11. У базовому циклі стискання починається в точці 1, у циклі Міллера – у точці a' . При укороченому впуску, на ділянці циклу $a' - 1 - a'$, при закритих клапанах відбувається попереднє розширення робочого тіла (ділянка $a' - 1$), після чого слідує його попереднє стискання (ділянка $1 - a'$). Таким чином, для даного способу реалізації циклу Міллера процес стискання складається з двох етапів – попереднього та основного. Під моментом початку основного стискання слід розуміти момент,

коли тиск у робочому циліндрі перевищить тиск у впускному ресивері (колекторі) [2, 3].

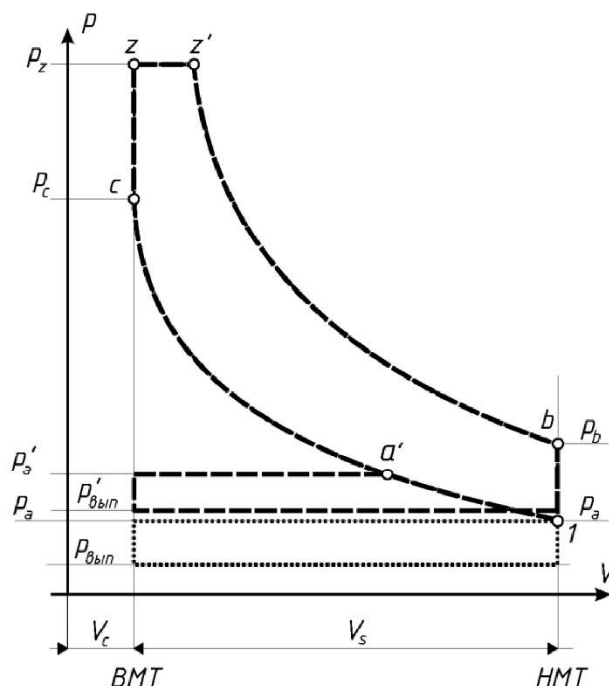


Рисунок 1.11 – Цикл Міллера (штрихова лінія) з укороченим впуском та базовий цикл (суцільна лінія)

Основним недоліком циклу Міллера є те, що за інших рівних умов зменшується коефіцієнт наповнення робочого циліндра, а отже, і потужність, що розвивається двигуном. Компенсувати втрату потужності можна, підвищивши тиск повітря після компресора. Однак при цьому необхідно витратити додаткову потужність на привід компресора.

Двигуном Mazda-Miller, що працює за таким циклом, оснащувався автомобіль Xedos 9. Двигун має ступінь стискання на 70 % менший за ступінь розширення. Подача повітря здійснюється гвинтовим компресором, що приводиться від колінчастого вала. Незважаючи на те, що геометричний ступінь стискання дорівнює 10, фактичний є значно нижчим, що дозволяє використовувати звичайний низькооктановий бензин, не побоюючись детонації.

Подібний двигун компанія Volkswagen встановлює на модифікації автомобілів Volkswagen GOLF і Skoda Octavia. Двигун EA211 1.5 TSI evo має геометричний ступінь стискання 12,5. Подача повітря здійснюється

турбокомпресором з регульованим сопловим апаратом. Також компанія Audi розробила свій варіант двигуна, що працює за циклом Міллера – 2.0 TFSI ultra.

Також однією з альтернативних систем охолодження наддувного повітря є ежекційна, у якій циркуляція ОП через матрицю ОНП здійснюється за допомогою ежектора.

1.3 Система ежекційного охолодження та способи зміни циркуляції охолоджувального повітря

Ежектор – газодинамічний пристрій (рис. 1.12), у якому енергія від одного потоку – робочого (ежекувального, високонапірного) – шляхом змішування передається іншому – інжектованому (ежектованому, низьконапірному) [2, 4]. При цьому повний тиск робочого потоку падає, а інжектованого – зростає.

Ежектори знайшли широке застосування в багатьох галузях техніки завдяки своїй основній якості – підвищенню тиску інжектованого потоку відбувається без безпосередньої витрати механічної енергії. А також завдяки простоті і, відповідно, надійності, що зумовлюються тим, що в ежекторах немає рухомих частин (шківів, валів, підшипників тощо), які потребують спеціального догляду, особливих умов роботи або піддаються зношуванню, що особливо важливо при роботі з гарячими або агресивними середовищами (такими як, наприклад, відпрацьовані гази).

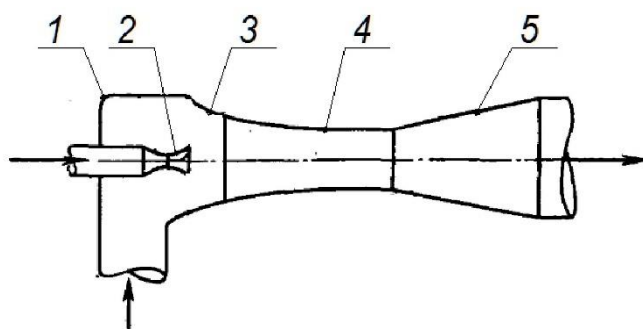


Рисунок 1.12 – Принципова схема ежектора

Незалежно від призначення ежектора в ньому є такі конструктивні елементи: приймальна камера 1, робоче сопло 2, сопло інжектованого газу 3, камера змішування 4, дифузор 5.

Принцип роботи ежектора ґрунтується на законах збереження імпульсу, збереження енергії та збереження маси. Робочий та інжектований потоки надходять у камеру змішування, де відбувається вирівнювання швидкостей, температур і тисків.

Струминні апарати, як правило, використовуються для підтримання постійного тиску в різного роду випарниках холодильних систем [2, 5] і кондиціонерів [6, 7]. А також для вирівнювання тиску в магістралі, що працює від кількох нафтових свердловин.

Є приклад використання ежектора в системі охолодження легкого вертольота з дизельним двигуном [8].

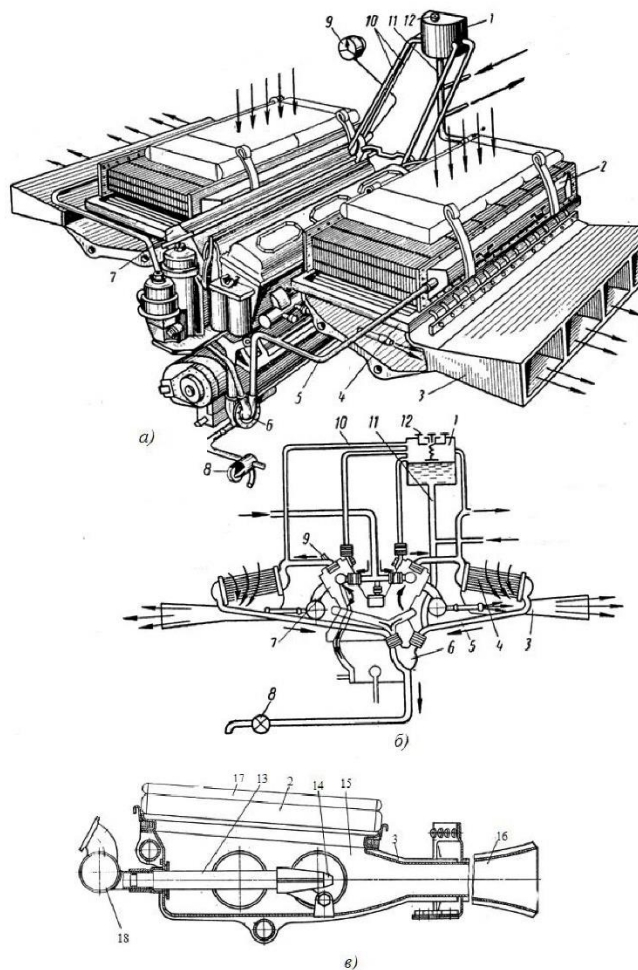
Застосування ежекторів на автотранспорті не дуже поширене — переважно вони використовуються для видалення пилу з повітряних фільтрів (на двигунах автомобілів Урал) [2, 9].

Стосовно двигуна внутрішнього згоряння робочим потоком є, як правило, відпрацьовані гази, а інжектованим — атмосферне повітря, що проходить через будь-які пристрої — фільтри або теплообмінники. При цьому видаляється пил, підтримується необхідне розрідження або відводиться теплота.

Наприклад, є досвід використання ежектора в системі охолодження двигуна трактора ДЕТ-250 [3]. На тракторі встановлений 12-циліндровий V-подібний безнаддувний дизель В-30 (або В-31М2). На головках блоків двигуна встановлені по два випускні колектори, кожен із яких відводить відпрацьовані гази з трьох сусідніх циліндрів в одну секцію ежектора. Ежектори встановлені симетрично з боків дизеля (рис. 1.13).

Відпрацьовані гази з випускного колектора 18 надходять у трубу 13, яка закінчується соплом 14. Струм газів з великою швидкістю витікає із сопла в камеру змішування 15, де віддає частину своєї кінетичної енергії повітрю, що знаходиться в камері, і захоплює його разом із собою в дифузор 16. У результаті видалення частини повітря в камері створюється розрідження, завдяки якому туди через радіатори — водяний 2 і масляний 17 — надходить атмосферне повітря.

Системи ежекційного охолодження двигуна знайшли досить широке застосування в різних машинах спеціального призначення. Так, ще в 1946 р., з огляду на складність і трудомісткість виробництва електромеханічних приводів системи охолодження двигуна ТД-30, а також значні витрати потужності на їх привід, головний конструктор Ж.Я. Котін поставив дослідницькій групі ОГК філії Дослідного заводу №100 і ЛКЗ завдання зі створення ежекційної системи охолодження танка [3] (рисунок 1.14).



