

УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

Допускається до захисту
Завідувач кафедри
_____ Андрій ВОЙТІК
“ ____ ” _____ 2024

ДИПЛОМНА РОБОТА
_____ магістр
(освітній рівень)

на тему: **«ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОДАЧІ
ПОВІТРЯ В ДИЗЕЛІ З ГАЗОТУРБІННИМ НАДДУВОМ»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 21м-ім
Спеціальність 208 «Агроінженерія»

_____ Сергій ДАНИЛОВ
(прізвище та ініціали)

Керівник: _____ Олександр ПУШКА
(прізвище та ініціали)

Умань - 2024

УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ

Освітній рівень _____ магістр _____
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія» _____
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Войтік А.В.
“ ____ ” _____ 2024

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

_____ Данилову Сергію Михайловичу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Дослідження раціональних параметрів подачі повітря в дизелі з газотурбінним наддувом»

керівник роботи _____ Пушка О.С., к.т.н., доцент _____
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом вищого навчального закладу від

“ ____ ” листопада 2024 № _____

2. Строк подання студентом роботи _____ 15.11.2024 _____

3. Вихідні дані до роботи: димність відпрацьованих газів, перехідні процеси дизеля, швидкісні характеристики дизелів

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): вступ; способи покращення енергетичних, паливо економічних і екологічних показників дизелів; математичне моделювання дизеля з дослідним газотурбінним наддувом; вибір впливових параметрів системи подачі повітря дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом; охорона праці; економічна ефективність модернізованої конструкції дизеля.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): підготувати ілюстративний матеріал у вигляді презентації (до 20 слайдів) як додаток до доповіді за темою магістерської роботи

6. КОНСУЛЬТАНТИ РОЗДІЛІВ РОБОТИ

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Прокопенко Е.В., к.с.-Г.н., доцент		
Економічне обґрунтування проекту	Пушка О.С., к.т.н., доцент		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	При- мітка
1.	Підбір та вивчення літературних джерел, підготовка вступу	04.12.2024	
2.	Розділ 1. Способи покращення енергетичних, паливо економічних і екологічних показників дизелів	31.01.2024	
3.	Розділ 2. Математичне моделювання дизеля з дослідним газотурбінним наддувом	30.03.2024	
4.	Розділ 3. Результати теоретичних досліджень	29.06.2024	
5.	Розділ 4. Охорона праці	03.09.2024	
6.	Розділ 5. Економічна ефективність модернізованої конструкції дизеля	31.10.2024	
7.	Виконання презентацій до доповіді за темою магістерської роботи	10.11.2024	
8.	Представлення роботи керівнику на перевірку	15.11.2024	

Студент

(підпис)Данилов С.М.,
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)Пушка О.С.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	6
РЕФЕРАТ.....	7
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. СПОСОБИ ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ, ПАЛИВО – ЕКОНОМІЧНИХ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛІВ.....	9
1.1. Аналіз способів регулювання газотурбінного наддуву.....	9
1.2. Подача додаткового повітря під час перехідних процесів в дизелі з газотурбінним наддувом.....	17
1.3. Зменшення димності дизеля введенням негативного корегування в дизелі з ГТН.....	19
1.4. Висновки до першого розділу.....	23
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ПЛОЩІ ПРОХІДНОГО ПЕРЕРІЗУ ТУРБІНИ. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЯ З ГАЗОТУРБІННИМ НАДУВОМ	24
2.1. Об'єкт експериментального дослідження.....	24
2.2. Конструкційне моделювання зміни площі прохідного перерізу турбіни.....	27
2.3. Функціональна схема системи автоматичного регулювання частоти обертання дизеля з ГТН.....	30
2.4. Диференціальні рівняння ланок дизеля з ГТН.....	34
2.5. Система рівнянь, які описують математичну модель.....	37
2.6. Висновки до третього розділу.....	44
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПОВІТРЯ ДИЗЕЛЯ СМД-23.07 З ГАЗОТУРБІННИМ НАДУВОМ.....	45
3.1. Визначення параметра ефективності імпульсної турбіни.....	45
3.2. Дослідження впливу зміни площі прохідного перерізу турбіни на зовнішню швидкісну характеристику дизеля з газотурбінним наддувом.....	49
3.3. Розрахункові дослідження впливу коректорів паливоподачі за зменшеної площі прохідного перерізу турбіни.....	58
3.4. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля СМД-23.07 за зменшеної площі прохідного перерізу турбіни.....	67

3.5. Моторні дослідження впливу коректорів паливоподачі на зовнішню швидкісну характеристику дизеля СМД-23.07.....	69
3.6. Висновки до третього розділу.....	74
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	76
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДЕРНІЗОВАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЯ.....	81
ВИСНОВКИ.....	86
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	88

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ГТН – газотурбінний наддув;

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

ДТЗ – дорожньо транспортний засіб;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ПНВТ – паливний насос високого тиску;

САРЧ – система автоматичного регулювання частоти обертання колінчастого вала;

ТКР – турбокомпресор з радіальною турбіною;

ВГ- відпрацьовані газу;

ПЕОМ – персональна електронно - обчислювальна машина;

ВАТ “ГСКБД” – Відкрите акціонерне товариство “Головне спеціалізоване конструкторське бюро по двигунам середньою потужності”;

ЕРС – електрорушійна сила

РЕФЕРАТ

Данилов С.М. Дослідження раціональних параметрів подачі повітря в дизелі з газотурбінним наддувом (Дипломна робота, Уманський національний університет садівництва, 2024: пояснювальна записка на 93 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 27 рисунків, 3 таблиці, 59 джерел.)