а – загальний вигляд; б – принципова схема; в – ежектор;

1 – розширювальний бачок; 2 – водяні радіатори; 3 – корпус ежектора; 4 – жалюзі; 5, 10, 11 – трубопроводи; 6 – водяний насос; 7 – дизель; 8 – спускний кран; 9 – термометр; 12 – пароповітряний клапан; 13 – труба; 14 – сопло; 15 – камера змішування; 16 – дифузор; 17 – масляний радіатор; 18 – випускний колектор

Рисунок 1.13 – Система охолодження двигуна В-30

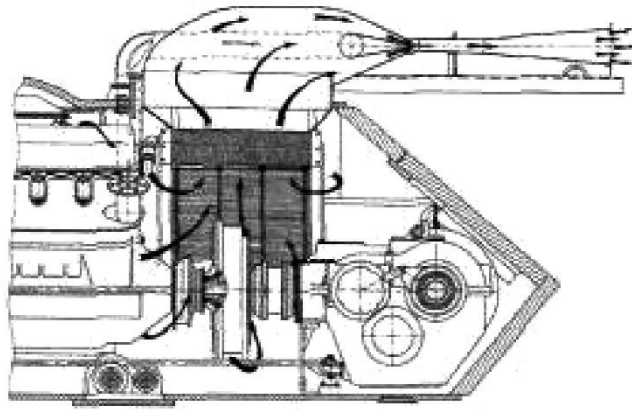
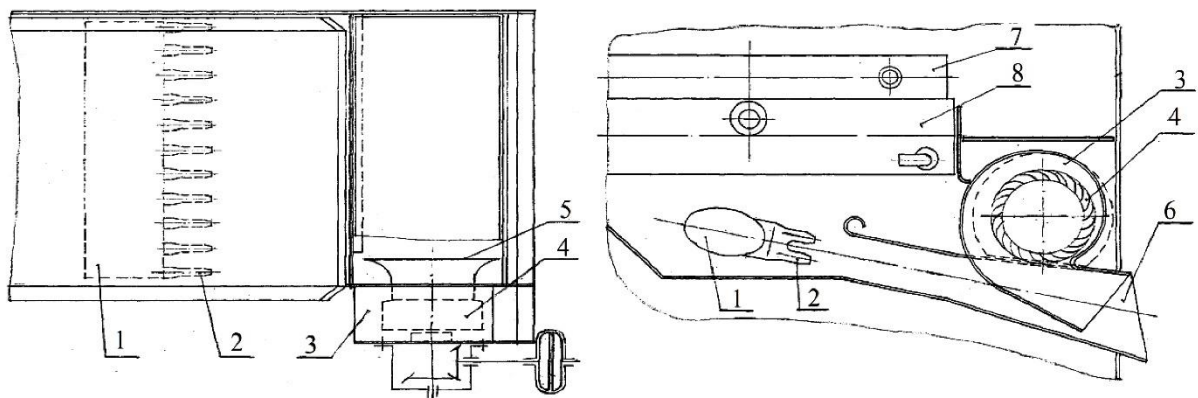


Рисунок 1.14 – Система охолодження двигуна танка

Безнаддувні двигуни УТД-20 і УТД-29 машин БМП-2 і БРЕМ-Л мають комбіновану — ежекційну і вентиляторну — систему охолодження [32, 33]. Водяний і масляний радіатори встановлені аналогічно радіаторам двигуна В-31М2, тобто також у коробі ежектора (рис. 1.15).



1 – труба глушника; 2 – робочі сопла ежекторів; 3 – додатковий вентилятор системи охолодження; 4 – колесо вентилятора; 5 – вхід вентилятора; 6 – проточна частина ежектора; 7 – масляний радіатор; 8 – водяний радіатор

Рисунок 1.15 – Ежекційна система охолодження двигуна УТД-20

Аналогічну систему охолодження мають двигуни серії В-46...В-46-4 [3, 6], що використовуються на транспортері-тягачі МТ-Т, і двигун В-45Т, призначений для однієї з модифікацій танка Т-64 [3, 6]. При цьому зазначені двигуни мають центробіжний нагнітач, що приводиться від колінчастого вала.

Ежекційну систему охолодження мають також двигуни серії 5ТДФ, які раніше встановлювалися на танки серії Т-64 [3, 7]. Ці двигуни мають частковий

газотурбінний наддув, тобто компресор має привід як від газової турбіни, так і від одного з колінчастих валів двигуна. У ХКБД (Україна) продовжуються активні роботи з удосконалення цієї ежекційної системи вже на двигунах нового покоління 6ТД-1 (735 кВт), 6ТД-2 (882 кВт) і 6ТД-4 (1103 кВт) [38, 39], що встановлюються на танки Т-80УД і Т-84. Прототипом цих двигунів є 5ТДФ.

У всіх згаданих схемах дизель або безнаддувний, або має приводний нагнітач. За винятком серії 5ТДФ жоден двигун не має ОНП. Ежектор у згаданих випадках використовується лише в системі охолодження двигуна.

Однак використання ежектора в системі охолодження двигуна має недолік – при зниженому навантаженні двигуна (при потужності $\sim 0,3N_e$), ежекційна система охолодження перестає справлятися зі своїм завданням – значно знижується ефективність відведення теплоти, що зумовлено нижчим ККД ежекційної системи порівняно з вентиляторною. Саме для цього паралельно ежектору іноді додають вентилятор (двигуни УТД-20). Цей момент перешкоджає широкому поширенню даної системи. Тому ежекційна система охолодження двигуна найбільше прижилася лише на форсованих двигунах.

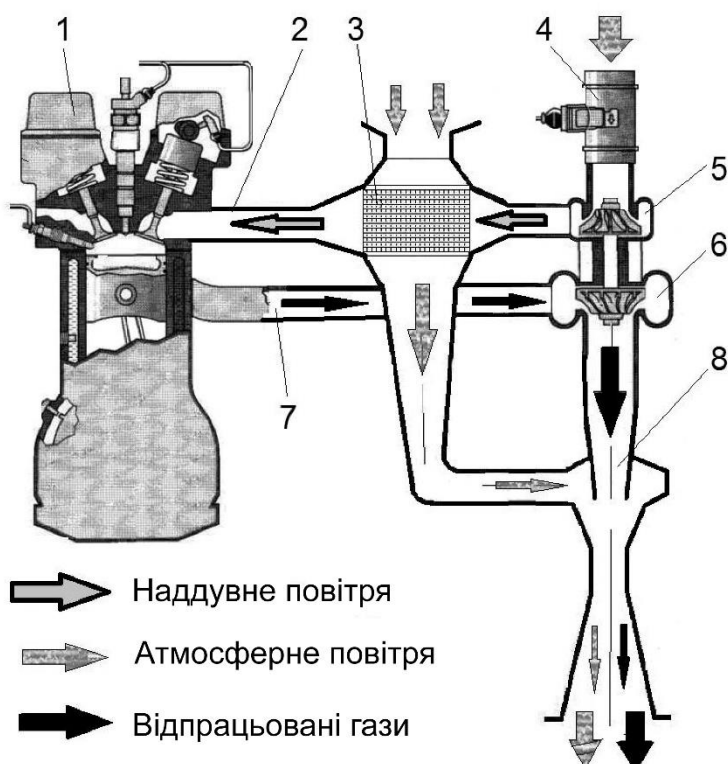
Незвичним є використання ежектора в системі охолодження наддувного повітря в дизелі з газотурбінним наддувом [4], де ежектор служить для охолодження НП і встановлений після турбіни. Зазначений вище недолік стає перевагою – оскільки при малому навантаженні наддувне повітря рекомендується навіть підігрівати.

Особливістю такої системи є: 1) використання ежектора для охолодження наддувного повітря і 2) встановлення ежектора після турбіни турбокомпресора.

Функціонування такої системи полягає в наступному (рис. 1.16). Повітря з атмосфери надходить у повітроочисник 4, де очищається від забруднень, а потім у компресор 5. У компресорі повітря стискається, при цьому його тиск і температура зростають. Після компресора повітря спрямовується в проміжний охолоджувач наддувного повітря 3, де відбувається теплообмін між наддувним повітрям після компресора і охолоджувальним повітрям, що циркулює через

матрицю охолоджувача з навколишнього середовища. Потік охолоджувального повітря після проходження через матрицю ОНП надходить в ежектор 8.

Після охолодження в проміжному охолоджувачі 3 повітряний потік від компресора 5 спрямовується у впускний трубопровід 2 і далі в циліндри дизеля. Потік відпрацьованих газів із циліндрів дизеля надходить через випускний трубопровід 7 у корпус турбіни 6 турбокомпресора, де теплова енергія відпрацьованих газів перетворюється в механічну енергію обертання колеса турбіни. Потім потік відпрацьованих газів спрямовується в ежектор 8, який підтримує різницю тисків, необхідну для циркуляції ОП через ОНП.



1 – дизель; 2 – впускний трубопровід; 3 – охолоджувач наддувного повітря (ОНП); 4 – повітряний фільтр; 5 – компресор; 6 – турбіна; 7 – випускний трубопровід; 8 – ежектор

Рисунок 1.16. Система ежекційного охолодження наддувного повітря в дизелі

Однак функціонування подібної схеми можливе у випадку, коли перед ежектором є надлишковий тиск відносно атмосферного. Це, у свою чергу, потребує неповного розширення ВГ у турбіні, а отже, веде до зменшення

максимально можливої роботи турбіни за даних умов і, як наслідок, до зниження ступеня підвищення тиску в компресорі. Якщо ж, наприклад, при проєктному розрахунку такої системи задатися ступенем підвищення тиску, який може вийти при повному розширенні ВГ у турбіні, то для забезпечення роботи ежектора потрібно або підвищити тиск перед турбіною, або збільшити температуру ВГ. Це є недоліком такої системи. При цьому підвищення температури ВГ збільшить теплову напруженість її елементів та елементів двигуна, а збільшення тиску зменшить роботу розширення в циліндрі двигуна. У випадку, якщо не задаватися ступенем підвищення тиску, а задатися постійними параметрами ВГ перед турбіною, то збільшення протитиску за турбіною, зумовленого ежектором, буде призводити до зменшення роботи турбіни. Частина роботи розширення, забрана у турбіни, буде використовуватися для охолодження НП в ОНП. Очевидно, що характеристика ОНП також нелінійна, і при певній витраті приріст витрати ОП не призводить до значного приросту температури. У цьому випадку доцільно встановити максимальне значення витрати ОП на цьому рівні. Таким чином, основним питанням при проєктуванні такої системи є питання правильного розподілу енергії ВГ між турбіною та ежектором, тобто визначення, за рахунок чого густина наддувного повітря збільшиться більше – за рахунок підвищення тиску в компресорі чи за рахунок охолодження в ОНП.

РОЗДІЛ 2 УЗГОДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ ГАЗОТУРБІННОГО НАДДУВУ ТА ЕЖЕКЦІЙНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ

Для якісного аналізу складної системи, що складається з кількох компонентів, необхідна замкнена математична модель такої системи. До такої системи можна віднести і систему ежекційного охолодження наддувного повітря, що включає в себе дизель, турбіну, компресор, ежектор і охолоджувач наддувного повітря, безпосередньо пов'язані один з одним. Створення математичної моделі, у свою чергу, неможливе без математичного опису роботи кожного елемента системи. Для уточнення окремих параметрів моделі, наприклад, таких як коефіцієнти втрат, доцільним є використання чисельного моделювання, яке дозволяє більш точно оцінити вплив різних геометричних факторів на параметри газових потоків, а у випадку газового ежектора, для якого досі не існує однозначної методики розрахунку, безпосередньо визначити й показники, такі як коефіцієнт ежекції.

2.1 Робочий цикл і тепловий баланс дизеля з газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням наддувного повітря

У дизелі з ГТН та ОНП тепловий баланс має такий вигляд [4]:

$$Q = Q_{ек} + Q_e + Q_z + Q_m + Q_3, \quad (2.1)$$

де Q – теплота, що підведена при згорянні палива; $Q_{ек}$ – теплота, що еквівалентна ефективній роботі двигуна ($Q_e = N_e$); Q_e – теплота, що відводиться від двигуна охолоджувальним середовищем; Q_z – теплота, що відводиться випускними газами; Q_m – теплота, що відводиться мастильною оливою; Q_3 – залишкові втрати теплоти (променевий і конвективний теплообмін, невраховані втрати теплоти, теплота, еквівалентна кінетичній енергії ВГ).

Перепишемо це рівняння у зручному для нас вигляді для двигуна з ежекційною системою охолодження НП. Позначимо через Q_n – теплоту, еквівалентну невідновлюваним втратам (тертя, променевий і конвективний теплообмін, неповне згорання палива тощо), далі введемо Q_e – теплоту,

еквівалентну роботі розширення ВГ в ежекторі; Q_{mk} – теплоту, еквівалентну роботі турбіни турбокомпресора; Q_k – теплоту, еквівалентну працездатності стисненого повітря після компресора; ΔQ_o – теплоту, що відводиться від НП в ОНП; Q_{zm} – теплоту, що виноситься ВГ після ежектора. Таким чином, отримаємо:

$$Q_z = Q_{mk} + Q_e + Q_{zm}. \quad (2.2)$$

Теплота Q_{ev} , еквівалентна роботі з переміщення ОП ежектором:

$$Q_{ev} = \eta_e Q_e, \quad (2.3)$$

де η_e – ККД ежектора.

Рівняння (2.1) теплового балансу перепишеться у вигляді:

$$Q_k - \Delta Q_o + Q = Q_{ek} + Q_{mk} + Q_e + Q_{mz} + Q_n. \quad (2.4)$$

Варто згадати, що теплота, еквівалентна роботі ежектора з переміщення ОП Q_{ev} , не еквівалентна теплоті ΔQ_o , що відводиться від НП, на відміну від еквівалентних між собою Q_{mk} і Q_k . Робота ежектора витрачається на переміщення повітря і подолання гідравлічного опору, незважаючи на те, що теплообмін в ОНП при цьому може і бути відсутнім.

Максимальна кількість теплоти ΔQ_o , яка може бути відведена від НП при охолодженні його до початкової температури (перед компресором), обмежена роботою компресора, або в кінцевому підсумку теплотою, еквівалентною роботі турбіни Q_{mk} .

При постійному коефіцієнті надлишку повітря збільшення густини повітря призводить до збільшення витрати палива і, відповідно, до збільшення Q , таким чином,

$$Q = \alpha_n \rho_k, \quad (2.5)$$

де α_n – коефіцієнт пропорційності.

У свою чергу густина ρ_k залежить від Q_e і Q_{mk}

$$\rho_k = \frac{p_k}{R(T_k - \Delta T)}, \quad (2.6)$$

де p_k – тиск перед впускними клапанами; T_k – температура перед впускними клапанами; ΔT – ступінь охолодження в ОНП.

Підвищення температури в компресорі при адіабатному стисканні можна точно виразити через теплоту Q_{mk}

$$\tau_k = \frac{T_k}{T_a} = 1 + \frac{Q_{mk} \eta_{mk}}{c_{pv} G_a T_a}, \quad (2.7)$$

де η_{mk} – ККД турбокомпресора; c_{pv} – ізобарна питома теплоємність НП; G_a – витрата НП; T_a – температура НП перед компресором.

Ступінь підвищення тиску π_k у такому випадку виразиться через τ_k таким чином

$$\pi_k = \tau_k^{k/(k-1)}, \quad (2.8)$$

де k – показник адіабати для НП.

Тоді рівняння (2.6) можна переписати у такому вигляді:

$$\rho_k = \frac{p_a \pi_k}{R(T_a \tau_k - \Delta T)} = \frac{p_a \left(1 + \frac{Q_{mk} \eta_{mk}}{c_{pv} G_a T_a} \right)^{k/(k-1)}}{R \left(T_a \left(1 + \frac{Q_{mk} \eta_{mk}}{c_{pv} G_a T_a} \right) - \Delta T \right)}, \quad (2.9)$$

де p_a – тиск НП перед компресором.

При цьому однозначно виразити ступінь охолодження ΔT через Q_{ek} неможливо, оскільки ΔT залежить ще й від Q_{mk} .

З іншого боку,

$$Q_{ek} = N_e = \frac{p_e V_h i n}{4 \tau_\delta} = \frac{V_h i n}{4 \tau_\delta} \frac{H_u}{L_0 \alpha} \eta_i \eta_v \eta_m \rho_k, \quad (2.10)$$

де p_e – середній ефективний тиск; V_h – об'єм циліндра; i – число циліндрів; n – частота обертання колінчастого валу; τ_δ – тактність двигуна; H_u – нижча теплота згоряння; L_0 – кількість повітря, що необхідна для згоряння 1 кг палива; α – коефіцієнт надлишку повітря; η_i – індикаторний ККД; η_v – коефіцієнт наповнення.

Для конкретного режиму роботи даний вираз можна переписати таким чином

$$Q_{ек} = const \cdot \eta_e \eta_v \eta_m \rho_k = const \cdot \eta_e \eta_v \rho_k, \quad (2.11)$$

де $\eta_e = Q_{ек} / Q$ – ефективний ККД.

Цей вираз спільно з (2.9) пов'язує теплоту, еквівалентну ефективній потужності, з теплотами, еквівалентними потужностям турбіни та ежектора.

2.2 Розрахунково-теоретичне визначення коефіцієнта ежекції в ежекторі

Для подальших досліджень потрібно знати основні закони, які описують роботу ежектора.

Незважаючи на те, що досі не існує теорії та надійної методики розрахунку ежекторів, все ж процеси, що протікають у струминних апаратах, описуються єдиними для всього фізичними законами [4], з урахуванням певних припущень. Основні положення розрахунку були запропоновані в роботі [5], де були отримані основні рівняння, що описують у загальному вигляді процес в ежекторі і є записом основних законів збереження для початкового та кінцевого перерізу камери змішування:

1. Закон збереження енергії.

Процеси, що відбуваються в ежекторі, можна показати на i, s -діаграмі (рис. 2.1).

Потік ВГ, розширюючись від тиску p_p до тиску p_c , виконує роботу, яка на діаграмі виражається різницею ентальпій [4]:

$$H_e = i_p - i_c = \frac{k_m}{k_m - 1} R_m T_p \left(1 - \frac{1}{\pi_e^{\frac{k_m - 1}{k_m}}} \right), \quad (2.12)$$

де T_p – температура ВГ перед ежектором; k_m , R_m – показник адіабати і газова стала ВГ відповідно; i_p , i_c – ентальпія потоку ВГ перед ежектором і після нього відповідно; $\pi_e = p_p / p_c$ – ступінь зниження тиску ВГ в ежекторі.

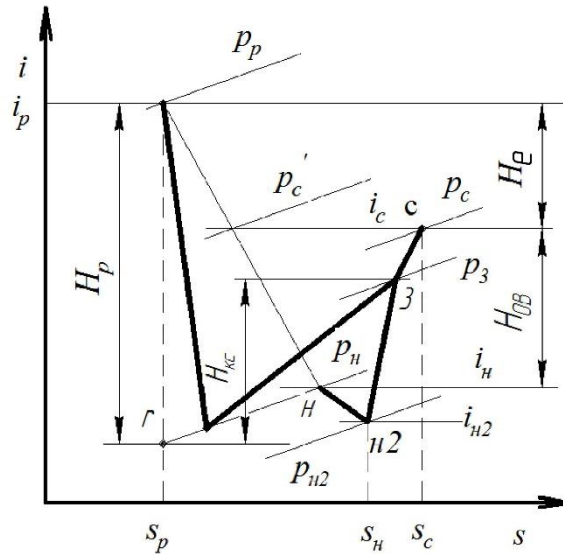
Ця робота йде на стискання ОП від тиску p_n до тиску p_c

$$H_{ov} = i_c - i_n = \frac{k_g}{k_g - 1} R_g T_n \left(\pi_{ov}^{\frac{k_g - 1}{k_g}} - 1 \right), \quad (2.13)$$

де k_g , R_g – показник адіабати і газова стала повітря відповідно; T_n – температура ОП перед ежектором; $\pi_{ov} = p_c / p_n$ – ступінь підвищення тиску ОП в ежекторі.

Напишемо баланс потужностей для ежектора

$$G_{ек} H_e = G_{ов} H_{ов}, \quad (2.14)$$



«р» – стан ВГ перед ежектором, «0» – стан ОП перед ОНП, «н» – перед ежектором, «к» – стан змішаного потоку в кінці камери змішування, «с» – на виході з дифузора ежектора; p_p , p_c , p_3 , p_n , p_{n2} – ізобари; H_p – питома адіабатна робота розширення ВГ у соплі ежектора; H_e – питома адіабатна робота розширення ВГ в ежекторі; $H_{ов}$ – питома адіабатна робота стискання ОП в ежекторі

Рисунок 2.1 – i,s -діаграма стану газових потоків в ежекторі

де $G_{ек}$ і $G_{ов}$ – витрата ВГ через ежектор і ОП відповідно.

Розділимо обидві частини рівності на $G_{ек}$

$$H_e = \frac{G_{ов}}{G_{ек}} H_{ов}. \quad (2.15)$$

Відношення $G_{ов} / G_{ек}$ позначається через u і називається теоретичним коефіцієнтом ежекції:

$$u = \frac{G_{ov}}{G_{ек}} = \frac{H_e}{H_{ов}} = \frac{i_p - i_c}{i_c - i_n}. \quad (2.16)$$

Рівняння (2.7) – (2.11) належать до ідеального ежектора. Дійсні ж процеси протікають із втратами, а відповідно, при заданому фіксованому тиску p_c , дійсний коефіцієнт ежекції u_o буде меншим за теоретичний і визначиться відповідно до рівняння як

$$u_o = \frac{i_p - i_c - T_0(s_p - s_c)}{i_c - i_n - T_0(s_c - s_n)}, \quad (2.17)$$

де s_p , s_n , s_c – питома ентропія ВГ, ОП і змішаного потоку відповідно.