Метою роботи є покращення енергетичних, паливно-економічних показників дизеля з газотурбінним наддувом і зменшення димності ВГ за зовнішньою швидкісною характеристикою.

Відповідно до мети дослідження у дисертаційній роботі вирішують **наступні задачі:**

1. Огляд способів покращення паливо - економічних і енергетичних показників дизеля з газотурбінним наддувом.
2. Уточнення математичної моделі САРЧ дизеля з газотурбінним наддувом.
3. Проведення розрахункових досліджень на уточненій математичній моделі для визначення впливових параметрів системи подачі повітря.
4. Проведення експериментальних досліджень для підтвердження адекватності математичної моделі і зроблених висновків.

Об'єкт дослідження - процеси в системі подачі повітря в дизелі з ГТН та вплив її параметрів, які впливають на зовнішню швидкісну характеристику.

Предмет дослідження – вплив тиску наддуву на енергетичні, паливно-економічні показники дизеля з газотурбінним наддувом і зменшення димності ВГ за зовнішньою швидкісною характеристикою

Методи дослідження – математичне моделювання системи автоматичного регулювання (САРЧ); експериментальне визначення навантажувальних і швидкісних характеристик дизеля; експериментальне визначення характеристик паливного насоса високого тиску (ПНВТ); математичне планування експерименту.

ВСТУП

Одним з напрямків розвитку автомобільного транспорту є широке застосування на дорожніх транспортних засобах дизелів. Перевагами дизеля над бензиновим двигуном є менша витрата палива і менші викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ), велика перспектива вдосконалення цих показників, а також завдяки особливостям дизельного циклу, можливість легкої адаптації до альтернативних видів палива [31, 37].

На автомобільних дизелях все частіше застосовують газотурбінний наддув з проміжним охолодженням повітря, що наддувається. Одним із способів покращення енергетичних і екологічних показників таких дизелів є покращення характеристик газотурбінного наддуву, особливо в зоні від мінімально стійкої частоти обертання колінчастого вала до частоти обертання за максимального крутного моменту. Дослідження цього наукового напрямку показують, що досягти цього можливо застосувавши регульований наддув. Крім того, вважають, що застосування систем регульованого газотурбінного наддуву входить до комплексу заходів при створенні дизелів, які задовольняли б норми токсичності Євро-3 і вище [38, 41].

Створення ефективних і надійних систем автоматичного регулювання тиску наддуву складна задача і вимагає попереднього дослідження впливу тиску наддуву на показники дизеля.

Робота присвячена дослідженню впливу тиску наддуву на зовнішню швидкісну характеристику дизеля для покращення енергетичних, паливно-економічних показників і зменшення димності ВГ.

РОЗДІЛ 1

СПОСОБИ ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ, ПАЛИВО - ЕКОНОМІЧНИХ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛІВ

1.1. Аналіз способів регулювання газотурбінного наддуву

З теорії двигунів внутрішнього згоряння відомо, що в процесі покращення екологічних і економічних показників двигуна важливе місце приділяють наддуву. Призначення наддуву полягає в підвищенні потужності двигуна при незмінних його розмірах і частоті обертання.

У дизелів з турбонаддувом виникають проблеми, коли необхідно швидко збільшити потужність двигуна. При різкому збільшенні частоти обертання ріст подачі повітря, внаслідок інерції турбокомпресора, відстає від збільшення подачі палива, тому спочатку двигун працює на збагаченій суміші при підвищеній димності і лише через деякий проміжок часу склад суміші досягає необхідного значення. Тривалість цього періоду залежить від моменту інерції ротора турбокомпресора. Зменшення інерції ротора шляхом зменшення діаметра робочих коліс турбіни і компресора призводить до збільшення частоти обертання турбокомпресора до 100000 хв^{-1} і більше. Такі турбокомпресори мають невеликі розміри і масу. Щоб одержати високі оберти ротора турбокомпресора, застосовують турбіни відцентрового типу. Теплопередача від корпусу турбіни до корпусу компресора повинна бути мінімальна, тому обидва корпуси добре ізолюють один від одного. Дизель з наддувом завдяки утилізації енергії відпрацьованих газів, дає можливість знизити питому витрату палива, тобто покращити паливну економічність.

Крива ефективного крутного моменту дизеля з турбонаддувом може бути краще адаптована до певних умов експлуатації.

В дизелі з турбонаддувом забезпечується більш ефективне використання палива, яке згоряє в циліндрі. Підтвердженням цьому є зменшення витрати палива транспортними засобами на яких встановлено дизелі з турбонаддувом.

Дизель, оснащений турбонаддувом, працює більш стабільно, ніж його аналог без турбонаддуву тієї ж потужності, а будучи меншим за розміром, він створює менший шум. Крім того, турбокомпресор грає також роль своєрідного глушника в системі випуску [24].

В цілому ж, варто визнати, що турбонаддув, збільшуючи теплові і механічні навантаження, змушує вводити в конструкцію ряд зміцнених вузлів, що ускладнюють двигун як у виробництві, так і при технічному обслуговуванні.

Застосування газотурбінного наддуву на дизелі дає можливість на номінальному режимі та за режиму максимального крутного моменту значно підвищити потужність двигуна без збільшення робочих об'ємів і числа циліндрів. Але при роботі на не розрахункових режимах ефективність застосування турбонаддуву помітно знижується. Неузгодженість гідравлічної характеристики двигуна з витратними характеристиками турбіни і компресора, а також зниження ККД останніх при не розрахункових умовах веде до того, що робота двигуна з турбонаддувом за низьких частот обертання колінчастого вала супроводжується підвищенням питомої витрати палива і неможливістю отримання бажаних значень крутного моменту. Один з засобів покращення узгодженості характеристик окремих елементів комбінованих двигунів в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів - застосування регульованого наддуву [1].

Аналіз літературних джерел показав напрямки та способи покращення енергетичних та паливно-економічних показників дизеля з газотурбінним наддувом за зовнішньою швидкісною характеристикою, які класифіковано. Класифікація наведена на рис. 1.1.

Закордонні фірми вкладають у конструкторські розробки по наддуву і турбокомпресорам значні кошти, вважаючи цю галузь пріоритетною для реалізації високих технологій і одну із самих наукомістких в автотракторобудуванні. Так, наприклад, фірма Garrett (США), оцінює свої



Рис. 1.1. Класифікація способів покращення енергетичних та паливо-економічних показників дизеля з газотурбінним наддувом

витрати на НДР до \$50 млн. у рік, а можливість використання розробок авіаційно-космічного й енергетичного комплексів, побічно збільшує цю суму на \$100 млн. По шляху використання в даній сфері виробництва наукомістких технологій власних підприємств енергетичного комплексу йдуть і найбільші японські корпорації ІНІ і Mitsubishi.

Необхідність істотного поліпшення екологічних характеристик двигунів є однією з найбільш актуальних проблем розробки систем регулювання тиску наддуву, що забезпечували б оптимальні параметри по повітропостачанню в усьому діапазоні швидкісного режиму.

За класифікацією професора Шеховцова А.Ф. способи регулювання наддуву можна розбити на дві групи.

Зовнішнє регулювання - характеризується таким зовнішнім впливом на режими роботи лопатевих машин, в результаті якого змінюється положення робочих точок на характеристиках їх роботи при незмінності самих характеристик.

Внутрішнє регулювання - характеризується таким внутрішнім впливом на режими роботи лопатевих машин, в результаті якого отримують нові характеристики роботи лопатевих машин.

До зовнішнього регулювання відносять:

- а) дроселювання повітря на вході в компресор чи на виході з нього;
- б) перепуск повітря з нагнітального патрубку компресора в всмоктувальний: випускання його в атмосферу чи на вхід до турбіни;
- в) дроселювання газу при вході в турбіну чи на виході з неї;
- г) перепуск частини випускних газів в атмосферу за турбіною.

Також отримали широке застосування наступні способи внутрішнього регулювання:

- а) зміна кута входу повітряного потоку на лопаті компресора вхідним направляючим апаратом;
- б) поворот лопатів дифузора компресора;
- в) поворот лопатів вхідного направляючого апарата та лопатевого дифузора компресора;
- г) зміна висоти каналу дифузора;
- д) зміна ступеня парціальності чи імпульсності турбіни;
- е) зміна висоти соплового апарату турбіни;
- ж) зміна кута, в турбінах з регульованим сопловим апаратом;
- з) одночасне регулювання турбіни та компресора.

Велика кількість способів регульованого наддуву свідчить, про велику увагу до вибору того чи іншого способу регулювання.