2. Закон збереження маси (рівняння нерозривності) стосовно ежектора можна записати у вигляді:

$$G_c = G_{ек} + G_{ов} = G_{ек}(1 + u). \quad (2.18)$$

Враховуючи, що для ежектора з циліндричною формою (рис. 2.2),

$$f_3 = f_{p2} + f_{n2}, \quad (2.19)$$

де f_3 , f_{n2} , f_{p2} – площі, зайняті потоками.

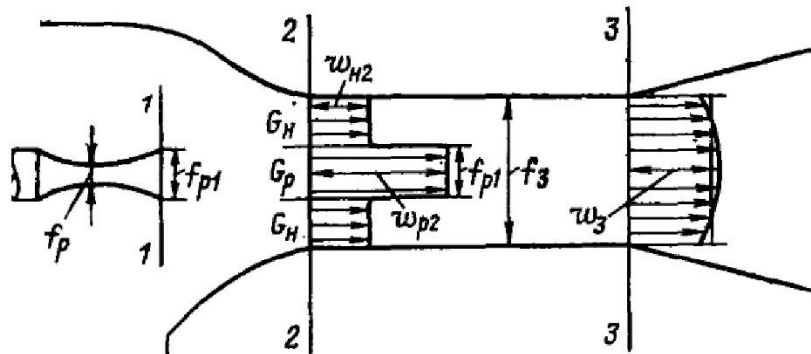


Рисунок 2.2 – Поля швидкостей у початковому і кінцевому перерізах (параметри з індексом «р» належать до робочого потоку, «н» – до інжектованого)

Можна записати (2.18) у такому вигляді:

$$\frac{\sqrt{T_p}}{p_p q m_m} + \frac{u \sqrt{T_n}}{p_n q m_n} = \frac{(u + 1) \sqrt{T_c}}{p_c q m_c}, \quad (2.20)$$

де T_c – температура змішаного потоку на виході з ежектору, q – безрозмірна густина потоку; m – показник, що залежить від теплофізичних параметрів газу.

При цьому допускається: 1) на ділянці між перерізами 1-1 і 2-2 не відбувається змішування потоків, 2) швидкість робочого потоку в перерізі 2-2 дорівнює швидкості витікання газу із сопла і 3) $f_{p2} = f_{p1}$, $f_{n2} = f_3 - f_{p2}$.

3. Закон збереження імпульсу (рівняння кількості руху):

$$I_{p2} + I_{n2} = I_c, \quad (2.21)$$

де I – імпульс потоку у відповідному перерізі.

Це рівняння можна переписати у такому вигляді:

$$G_e(w_{p2} + uw_{n2} - (1+u)w_3) = (p_3 - p_{p2})f_{p2} + (p_3 - p_{n2})f_{n2}, \quad (2.22)$$

де w_{n2} , w_{p2} – швидкість повітря і робочого потоку в перерізі 2-2; w_3 – швидкість змішаного потоку на виході з ежектору.

Наведені вище рівняння – (2.16), (2.20) і (2.22) – дають зв'язок між параметрами газів на вході в ежектор і на виході з нього. Для однозначного розв'язання – визначення коефіцієнта ежекції (ступеня підвищення тиску) і геометричних розмірів, що його забезпечують, – потрібно задати дві групи параметрів із трьох, наприклад, параметри робочого потоку і змішаного потоку, що дозволить відшукати параметри інжектованого потоку. А у випадку, якщо ежектор, наприклад, працює зі змінним тиском ежектованого (або робочого) потоку, який залежить від коефіцієнта ежекції, потрібні додаткові рівняння зв'язку між параметрами потоків.

До того ж не всі режими роботи ежектора, отримані розв'язанням вищезазначених загальних законів збереження, можуть бути реалізовані, оскільки існують фізичні обмеження у вигляді так званих критичних режимів [4].

Після об'єднання (2.16), (2.20) і (2.22) можна отримати рівняння, що пов'язує параметри потоків перед ежектором, коефіцієнт ежекції і геометричний параметр ежектора – відношення площі КЗ до площі сопла [4]:

$$\frac{p_c - p_n}{p_n} = \frac{k_m}{2(k_m + 1)} \frac{1}{\Pi_p} \frac{\phi_1^2 \phi_2^2 \lambda_p^2}{(\phi_3 - 0,5) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\phi_2 \phi_4 - 0,5) \frac{v_n}{v_p} \frac{f_{3p}}{f_{3p} - 1} u^2}, \quad (2.23)$$

де p_c – тиск змішаного потоку на виході з апарата; p_n – тиск ОП на вході в апарат; $\pi_p = p_e / p_p$ – відношення тисків ВГ і ОП на зрізі сопла; λ_p – приведена швидкість на зрізі сопла ежектора; $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$ – коефіцієнти швидкості сопла, ежектора, дифузора і приймальної камери відповідно; v_p, v_n, v_c – питомі об'єми ВГ (робочого потоку), ОП (інжектованого потоку) і змішаного потоку відповідно; $f_{3p} = f_3 / f_{p1}$ – відношення площ ежектора і сопла.

РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РОЗПОДІЛУ ЕНЕРГІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ МІЖ ТУРБІНОЮ ТА ЕЖЕКТОРОМ

Розглянемо таку задачу. Певна кінцева кількість енергії ВГ може бути потрібним чином розподілена між агрегатами, що її використовують. Знайти розподіл, при якому отримуваний ефект, яким би він не був, був би максимальним.

Розглянемо цю задачу стосовно схеми ежекційної системи охолодження НП (рисунок 1.16, глава 1). Як видно, у кінцевому підсумку робота ВГ після циліндра йде на підвищення густини НП. Однак підвищення густини відбувається у двох пристроях різного типу: турбокомпресор служить для збільшення тиску НП, а ежектор задіяний у зниженні температури НП. Оскільки обидва пристрої використовують енергію ВГ, то має сенс постаратися використати цю роботу в кожному пристрої і в цілому найбільш повно та ефективно. Ефективністю для такої схеми є отримання максимальної міри охолодження або густини НП, або мінімізація витрат потужності на функціонування схеми при забезпеченні заданих параметрів: міри охолодження НП, густини НП або потужності двигуна.

Вважаючи, що охолодження НП на двигуні все одно потрібне, можна виділити два явні способи використання енергії ВГ:

1. витратити роботу повністю в турбіні для максимального підвищення тиску НП у компресорі. При цьому додатково необхідно витрачати потужність двигуна на роботу системи охолодження НП – на привід вентилятора або водяного насоса.

2. частково витратити енергію ВГ у турбіні і частково в ежекторі, який забезпечуватиме циркуляцію ОП через ОНП – для зниження температури НП.

Формальний третій варіант – використання всієї енергії ВГ в ежекторі – з очевидних причин непридатний.

При цьому важливо враховувати, що, наприклад, отримання найбільшого коефіцієнта ежекції не обов'язково означає отримання найбільшої міри

охолодження, густини НП або потужності двигуна. Якою б великою не була витрата ОП через ОНП, охолодити НП до температури нижче температури ОП на вході, очевидно, неможливо. Крім того, на функціонування ежектора, як і турбіни, витрачається енергія ВГ, і якщо її використання не буде раціональним, то позитивного ефекту може не бути.

Кінцеву кількість енергії ВГ визначимо, задавши тиск p_m і температуру T_m перед турбіною незмінними, а також, поклавши для зручності, що вихлоп здійснюється в атмосферу, приймемо статичний тиск p_c змішаного потоку на виході з ежектора рівним атмосферному.

У такому випадку наявна робота ВГ на виході з циліндра H_n буде також величиною постійною:

$$H_n = \frac{k_m}{k_m - 1} R_m T_m \left(1 - \frac{1}{\pi_n^{\frac{k_m-1}{k_m}}} \right), \quad (3.1)$$

де T_m – температура ВГ на вході в турбіну; $\pi_n = p_m / p_c$ – загальний ступінь зниження тиску ВГ.

У першому випадку робота турбіни $H_m = H_n$ і, відповідно, $\pi_m = \pi_n$, ступінь підвищення тиску буде максимально можливою. Потужність, потрібна для циркуляції повітря через ОНП:

$$N_e = \frac{G_{ov}}{\rho_{ov}} \Delta p_{ov}, \quad (3.2)$$

де ρ_{ov} – густина ОП; Δp_{ov} – гідравлічний опір ОНП з боку ОП.

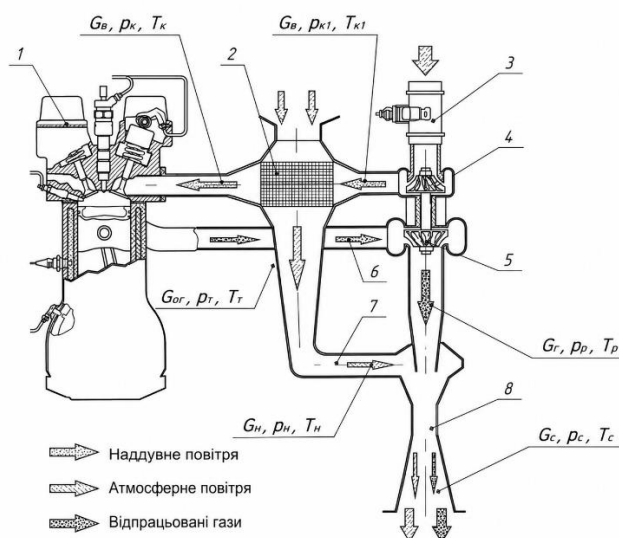
У другому випадку енергія ВГ буде розподілятися між двома пристроями, і питання полягає у знаходженні раціонального її розподілу між ними. При цьому ежектор може бути встановлений послідовно за турбіною або ж паралельно їй.