Залежність тиску наддуву p_K нерегульованого турбокомпресора (рис.1.2) від обертів двигуна n_D має вигляд, близький до лінійного, причому, чим ширше діапазон роботи ТКР, тим меншу кривизну має дана характеристика (лінія 1 на рис.1.2). Таким чином, підвищення тиску наддуву в діапазоні малих і середніх частот обертання колінчастого вала (в “лівій зоні”) для поліпшення динаміки

розгону і приємності автомобіля веде до надмірного росту p_k (і, як наслідок, потужності двигуна) на номінальному режимі. Це вплине на надійність дизеля

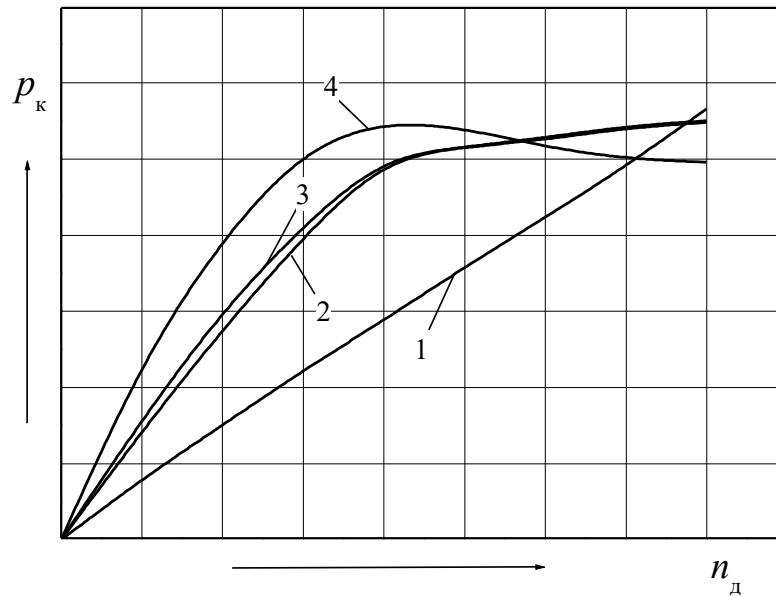


Рис. 1.2. Характеристики тиску наддуву при різних способах регулювання:

- 1 - без регулювання; 2 - регулювання перепуском відпрацьованих газів повз турбіну; 3- внутрішнє регулювання в сопловому апараті турбіни;
4 - оптимальний вигляд характеристики тиску наддуву

та гарантії його працездатність по всьому діапазоні зовнішньої швидкісної характеристики протягом тривалого часу.

Отже в будь-якому випадку, з енергетичної точки зору, найдоцільніші способи це способи внутрішнього регулювання (крива 3 рис. 1.2), що забезпечують раціональну спільну настройку дизеля та турбокомпресора за різноманітних умов експлуатації. Під раціональною розуміють таке регулювання, при якому забезпечують максимальне значення ККД комбінованого двигуна на кожному експлуатаційному режимі [6, 48].

Слід відмітити, що для сучасних найбільш поширених автотранспортних турбокомпресорів, з урахуванням тенденції зменшення їх габаритів з одночасним підвищенням тиску наддуву, застосування внутрішніх способів регулювання супроводжується значними труднощами через технологічні

складнощі та великі витрати на забезпечення надійної роботи пристроїв керування за малих розмірів їх елементів. З точки зору простоти та вартості зовнішніх способів керування системою наддуву більш сприятливі, але з міркувань використання енергії ВГ вони програють, так як, основані на неповному використанні ступеня зниження тиску відпрацьованих газів в турбіні чи ступеня підвищення тиску повітря в компресорі [8].

Для отримання необхідної характеристики турбокомпресора та дизеля за рахунок настройки ТКР на режим максимального крутного моменту застосовують частково керований перепуск відпрацьованих газів перед турбіною на режимах, близьких до номінальних (крива 2 на рис.1.2). Перепуск ВГ повз турбіну це один з простих способів регулювання наддуву і найбільш поширеніший, хоча і втрачається частина енергії ВГ. Завдяки простоті конструкції даний спосіб може розглядатися, як можливий спосіб регулювання тиску наддуву дизеля СМД-23.07.

Соплове регулювання турбіни (рис. 1.3) застосовується з метою прискорення розгону ТКР на низьких і середніх обертах дизеля. Зменшенням площі прохідного перерізу соплового апарату турбіни, що приводить до підвищення тиску газів перед нею і значить сприяє підвищенню потужності на валу ТКР і більш інтенсивному розганянню агрегату наддуву [4]. Характеристика тиску наддуву за такого регулювання показана на рис. 1.2 крива 3. Внаслідок соплового регулювання є більш повне забезпечення двигуна необхідною при новому режимі кількістю повітря. По мірі завершення перехідного процесу площа прохідного перерізу соплового апарату збільшується до потрібної на кінцевому режимі цього процесу. Наприклад, зменшенням на короткий час площі прохідного перерізу вдвічі при розганянні дизеля забезпечується скорочення тривалості розгону ТКР на 25-30% [13]. Представлена на рис. 1.3 конструкція досить проста і може теж розглядатись, як один із способів здійснення внутрішнього регулювання безлопатевого соплового апарату турбіни турбокомпресора дизеля СМД-23.07.

Інші способи регулювання тиску наддуву, мають свої переваги і недоліки.

Дроселювання (за рахунок спеціальних заслінок) повітря на вході в компресор чи виході з нього, як і інші способи зовнішнього керування наддувом дозволяють змінювати тиск наддуву, а звідси, масову витрату повітря. Ця зміна тиску здійснюється на всіх режимах роботи дизеля у відповідності з заданою програмою регулювання чи за сигналами датчиків зворотного зв'язку на адаптацію повітропостачання до змін умов експлуатації дизеля.

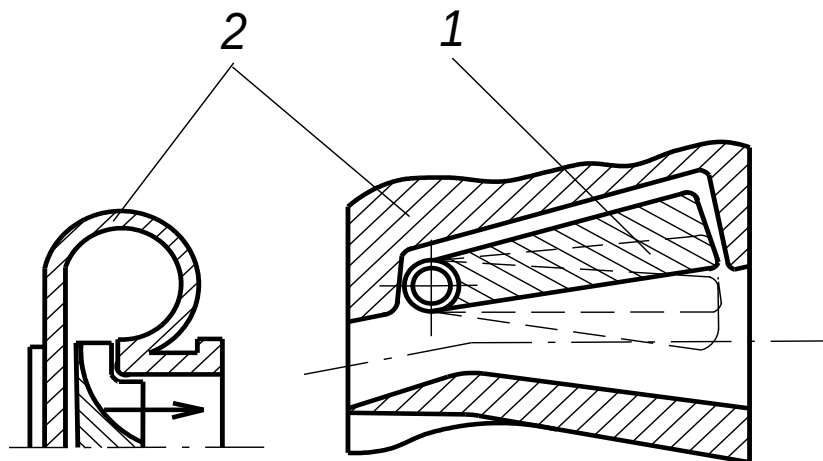


Рис. 1.3. Схема соплового регулювання турбіни:

- 1- рухома заслінка;
- 2- корпус турбіни

Переваги дроселювання становлять пристрої для управління наддувом через простоту їх конструкції при високій надійності, яка обумовлена їх розташуванням в зоні дуже надмірних температур газоповітряного тракту дизеля. Наприклад, заслінка може повертатись в залежності від параметрів повітря, що наддувається (температури, тиску) при допомозі гідравлічного, пневматичного чи іншого приводу.

Способи регулювання перепуском потребують застосування турбін із зменшеними витратними параметрами, оскільки кількість повітря, що було направлено повз компресор при не розрахункових умовах експлуатації може досягати 50 % всієї витрати повітря компресора [1].

При виборі системи регулювання тиску наддуву, слід комплексно оцінити покращення паливної економічності при подібному регулюванні наддуву, враховуючи можливе погіршення показників роботи дизеля за рахунок насосних втратах та втрат енергії ВГ на турбіні.

За зовнішнього регулювання наддуву деяке зниження паливної економічності, на режимах, близьких до номінального, повністю компенсується зменшенням витрат палива на часткових режимах та покращанням роботи двигуна на режимах розгону [22].

На швидкохідних дизелях (легкових автомобілів, тракторів) застосовують турбіни турбокомпресорів з безлопатевими сопловими апаратами.

Для таких турбін можливе внутрішнє регулювання, наприклад переміщення профільованої перегородки в порожнині газового патрубку турбіни. При цьому змінюється переріз проточної частини турбіни. Таке регулювання тиску наддуву з рухомою стінкою може бути реалізоване для турбокомпресора дизеля СМД-23.07, у якого теж безлопатєва проточна частина турбіни.

Турбокомпресорам швидкісних автотракторних дизелів з внутрішнім регулюванням важко забезпечити надійну роботу виконавчих пристроїв при малих розмірах ТКР та елементів регулювання.

Отже, для необхідного погодження режимів роботи турбокомпресора та двигуна при високому форсуванні останнього за середнім ефективним тиском з метою забезпечення більшого коефіцієнта пристосованості та покращання середньо-експлуатаційної паливної економічності одночасно використовують регулювання компресора та турбіни. В цьому випадку, при зміні режимів роботи, ТКР працює з найбільш високим ККД. Але при цьому вартість конструкції ТКР і системи регулювання значно зростають.

1.2. Подача додаткового повітря під час перехідних процесів в дизелі з газотурбінним наддувом

Одним з головних факторів, що обумовлюють порушення нормальної організації робочого процесу (наповнення, сумішоутворення, згоряння) дизеля з газотурбінним наддувом (ГТН) на неусталених режимах (розгін, підвищення навантаження) є неузгодженість характеристик паливо і повітроподачі внаслідок запізнення подачі повітря через інерційність ТКР при практично миттєвому збільшенні палива. Внаслідок збагачення суміші на перехідних режимах різко зменшується коефіцієнт надміру повітря α . У зв'язку з цим основною метою покращення робочого процесу дизеля з ГТН на перехідних режимах є підвищення і стабілізація α .

Підвищення α на перехідних режимах можливо досягнути шляхом короткочасного дефорсування двигуна шляхом зменшення циклової подачі палива застосовуючи різні коректори паливоподачі по наддуву (пневматичних коректорів), або короткочасної подачі повітря.