У загальному випадку для двигуна з наддувом і ОНП очевидне наступне: якою б великою не була витрата ОП, охолодити НП до температури меншої, ніж температура ОП на вході в ОНП, неможливо, тобто існує максимальне значення $\Delta T_{\text{макс}}$ – в ідеальному випадку дорівнює різниці температур НП на вході та ОП

на вході. А відповідно, існує певне значення витрати ОП, після якого подальше його збільшення є нераціональним – воно або не призводить до зниження температури НП, або витрачає на подальше охолодження непропорційно багато енергії. Таким чином, для кожного значення ступеня пк підвищення тиску існує певне значення міри охолодження ΔT , що знаходиться з умови максимальної потужності або густини НП після ОНП. Це значення ΔT залежить від багатьох параметрів, але насамперед від досконалості ОНП і пристрою, що забезпечує циркуляцію ОП. Чим досконаліші ці пристрої, тим ближче ΔT до $\Delta T_{\text{макс}}$ за одних і тих самих умов. При цьому значення ΔT не обов'язково є максимально можливим для даного діапазону температур.

3.1 Схема з ежектором, встановленим після турбіни

У випадку послідовного встановлення ежектора (рис. 3.1) витрата ВГ через ежектор дорівнює витраті ВГ через турбіну.

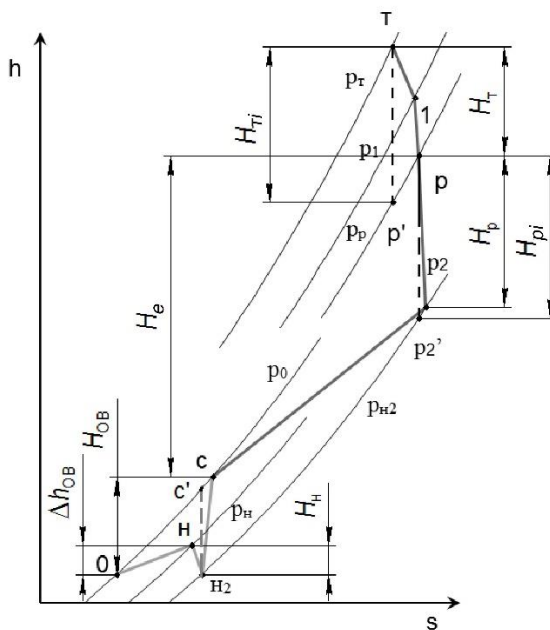


1 – двигун; 2 – ОНП; 3 – повітряний фільтр; 4 – компресор; 5 – турбіна; 6 – випускний колектор; 7 – трубопровід охолоджувального повітря; 8 – ежектор; G_g – витрата НП; $G_{ог}$ – витрата ВГ; G_c – витрата змішаного потоку; « k_1 » – стан НП після компресора; « k » – стан НП після ОНП; « t » – стан ВГ перед турбіною; « p » – стан ВГ перед ежектором; « n » – стан ОП перед ежектором; « c » – стан змішаного потоку після ежектора

Рисунок 3.1 – Принципова схема та параметри газових потоків

Питання полягає у визначенні відповідних ступенів зниження тиску – у турбіні та ежекторі – а також можливості їх раціонального вибору, якщо такий можливий, тобто такого розподілу енергії ВГ між турбіною та ежектором, який би давав найбільший корисний ефект, будь то ступінь охолодження, густина НП або потужність двигуна.

Характерні теплоперепади при послідовному з'єднанні показані на рис. 3.2.



«т» – стан ВГ перед турбіною, «1» – стан ВГ перед колесом турбіни, «р» – стан ВГ перед ежектором, «р2» – стан ВГ перед камерою змішування ежектора, «0» – стан ОП перед ОНП, «н» – стан ОП перед ежектором, «н2» – стан ОП перед камерою змішування ежектора, «с» – стан змішаного потоку на виході з ежектора; $p_{н2}$, p_n , p_0 , p_p , p_1 , p_m – ізобари; H_m – робота розширення ВГ у турбіні; H_e – робота розширення ВГ в ежекторі; H_p – робота розширення ВГ у соплі ежектора; H_{ov} – робота політропного стискування ОП в ежекторі; H_n – робота розширення ОП у приймальній камері ежектора; Δh_{ov} – кількість теплоти, підведена до ОП в ОНП; H_{pi} , H_{mi} – роботи ізоентропного розширення ВГ у соплі ежектора та турбіні відповідно

Рисунок 3.2 – Діаграма «ентальпія h – ентропія s » стану газових потоків у системі «турбіна–ежектор–охолоджувач наддувного повітря»

Витрата ВГ через турбіну дорівнює витраті ВГ через ежектор, тобто $G_e = G_m = G_{oz}$. Позначивши тиск ВГ перед ежектором через p_p , можна знайти роботу турбіни [4]

$$H_m = \frac{k_m}{k_m - 1} R_m T_m \left(1 - \frac{1}{\pi_m^{\frac{k_m-1}{k_m}}} \right), \quad (3.3)$$

де $\pi_m = \frac{p_m}{p_p}$ – ступінь зниження тиску в турбіні.

Робота ежектора в такому випадку

$$H_e = \frac{k_m}{k_m - 1} R_m T_p \left(1 - \frac{1}{\pi_e^{\frac{k_m-1}{k_m}}} \right), \quad (3.4)$$

де $\pi_e = \frac{p_p}{p_c}$ – ступінь зниження тиску в ежекторі.

З умови $H_e = H_n - H_m$ випливає, що

$$\pi_e = \frac{\pi_n}{\pi_m}, \quad (3.5)$$

відповідно, при заданих тиску і температурі перед турбіною задання одного зі ступенів зниження тиску (π_m або π_e) однозначно визначає величини робіт турбіни та ежектора.

Враховуючи співвідношення (3.4), можна записати

$$H_e = \frac{k_m}{k_m - 1} R_m T_m \left(\pi_n^{\frac{k_m-1}{k_m}} - \pi_m^{\frac{k_m-1}{k_m}} \right), \quad (3.6)$$

Враховуючи, що

$$G_{oz} = G_e + G_m = G_e \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0 \varphi_{np}} \right), \quad (3.7)$$

де G_m – секундна витрата палива; α – коефіцієнт надлишку повітря; φ_{np} – коефіцієнт продувки; L_0 – маса повітря, що необхідна для згорання 1 кг палива.

Адіабатна робота компресора дорівнює

$$H_{\kappa} = \eta_{\kappa} \eta_m H_m \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0 \varphi_{np}} \right), \quad (3.8)$$

де η_{κ} , η_m – ККД компресора і турбіни відповідно.

Оскільки розрахунок ведеться стосовно номінального режиму, то значення ККД можна прийняти постійними.

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_{\kappa} = \left(H_{\kappa} \frac{k_{\kappa} - 1}{k_{\kappa}} \frac{1}{R_{\kappa} T_0} + 1 \right)^{\frac{k_{\kappa}}{k_{\kappa} - 1}}, \quad (3.9)$$

де k_{κ} , R_{κ} – показник адіабати та газова стала повітря відповідно; T_0 – температура навколишнього середовища.

Або, провівши відповідні перетворення, отримаємо відому формулу [4]:

$$\pi_{\kappa} = \left(1 + \beta \tau_m \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_m} \right)^{\frac{k_{\kappa} - 1}{k_{\kappa}}} \right) \right)^{\frac{k_{\kappa}}{k_{\kappa} - 1}}, \quad (3.10)$$

де β – параметр, що характеризує відмінність теплофізичних властивостей ВГ та НП; τ_m – параметр, що характеризує навантаження на двигун.

Температура $T_{\kappa 1}$ повітря після компресора становить

$$T_{\kappa 1} = T_0 \left(1 + \frac{\pi_{\kappa}^{\frac{k_{\kappa} - 1}{k_{\kappa}}} - 1}{\eta_{\kappa}} \right). \quad (3.11)$$

Густина НП після компресора в такому випадку

$$\rho_{\kappa 1} = \frac{p_{\kappa}}{R_{\kappa} T_{\kappa 1}} = \rho_0 \pi_{\kappa}^{\frac{1}{k_{\kappa}}}, \quad (3.12)$$

де ρ_0 – густина повітря перед компресором.

Аналізуючи рівняння (3.12), можна помітити, що для знаходження коефіцієнта ежекції необхідно знати параметри потоків перед ежектором, тобто:

$$u = f(p_p, T_p, p_n, T_n), \quad (3.13)$$

У визначенні бере участь середня швидкість руху ОП [4]:

$$p_n = p_0 - \xi_n \frac{\rho_{ov} w_n^2}{2}, \quad (3.14)$$

де ξ_n – коефіцієнт гідравлічного опору ОНП; p_0 – атмосферний тиск; ρ_n – середня густина ОП; w_n – середня швидкість ОП.

При незмінній площі каналу швидкість залежить від витрати та густини, а витрата, у свою чергу, – від коефіцієнта ежекції, тобто

$$w_n = \frac{G_{ov}}{\rho_{ov} F_w} = \frac{u G_{oz}}{\rho_{ov} F_w} = f(a, u, T_{k1}), \quad (3.15)$$

і, відповідно, $p_n = f(a, u, T_{k1})$. Об'єднуючи залежності, отримуємо таку загальну залежність для коефіцієнта ежекції

$$u = f(a, p_p, T_p, T_{k1}). \quad (3.16)$$

Як видно, для номінального режиму коефіцієнт ежекції є функцією лише параметрів потоку ВГ перед ежектором і температури НП перед ОНП, які визначаються через π_m , а враховуючи рівняння (3.16), отримуємо, що

$$u = f(a, \tau_m). \quad (3.17)$$

Коефіцієнт ежекції у схемі зі встановленням ежектора після турбіни є функцією лише ступеня зниження тиску в турбіні (або, в ежекторі).

Густина НП після ОНП дорівнює:

$$\rho_k = \frac{p_k}{R T_k} = \frac{p_{k1} - \Delta p_{nv}}{R(T_{k1} - \Delta T)}, \quad (3.18)$$

де $p_{k1} = p_0 \pi_k$ – тиск НП після компресора; Δp_{nv} – втрати тиску в ОНП; p_k – тиск НП після ОНП; T_k – температура НП після ОНП.

Тепловий баланс для ОНП описується співвідношенням [4]:

$$G_g c_p^{nv} \Delta T = G_{ov} c_p^{ov} (T_0 - T_n), \quad (3.19)$$

де G_g – витрата НП; c_p^{nv} , c_p^{ov} – питомі ізобарні теплоємності НП та ОП відповідно.