В роботі [38] авторами виконано аналіз різноманітних способів регулювання повітропостачання і робиться висновок, що найбільш придатним способом підвищення і стабілізації коефіцієнту надміру повітря α на перехідних режимах автомобільного дизеля є підвід додаткового повітря від повітряного акумулятора. Подавати додаткове повітря безпосередньо в циліндри, як зазначають автори, дуже важко внаслідок складності системи регулювання, вмикання і вимикання подачі повітря.

Ефективність подачі додаткового повітря на лопатки робочого колеса компресора визначається швидкістю витікання стисненого повітря із сопла, яка повинна бути набагато вище колової швидкості колеса компресора. Порушення цієї нерівності веде до зниження ефективності даного способу через гальмівну дію потоку стисненого повітря на колесо компресора.

Таким чином, спосіб подачі додаткового повітря в впускний трубопровід перед компресором ТКР є найбільш простим і достатньо ефективним.

Так найбільш простим варіантом системи автоматичної подачі додаткового повітря на перехідних режимах, як стверджують автори роботи [38] є система з використанням газоповітряного зв'язку між виконавчим механізмом та ТКР (рис. 1.3).

При випробовуванні даної системи було встановлено, що вона має значну інерційність. При подальших дослідженнях було вдосконалено систему регулювання заміною у виконавчому механізмі поршнів 5 та 7 і золотника 6 конструкцією з пружною мембраною (що поділяє порожнини А і Б), контактним мікроперемикачем і електромагнітним клапаном – золотником, що живиться від акумуляторної батареї.

Також, для подачі додаткового повітря на режимах розгону авторами роботи [38] була розроблена система (рис.1.4) в основу якої закладено принцип подачі додаткового повітря в залежності від швидкості переміщення органу керування подачі палива.

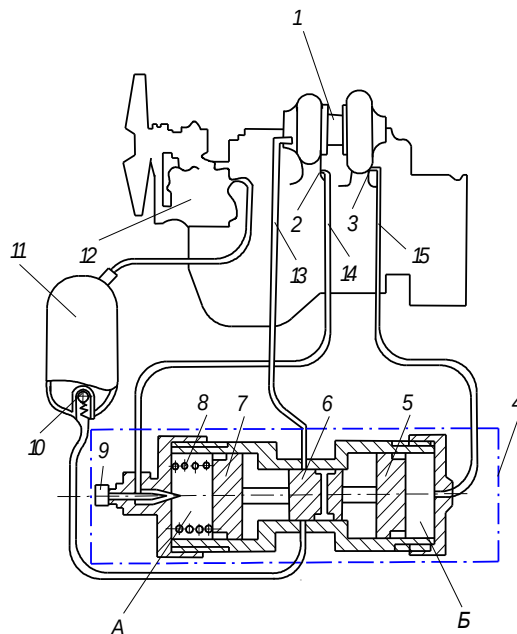


Рис.1.4. Система подачі додаткового повітря на перехідних режимах дизеля з газотурбінним наддувом

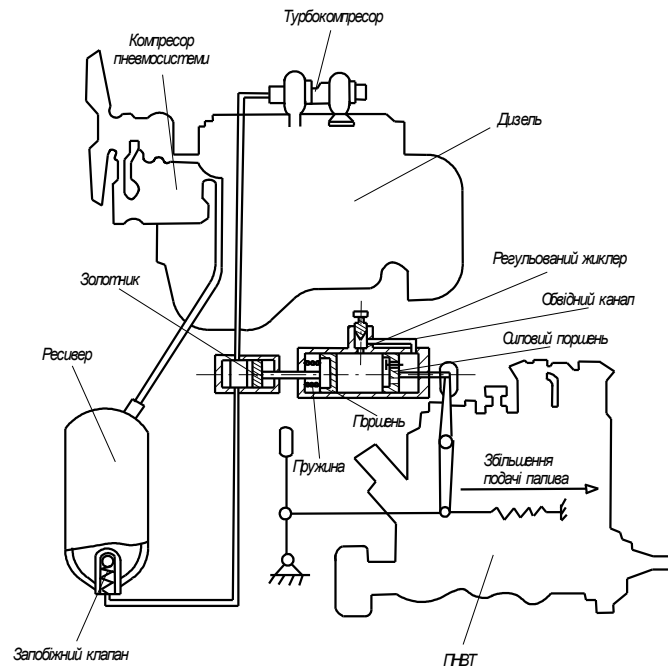


Рис.1.5. Система подачі додаткового повітря на перехідних режимах дизеля з газотурбінним наддувом

Розробка системи автоматичної подачі додаткового повітря на перехідних режимах дизеля з газотурбінним наддувом потребує визначення оптимальної кількості повітря, яка подається в циліндри. Розрахунок основних параметрів турбокомпресора за такого способу подачі повітря має ряд особливостей, які описані в роботі [54].

Отже, створення систем автоматичного регулювання подачі додаткового повітря на перехідних режимах потребують окремих досліджень.

1.3. Зменшення димності дизеля введенням негативного корегування паливоподачі в дизелі з ГТН

Автотракторні дизелі майже весь свій час експлуатації працюють на неусталених і часткових режимах.

Дослідження В.І. Крутова, Ю.Ф. Гутаревича та А.Г. Говоруна, які виконувались на безнаддувному дизелі; А.Ф. Головчука - на дизелі СМД-62 без охолоджувача повітря після компресора; Є.І. Блаженова, який проводив

дослідження на дизелі ЯМЗ-236 - встановили, що на цих режимах питома витрата палива дизелями збільшується, підвищується димність ВГ. Це пояснюється порушенням робочого процесу дизеля і особливостями роботи системи автоматичного регулювання частоти обертання дизеля [42].

Як зазначають ряд дослідників [15, 32], одним із шляхів покращення експлуатаційної паливної економічності і зменшення димності ВГ транспортних дизелів особливо дизелів з турбонаддувом є більш точніше корегування паливоподачі на межі димлення всього швидкісного діапазону роботи дизеля. В більшості випадків корегування паливоподачі здійснюється тільки на ділянці від номінального швидкісного режиму до режиму максимального крутного моменту, але в експлуатаційних умовах, особливо на перехідних режимах дизель часто працює в діапазоні режиму від максимального крутного моменту до мінімально стійкої частоти обертання колінчастого валу дизеля.

Дослідження, виконані в роботі [22] показали, що відсутність корегування паливоподачі в даному діапазоні є однією з причин підвищеної витрати палива і димності відпрацьованих газів.

Робота дизеля в зоні димності не допустима, так як призводить до перевитрати палива, забруднення навколишнього середовища та підвищення термічних напружень деталей циліндро–поршневої групи і клапанів та до закоксування розпилювачів форсунок і поршневих кілець. Крім того, підвищується максимальний тиск згоряння, що прискорює спрацювання кривошипно–шатунного механізму і прориву ВГ в соплові отвори розпилювачів форсунок, що прискорює закоксування цих отворів.

Для зменшення димності дизеля в зоні низьких і середніх частот в роботі [32] здійснюють зменшення циклової подачі палива при зниженні частоти обертання, тобто забезпечується негативне корегування паливоподачі. В роботі [45] зменшення димності дизеля в зоні низьких і середніх частот досягається шляхом зменшення циклової подачі палива в даному діапазоні, що в ряді випадків, особливо на дизелях з турбонаддувом необхідно при низьких

частотах обертання колінчастого вала подача палива зменшувалася. В іншому випадку спостерігається сильна димність дизеля при роботі на низьких і середніх частотах обертання колінчастого вала дизеля.

Дослідження, по впливу негативного корегування паливоподачі на витрату палива, максимальну температуру ВГ перед турбіною та димність ВГ в діапазоні від режиму максимального крутного моменту до мінімально стійкої частоти обертання дизеля під навантаженням описані в роботах [16, 34].

Більш детальний аналіз схем і конструкцій існуючих коректорів автомобільних дизелів виконав А.Ф. Долгов. У своїй роботі [44] він класифікував корегуючі пристрої за принципом дії, діапазоном роботи, місцем розташування і способом дії на корегуючий елемент.

Одна з причин димлення дизелів, особливо дизелів з турбонаддувом, є порушення співвідношення між кількістю палива, що впорскується в циліндри і кількістю повітря, що поступило в них за раптових змін режимів роботи дизелів [15, 33].

Автоматичне обмеження димності ВГ дизелів з газотурбінним наддувом можна здійснити трьома методами:

- а) шляхом регулювання подачі палива в залежності від зміни подачі повітря;
- б) шляхом регулювання подачі повітря;
- в) одночасне регулювання подачі палива і подачі повітря.

Ці три методи регулювання можуть реалізовуватися різноманітними способами, при допомозі різних пристроїв, які називають обмежувачі димності.

Також слід відзначити, що ці пристрої, крім основної функції обмеження димності дизеля, є проти аварійними пристроями дизеля від механічних і термічних перевантажень при порушенні задовільної подачі повітря в дизель з турбокомпресора [53].

На думку автора роботи [15] для автомобільних дизелів з газотурбінним наддувом найбільшого застосування будуть мати пневматичні обмежувачі

димності завдяки простоті конструкції і наявності зручного для використання регулюючого сигналу у вигляді тиску повітря, що наддувається.

Питання розрахунку і дослідження обмеження димності описуються в роботах Ю.Ф. Хаймина. В цих дослідженнях обмежувач димності розглядається як коректор паливоподачі в залежності від тиску наддуву. В них відзначається, що крім зменшення димності дизеля, коректори за наддувом забезпечують підвищення паливної економічності, зниження теплової напруженості циліндро-поршневої групи та клапанів, виключають аварійні ситуації у випадку зменшення або відсутності тиску наддуву. В роботі [11] розглядається методика розрахунку пневматичного обмежувача димності з урахуванням залежності ефективної площі діафрагми від тиску повітря і її положення.