Припускаючи, що $G_g \approx G_{oz}$ і $c_p^{nv} \approx c_p^{ov}$ та провівши відповідні заміни, отримаємо

$$\Delta T = u(T_0 - T_n). \quad (3.20)$$

Температура T_n – величина, що залежить від співвідношення витрат G_e і G_{oe} та температури $T_{к1}$, тобто $\Delta T = f(a, u, T_{к1})$. Враховуючи це, можна дійти висновку, що $\Delta T = f(a, \pi_m)$, так само як і $u = f(a, \pi_m)$. Це означає, що в розглянутій схемі, на заданому режимі роботи двигуна, для знаходження ступеня охолодження та коефіцієнта ежекції достатньо задати лише ступінь π_m зниження тиску в турбіні (або π_e , якщо початково задається необхідне значення u або ΔT). Коефіцієнти тепловіддачі при визначенні ΔT визначаються за [4, 5].

Наведених формул достатньо, щоб визначити параметри НП перед клапанами (та інші необхідні параметри – u , ΔT , π_e , π_k тощо), провести розрахунок робочого циклу і визначити параметри двигуна на номінальному режимі.

3.2 Схема з ежектором, встановленим паралельно турбіні

Попередні формули виведені з умови рівності потужностей компресора і турбіни, тобто витрата ВГ через турбіну становить $G_m = G_{oe} = G_e + G_m$.

У випадку, коли паралельно турбіні встановлений ежектор, витрата G_{oe} відпрацьованих газів ділиться між цими пристроями, а тиск перед ними, навпаки, є однаковим, тобто $p_p = p_m$ (рис. 3.3).

Характерні теплоперепади при паралельному з'єднанні показані на рис. 3.4.

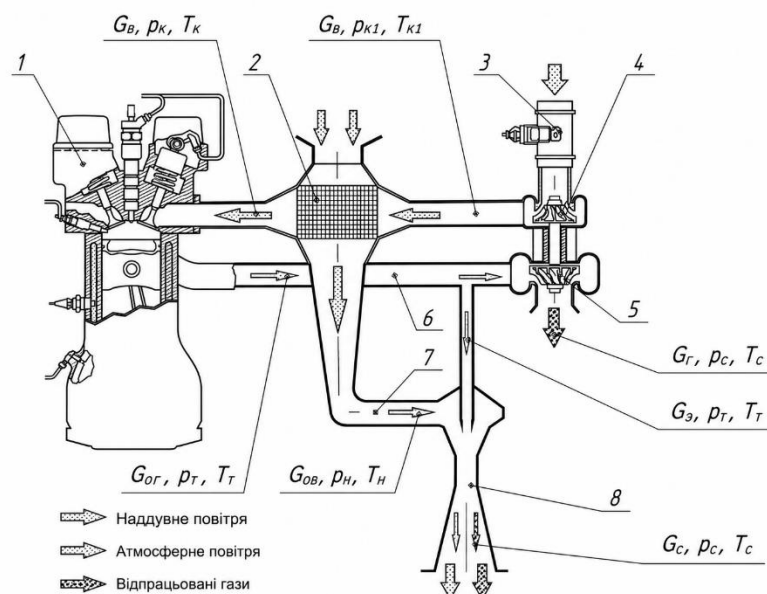
Як і для першої схеми, визначимо параметри НП перед клапанами та проміжні параметри потоків у потрібних перерізах.

Позначимо через G_e витрату ВГ через ежектор, у такому випадку

$$G_e = G_{oe} - G_e = G_e \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0 \varphi_{np}} \right) - G_e, \quad (3.21)$$

де G_e – витрата ВГ через турбіну.

Як і в першій схемі, приймемо, що $p_m = \text{const}$ і $p_c = \text{const}$. При цьому ступінь зниження тиску ($\pi_n = p_m / p_c$) буде однаковим для обох пристроїв, а отже і питома робота ВГ буде однаковою як у турбіні, так і в ежекторі.

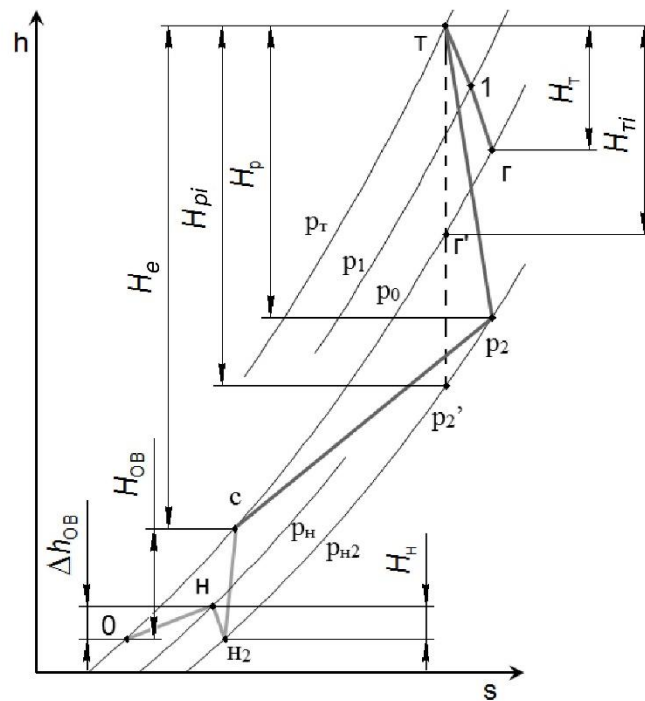


1 – двигун; 2 – ОНП; 3 – повітряний фільтр; 4 – компресор; 5 – турбіна; 6 – випускний колектор; 7 – трубопровід охолоджувального повітря; 8 – ежектор; G_g – витрата НП; G_{oz} – сумарна витрата ВГ; G_e – витрата ВГ через ежектор; G_c – витрата змішаного потоку; «к₁» – стан НП після компресора; «к» – стан НП після ОНП; «т» – стан ВГ перед турбіною та ежектором; «р» – стан ВГ перед ежектором; «н» – стан ОП перед ежектором; «с» – стан змішаного потоку після ежектора і турбіни

Рисунок 3.3 – Принципова схема та параметри газових потоків

Однак, витрата ВГ через турбіну зменшиться, а з умови балансу потужностей пропорційно зменшиться і потужність турбіни, а відповідно – потужність компресора та ступінь підвищення тиску в компресорі. Для визначення π_k попередні рівняння перепишемо з урахуванням змінної витрати ВГ через турбіну. Отримаємо:

$$\pi_k = \left[1 + \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_m} \right)^{\frac{k_m-1}{k_m}} \right) \left(\tau - \frac{G_e}{G_g} \frac{T_m}{T_0} \eta_{mk} \right) \beta \right]^{\frac{k_g}{k_g-1}}. \quad (3.22)$$



«т» – стан ВГ перед турбіною; «1» – стан ВГ перед колесом турбіни; «р» – стан ВГ перед ежектором; «р₂» – стан ВГ перед камерою змішування ежектора; «0» – стан ОП перед ОНП; «н» – стан ОП перед ежектором; «н₂» – стан ОП перед камерою змішування ежектора; «с» – стан змішаного потоку на виході з ежектора; $p_{н2}$, p_n , p_0 , p_p , p_1 , p_m – ізобари; H_m – робота розширення ВГ у турбіні; H_e – робота розширення ВГ в ежекторі; H_p – робота розширення ВГ у соплі ежектора; H_{os} – робота політропного стискання ОП в ежекторі, H_n – робота розширення ОП у приймальній камері ежектора; Δh_{os} – кількість теплоти, підведена до ОП в ОНП; H_{pi} , H_{mi} – роботи ізоентропного розширення ВГ у соплі ежектора та турбіні відповідно

Рисунок 3.4 – Діаграма «ентальпія h – ентропія s » стану газових потоків у системі «турбіна–ежектор–охолоджувач наддувного повітря»

Якщо ж для даної схеми потрібно підтримувати необхідний ступінь π_{κ} , то потужність, знижену через зменшену витрату ВГ через турбіну, необхідно буде компенсувати збільшенням тиску ВГ перед турбіною. Вираз для ступеня підвищення тиску можна переписати для обчислення необхідного ступеня π_m

при заданому ступені π_κ . З урахуванням зміни витрати ВГ через турбіну він набуде такого вигляду:

$$\pi_m = \left(\frac{1}{1 - \frac{1}{\left(\tau - \frac{G_e}{G_\delta} \frac{T_m}{T_0} \eta_{mk} \right) \beta}} \right). \quad (3.23)$$

Це дозволить визначити необхідний тиск p_m ВГ перед турбіною (і ежектором відповідно) для забезпечення потрібного ступеня π_κ :

$$p_m = p_c \pi_m. \quad (3.24)$$

Витрата ОП через ОНП визначиться як:

$$G_{os} = u G_e. \quad (3.25)$$

Після визначення з теплового балансу ОНП необхідної витрати ОП і спільного розв'язання рівнянь знаходиться коефіцієнт ежекції, який не залежить від витрат газів через ежектор і турбіну, та витрата ВГ через сопло ежектора, яку можна виразити через параметри ВГ перед турбіною (ежектором) таким чином [5]:

$$G_e = \frac{p_p}{\sqrt{T_p}} f_p \lambda_p \left(1 - \frac{k_m - 1}{k_m + 1} \lambda_p^2 \right). \quad (3.26)$$

Подальше визначення параметрів НП ведеться за тими ж рівняннями, що і для першої схеми.

Залежно від мети – визначення необхідного тиску ВГ перед турбіною для забезпечення потрібного π_κ при необхідній витраті ОП або, навпаки, визначення через коефіцієнт ежекції максимально можливої міри охолодження чи густини НП при заданому тиску ВГ перед турбіною – вибирається відповідне рівняння. Так чи інакше, використовуючи наведені формули, можна далі однозначно провести розрахунок робочого циклу та визначити параметри двигуна.

3.3 Чисельне моделювання роботи ежектора на номінальному режимі

Для підтвердження аналітичних викладок було проведено чисельне моделювання спільної роботи турбіни та ежектора.

Попередньо необхідно визначити основні геометричні розміри елементів схеми. Оскільки ежектор безпосередньо пов'язаний із турбіною, то, крім розмірів ежектора, потрібно також визначити розміри турбіни. Розміри визначені для номінального режиму при роботі першої схеми, тобто для $\Delta T = 70^\circ$. і $\pi_k = 2,46$.

Необхідний ступінь зниження тиску в турбіні:

$$\pi_m = \left(1 - \frac{2,46^{\frac{1,6-1}{1,6}} - 1}{1,129 \cdot 0,57 \cdot \left(1 + \frac{1}{1,8 \cdot 14,324 \cdot 1} \right) \frac{923}{293}} \right)^{\frac{1,34}{1,34-1}} = 2,106, \quad (3.27)$$

Питома робота процесу адіабатного розширення в турбіні [5]:

$$H_m = \frac{1,34}{1,34-1} 287 \cdot 923 \left(1 - \left(\frac{1}{2,03} \right)^{\frac{1,34-1}{1,34}} \right) = 151551 \text{ Дж/кг}. \quad (3.28)$$

Теоретична швидкість при адіабатному розширенні ВГ у турбіні від тиску p_m до p_p [6]:

$$c_{ad} = \sqrt{2H_m} = \sqrt{2 \cdot 151551} = 550,47 \text{ м/с}. \quad (3.29)$$

Швидкість на виході із соплового апарата:

$$c_1 = 0,96 \cdot 550,47 \sqrt{1 - 0,51} = 366,13 \text{ м/с}, \quad (3.30)$$

Діаметр колеса на вході

$$D_1 = \frac{60u_1}{\pi n} = \frac{60 \cdot 363,361}{3,142 \cdot 61287} = 0,113 \text{ м}, \quad (3.31)$$

де n – частота обертання, хв^{-1} .

Частота обертання ротора турбокомпресора прийнята за [5].

Діаметр колеса турбіни на виході:

$$D_2 = D_1 \rho = 0,113 \cdot 0,515 = 0,058 \text{ м} \quad (3.32)$$

де ρ – ступінь радіальності.

Висота лопатки на вході в робоче колесо:

$$l_1 = \frac{G}{c_1 \rho_1 \pi D_1 \sin \alpha_1 \tau_1} = \frac{0,316}{366,13 \cdot 0,773 \cdot 0,113 \cdot \sin(16)} = 0,012 \text{ м}, \quad (3.33)$$

де ρ_1 – густина на виході із соплового апарата, кг/м³; α_1 – кут абсолютної швидкості, град.

Висота лопатки на виході з робочого колеса:

$$l_2 = \frac{G}{w_2 \rho_2 \pi D_2 \sin \beta_2} = \frac{0,316}{366,13 \cdot 0,56 \cdot 0,058 \cdot \sin(40)} = 0,021 \text{ м}, \quad (3.34)$$

де w_2 – відносна швидкість на виході з робочого колеса, м/с; ρ_2 – густина на виході з робочого колеса у відносному русі, кг/м³; β_2 – кут вектора відносної швидкості на виході з колеса, град.

Ширина колеса приймається за дослідними даними рівною 30 мм [6]. Кількість лопаток – 15. Сопловий апарат має діаметр на вході 145 мм, на виході – 114 мм. Кількість лопаток – 19. Лопатка колеса турбіни спрофільована за методикою [6].

Відношення площ знаходиться з наступної формули [4]:

$$f_{3p} = f_3 / f_p = \frac{2\varepsilon_p \left(\left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{v_c}{v_p} (1+u)^2 - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) \frac{v_{os}}{v_p} \frac{f_{3p}}{f_{3p} - 1} u^2 \right)}{\varphi_1 \varphi_2}, \quad (3.35)$$

де ε_p – приведена густина в критичному перерізі; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – коефіцієнт швидкості сопла, дифузора та вхідної ділянки

$$f_{3p} = \frac{2 \cdot 0,95 \left(\left(\frac{1}{0,9} - 0,5 \right) 0,739 (1+1,72)^2 - (0,975 \cdot 0,925 - 0,5) 0,563 \frac{f_{3p}}{f_{3p} - 1} 1,72^2 \right)}{0,95 \cdot 0,975} \quad (3.36)$$

Звідки $f_{3p} = 5,16$.

Площа сопла для ВГ при докритичному відношенні тисків знаходиться за формулою:

$$f_p = \frac{G_p a_p}{k_m \Pi_p p_p q} = \frac{0,316 \cdot 458,484}{1,34 \cdot 0,538 \cdot 219000 \cdot 0,508} = 0,001898 \text{ м}^2, \quad (3.37)$$

де a_p – критична швидкість для ВГ за параметрами перед ежектором, м/с; Π_p – критичний перепад тисків; q – приведена щільність потоку.

Площа, відповідно,

$$f_z = f_p f_{3p} = 0,001898 \cdot 5,16 = 0,0193 \text{ м}^2. \quad (3.38)$$

Діаметри сопла і КЗ відповідно: $d_p = 61 \text{ мм}$, $d_3 = 159 \text{ мм}$. Довжину КС приймемо за дослідними даними $l_{kc} = 9d_3 \approx 1500 \text{ мм}$.

Кут розширення дифузора приймемо рівним 8° . Швидкість на виході з дифузора приймемо рівною 20 м/с , довжина дифузора при цьому становитиме 284 мм .

3.4 Порівняння схем

Максимальна ефективна потужність двигуна збігається з максимумом густини НП для обох схем. Пояснюється це тим, що при сталому коефіцієнті надлишку повітря потужність пропорційна витраті палива, яка, у свою чергу, пропорційна витраті повітря. А збільшення витрати повітря пов'язане зі збільшенням його густини (рис. 3.5, 3.6).

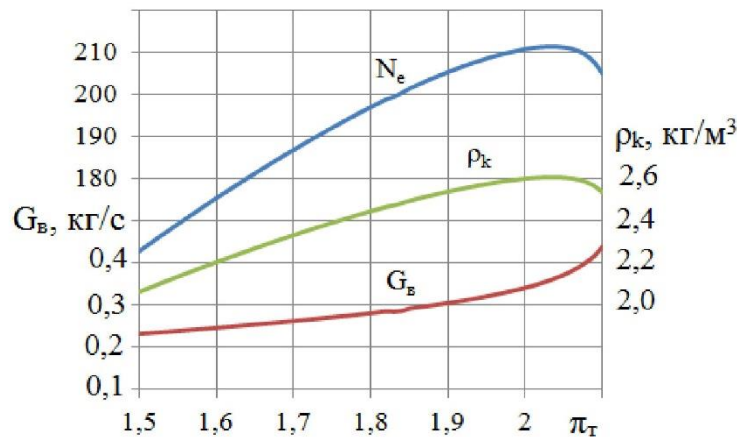


Рисунок 3.5 – Залежність потужності, витрати палива та густини НП від витрати ВГ через ежектор для 1-ї схеми

Рисунок 3.6 – Залежність потужності, витрати палива та густини НП від витрати ВГ через ежектор для 2-ї схеми

Порівняння схем можна провести, наприклад, для номінального режиму роботи дизеля. Порівняння з вентиляторною системою обох схем увімкнення ежектора наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Порівняння схем охолодження наддувного повітря

Параметр	Вентиляторна	Ежекційна, послідовна	Ежекційна, паралельна	Розмірність
Ступінь підвищення тиску в компресорі, π_{ov}	2,46	2,46	2,68	
Тиск повітря після компресора, $p_{\kappa 1}$	241900	241900	270600	Па
Температура повітря після компресора, $T_{\kappa 1}$	405	405	420	К
Густина повітря після компресора, $\rho_{\kappa 1}$	2,06	2,06	2,06	кг/м ³
ККД компресора, η_{κ}	0,757	0,757	0,757	
Зниження температури НП в ОНП, ΔT	70	70	65,2	К
Гідравлічні втрати в ОНП, Δp_{nv}	1802	1802	1127	Па
Температура повітря після ОНП, T_{κ}	335	335	351	К
Густина повітря після ОНП, ρ_{κ}	2,58	2,584	2,67	кг/м ³
Тиск ВГ перед турбіною, p_m	208000	215000	263000	Па
Температура ВГ перед турбіною, T_m	923	923	923	К
Витрата ВГ через турбіну, G_T	0,317	0,317	0,296	кг/с
Ступінь зниження тиску в турбіні, π_m	1,97	1,97	2,48	
Повний тиск ВГ після турбіни, p_p	106000	106000	107000	Па

Продовження табл. 3.1

Температура ВГ після турбіни, T_p	813	813	780	К
ККД турбіни, η_m	0,709	0,706	0,707	
ККД турбокомпресора, η_{mk}	0,537	0,535	0,536	
Повний тиск ВГ перед ежектором, p_p	—	106000	263000	Па
Температура ВГ перед ежектором, T_p	—	829	923	К
Тиск ОП перед ежектором, p_n	—	99520	100200	Па
Температура ОП перед ежектором, T_n	—	335	351	К
Тиск змішаного потоку після ежектора, p_c	—	102000	102000	Па
Коефіцієнт ежекції, u	—	1,44	14,91	
Витрата ВГ через ежектор, G_e	—	0,317	0,023	кг/с
Витрата ОП через ОНП, G_{os}	0,47	0,477	0,343	кг/с
ККД ежектора, η_e	—	0,435	0,08	
Витрата НП, G_e	0,305	0,305	0,307	кг/с
Коефіцієнт залишкових газів, γ	0,021	0,021	0,025	
Питома робота процесу стиснення, l_{a-y}	-0,4556	-0,4556	-0,4611	МДж/кг
Питома робота процесу згоряння, l_{y-z}	1,062	1,062	1,045	МДж/кг
Питома робота процесу розширення, l_{z-b}	0,1285	0,1285	0,1255	МДж/кг
Питома робота циклу, l	0,7352	0,7352	0,7105	МДж/кг
Середній індикаторний тиск, p_i	1,708	1,708	1,662	МПа
Індикаторний ККД, η_i	0,473	0,473	0,458	
Питома індикаторна витрата палива, g_i	179	178	185	г/кВт/год

Продовження табл. 3.1

Тиск механічних втрат, p_m	0,202	0,202	0,202	МПа
Ефективний ККД двигуна, η_e	0,429	0,43	0,412	
Питома ефективна витрата палива, g_e	198,2	197,6	203,5	г/кВт/год
Витрати потужності на охолодження, ΔN_e	1,42	0,91	7,72	кВт
Потужність двигуна, N_e	210	210	210	кВт

РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТРАКТОРА ХТЗ-150К-09, ОБЛАДНАНОГО ЗАПРОПОНОВАНОЮ СИСТЕМОЮ

Для розрахунку економічної ефективності застосування запропонованої системи охолодження НП виконаємо порівняння з базовими характеристиками трактора ХТЗ-150К-09. Для розрахунку економічної ефективності використовується варіант експлуатації тракторів ХТЗ-150К-09, агрегованих плугами ПЛН-5-35. Розрахунок проводиться за відомою методикою визначення економічної ефективності використання нових сільськогосподарських машин і агрегатів.

Годинну експлуатаційну продуктивність орних агрегатів W_z , га/год, розраховуємо за формулою:

Витрати праці на одиницю роботи визначаються за формулою:

$$T_p = \frac{Ч}{W_z}, \quad (4.1)$$

де $Ч$ – кількість працівників, що обслуговують МТА, осіб; $W_z = W_{cum}$ – годинна продуктивність МТА, га/год;

Питомі витрати енергоресурсів (дизельне паливо) розраховуються за формулою:

$$B_e = \frac{Nq_{num}K_\delta}{W_z}, \quad (4.2)$$

де N – потужність двигуна, кВт; q_{num} – питома ефективна витрата палива (див. табл. 3.1), кг/кВт·год; K_δ – коефіцієнт, що враховує ступінь використання двигуна за потужністю та часом.

Розрахунок собівартості одиниці роботи визначається за формулою:

$$C = C_z + C_a + C_p + C_{nmm} + C_n, \quad (4.3)$$

де C_z – заробітна плата обслуговуючого персоналу, грн/га; C_a – амортизаційні відрахування, грн/га; C_p – витрати на ремонт, грн/га; C_{nmm} – витрати на паливно-мастильні матеріали, грн/га; C_n – накладні витрати, грн/га.

Амортизаційні відрахування визначаються як сума за всіма складовими МТА:

$$C_a = \frac{Ba_m}{100TW_z}, \quad (4.4)$$

де B – капітальні вкладення, грн; a_m – норма амортизаційних відрахувань трактора (12,5%); T – річне завантаження машини (500 год), год.

Заробітна плата C_z , грн/га, обслуговуючого персоналу визначається за формулою:

$$C_z = \frac{C_{z.zod} \cdot CK_z}{W_z}, \quad (4.5)$$

де $C_{z.zod}$ – годинна тарифна ставка, грн; K_z – коефіцієнт, що враховує різні види доплат і нарахувань (1,5).

Витрати на паливно-мастильні матеріали $C_{пмм}$, кг/га, розраховуються за формулою:

$$C_{пмм} = B_e \Pi_n K_m, \quad (4.6)$$

де Π_n – ціна 1 кг палива, грн; K_m – коефіцієнт, що враховує витрати на мастильні матеріали (1,15).

Оскільки у даній роботі описується трактор, що працює на двох схемах роботи двигуна, то формула для підрахунку витрат на енергоресурси при роботі трактора на має вигляд:

$$C_z = (B_e \Pi_{\delta} + B_e \Pi_{\delta}) K_z, \quad (4.7)$$

де B_e – питомі витрати енергоресурсів при вентиляторній схемі, м³/га; Π_{δ} – ціна дизельного палива, грн; B_e – питомі витрати енергоресурсів при ежекційній схемі, кг/га.

Витрати на ремонт C_p за годину роботи розраховуються за формулою:

$$C_p = \frac{Ba_p}{100TW_z}, \quad (4.8)$$

де a_p – норма відрахувань на трактор (18,5%).

Накладні витрати C_n , грн/га, визначаються за формулою:

$$C_n = 0,05(C_z + C_a + C_p + C_{нм}), \quad (4.9)$$

Річна економія експлуатаційних витрат E_p , грн:

$$E_p = (C_{\delta} - C_e)T_o W_z, \quad (4.10)$$

де C_{δ} , C_e – собівартість роботи базової та експериментальної машини відповідно, грн/га; T_o – завантаження МТА на даній операції протягом року, год.

Термін окупності $T_{ок}$, років, додаткових капіталовкладень визначається за формулою:

$$T_{ок} = \frac{B_e - B_{\delta}}{E_p}, \quad (4.11)$$

де B_e – балансова вартість більш економічного агрегату, грн; B_{δ} – балансова вартість менш економічного агрегату, грн.

Вартість трактора ХТЗ-150К-09 становить 1 300 000 грн.

Вартість дизельного палива – 88,10 грн/кг.

Завантаження машинно-тракторного агрегату приймаємо рівним 500 мотогодин на рік.

Для систематизації отриманих економічних розрахунків складемо табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Основні економічні показники ефективності трактора при переведенні його на газодизельне паливо

Економічний показник	Значення для базової машини	Значення для експериментальної машини
Годинна експлуатаційна продуктивність, га/год	1,175	1,175
Витрати праці на одиницю роботи, люд.-год./га	0,851	0,851
Питома витрата енергоресурсів, кг/га	17,5	16,3
Собівартість одиниці роботи, грн.	1335,9	1157,1
Амортизаційні відрахування, грн.	290	301
Заробітна плата, грн.	69,25	69,25
Витрати на паливні та мастильні матеріали, грн.	483	290
Витрати на ремонт, грн.	430	445
Накладні витрати, грн.	63,6	55,26
Річна економія експлуатаційних витрат, грн.		105 045
Строк окупності, років		1,01

ВИСНОВКИ

Однією з найважливіших вимог, що висуваються до сучасних двигунів, є вимога високої ефективності. У свою чергу, ефективність двигуна визначається досконалістю процесів, що відбуваються в двигуні, зокрема процесів газообміну.

Одним із шляхів підвищення ККД дизеля з газотурбінним наддувом і проміжним охолодженням наддувного повітря є зниження частки потужності, що витрачається на привід агрегату, який забезпечує циркуляцію охолоджувального повітря через матрицю охолоджувача наддувного повітря.

Найбільш поширеною системою охолодження наддувного повітря при використанні охолоджувачів типу «повітря-повітря» на даний час є вентиляторна, у якій циркуляція охолоджувального повітря через матрицю охолоджувача здійснюється вентилятором.

Існує багато альтернативних схем охолодження, серед яких можна виділити ежекційну, у якій циркуляція охолоджувального повітря відбувається за рахунок ежектора, робочим потоком якого є відпрацьовані гази. Використання ежектора в двигунах зазвичай зводиться до його застосування в системі охолодження двигуна – для циркуляції повітря через радіатор системи охолодження – або в системі видалення пилу з повітряних фільтрів. До того ж такі двигуни, як правило, є безнаддувними.

У даній роботі досліджено систему ежекційного охолодження наддувного повітря в дизелі з газотурбінним наддувом, що включає дизель, турбокомпресор, охолоджувач наддувного повітря та ежектор.

Оцінка впливу опору, створюваного ежектором, є досить складною, оскільки ежектор впливає на турбіну турбокомпресора, яка, у свою чергу, зменшує роботу компресора, але водночас ежектор забезпечує циркуляцію охолоджувального повітря через охолоджувач, тим самим підвищуючи його густину, що в кінцевому підсумку впливає на параметри дизеля. Таким чином, установлення ежектора впливає на всі параметри системи.

Для дизеля типу 4ЧН13/15 були розглянуті дві схеми розташування ежектора: паралельно з турбіною та послідовно після турбіни. Обґрунтовано, з

точки зору отримання найкращої паливної економічності, використання схеми з розташуванням ежектора після турбіни, визначено раціональні значення ступенів зниження тиску в турбіні та ежекторі для послідовної схеми і витрат відпрацьованих газів через турбіну та ежектор для паралельної схеми. Вказано поєднання параметрів елементів системи, за яких заміна вентиляторної системи ежекційною як мінімум не погіршує показники дизеля.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Serrano J.R., Arnau F.J., Dolz V., Tiseira A. Turbocharging and intercooling of internal combustion engines. *Applied Thermal Engineering*, 2021, Vol. 184. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116261
2. Galindo J., Serrano J.R., Tiseira A., García-Cuevas L.M. Compressor and turbine modelling for automotive turbocharger applications. *Energy Conversion and Management*, 2020, Vol. 223. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113252
3. Zhang H., Wang Y., Liu C. Numerical investigation of ejector-assisted intercooling systems for turbocharged diesel engines. *Applied Thermal Engineering*, 2022, Vol. 205. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118067
4. He Z., Zhuge W., Zhang Y. Effects of intercooler performance on combustion and fuel economy of turbocharged diesel engines. *Energy*, 2021, Vol. 228. DOI: 10.1016/j.energy.2021.120585
5. Payri F., Serrano J.R., Arnau F.J., Piqueras P. New trends in turbocharging systems for internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, Vol. 151. DOI: 10.1016/j.rser.2021.111603
6. Huang Y., Deng K., Li Q. Experimental investigation of exhaust gas ejector systems for diesel engine thermal management. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, Vol. 41. DOI: 10.1016/j.csite.2022.102604
7. Romagnoli A., Martinez-Botas R. Gas exchange optimization in turbocharged compression ignition engines. *International Journal of Engine Research*, 2020, Vol. 21(9). DOI: 10.1177/1468087419883350
8. Watson N., Janota M.S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. Springer, 2021 reprint edition. ISBN: 978-1349065219
9. Guzzella L., Onder C. *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. 2nd Edition, Springer, 2021. ISBN: 978-3662642795
10. Zhao H. (Ed.). *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development*. Woodhead Publishing, 2022. ISBN: 978-0128193631

- 11.Versteeg H., Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. 3rd Edition, Pearson, 2022. ISBN: 978-1292241746
- 12.Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G. Diesel Engine Transient Operation: Principles of Operation and Simulation Analysis. Springer, 2021. ISBN: 978-1441979469
- 13.Wang S., Xu H., Liu Z. Performance analysis of air-to-air intercoolers in heavy-duty diesel engines under variable operating conditions. Applied Sciences, 2022, Vol. 12(11). DOI: 10.3390/app12115672
- 14.Kim D., Lee K., Park S. Exhaust ejector optimization for enhanced cooling airflow in automotive thermal systems. International Journal of Thermal Sciences, 2024, Vol. 195. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2023.108640
- 15.Cengel Y.A., Boles M.A. Thermodynamics: An Engineering Approach. 10th Edition, McGraw-Hill, 2023. ISBN: 978-1266152115
- 16.Dixon S.L., Hall C.A. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. 8th Edition, Butterworth-Heinemann, 2023. ISBN: 978-0128207024
- 17.Saidur R., Hasanuzzaman M., Mahlia T.M.I. Heat transfer enhancement and energy analysis in compact heat exchangers for engine applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2021, Vol. 145. DOI: 10.1016/j.rser.2021.111111
- 18.Zhu X., Li Y., Chen H. CFD investigation of ejector geometry influence on exhaust-driven cooling systems. Thermal Science and Engineering Progress, 2023, Vol. 38. DOI: 10.1016/j.tsep.2023.101653
- 19.Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 2nd Edition, McGraw-Hill, 2021. ISBN: 978-1260116106
- 20.Shah R.K., Sekulić D.P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. 2nd Edition, Wiley, 2021. ISBN: 978-1119423959

ДОДАТКИ