Різноманітні варіанти пневматичних пристроїв для обмеження димлення автомобільних дизелів з газотурбінним наддувом і для захисту від перевантажень розроблені та досліджені Крепсом Л.І. та Карташевичем А.М. [55, 56]. Ці пристрої є основним елементом системи автоматичного захисту (САЗ) дизеля, яка забезпечує зменшення подачі палива при зниженні тиску наддуву, теплових перевантаженнях, на перехідних режимах, а також забезпечення повного вимкнення подачі палива при аварійних випадках.

Корегування циклової подачі повинно здійснюватися в залежності від атмосферних умов і параметрів повітря, що наддувається, а також може здійснюватися за граничним значенням коефіцієнту надміру повітря. В роботі [46] розглядаються об'єднанні регулятори тепловозних дизелів з коректорами циклової подачі палива за тиском повітря, що наддувається типу “Кастрел” (Англія) та PGA фірми “Вудворд” (США). Регулятори забезпечують роботу дизеля з турбонаддувом, як на усталених так і на перехідних режимах з коефіцієнтом надміру повітря не нижче допустимого значення.

З виконаного аналізу видно, що застосування обмежувачів димності, або коректорів подачі палива дозволяє суттєво знизити димність відпрацьованих

газів дизелів з газотурбінним наддувом на перехідних процесах, але при цьому погіршується приємність дизеля при розгоні.

Можна зробити припущення, що за одночасного застосування негативного корегування паливоподачі та підбору площі прохідного перерізу турбіни турбокомпресора може бути отриманий кращий результат, ніж використання цих пристроїв по одинці.

1.4. Висновки до першого розділу

1. Виконано аналіз сучасних систем повітропостачання дизеля з газотурбінним наддувом для визначення ефективних способів покращення енергетичних і техніко–економічних та екологічних показників дизеля.

2. Аналіз способів регулювання газотурбінного наддуву показав, що найбільш доцільно використовувати регулювання шляхом перепуску частини відпрацьованих газів повз турбіну або зменшенням прохідного перерізу безлопатевого соплового апарату турбіни.

3. Вимагають покращення показники газотурбінного наддуву і дизеля в цілому в діапазоні від мінімально стійких обертів колінчастого вала до частоти обертання максимального крутного моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою.

4. Для покращення енергетичних, економічних показників дизеля і зменшення димності ВГ за зовнішньою швидкісною характеристикою необхідно виконати комплекс наукових досліджень:

- визначити особливості зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного дизеля СМД-23.07;
- уточнити математичну модель САРЧ дизеля з газотурбінним наддувом;
- провести розрахункові дослідження на уточненій математичній моделі для визначення впливових параметрів системи подачі повітря;

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ПЛОЩІ ПРОХІДНОГО ПЕРЕРІЗУ ТУРБІНИ. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЯ З ГАЗОТУРБІННИМ НАДУВОМ

2.1. Об'єкт експериментального дослідження

Об'єктом експериментальних досліджень є дизель СМД-23.07 виготовлений на ВАТ ХМЗ (м. Харків). Дизель СМД-23.07 це – чотиритактний, чотирициліндровий, з рядним розташуванням циліндрів, рідинним охолодженням, з безпосереднім впорскуванням палива в напіврозділену камеру згоряння, що розміщена в поршні, з газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням повітря, що наддувається.

До паливної системи входить: фільтр грубої очистки палива, фільтр тонкої очистки, паливний насос високого тиску (ПНВТ) типу ЛСТНФ 410012 В22Ф з всережимним регулятором, паливопідкачуючим насосом, форсунки, паливопроводи низького і високого тиску.

До системи подачі повітря входять: повітряний фільтр власної конструкції, який встановлюється перед входом в турбокомпресор, турбокомпресор, технологічний охолоджувач повітря, що наддувається типу повітря – вода, впускний колектор, з'єднувальні трубопроводи.

Змащувальна система дизеля комбінована при знаходженні оливи в нижній кришці картера. Змащувальна система включає: масляний насос, повнопотокову центрифугу, масляний фільтр для додаткової очистки оливи, що надходить до турбокомпресора [57].

Основні технічні дані дизеля СМД-23.07 наведені в табл.2.1.

Дизель призначений для використання в складі силового агрегату міських і приміських автобусів Львівського автобусного заводу.

На рис. 2.1 показано загальний вид дизеля.

Таблиця 2.1

Основні технічні дані дизеля СМД-23.07

Показник	Значення
Потужність номінальна (брутто) за ГОСТ 14846-81, кВт	125 ⁻⁶
Номінальна частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹	2000 ⁺⁵⁰ ₋₁₀
Мінімальна частота обертання в режимі холостого ходу, хв ⁻¹	750 ⁺⁵⁰
Максимальна частота обертання в режимі холостого ходу, не більше, хв ⁻¹	2150
Частота обертання за максимального крутного моменту, хв ⁻¹	1400-1600
Число циліндрів	4
Діаметр циліндра, мм	120
Хід поршня, мм	140
Робочий об'єм циліндрів, л	6,3
Ступінь стиску	15,5
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт год): - в режимі номінальної (брутто) потужності - мінімальна за швидкісною характеристикою	224 211
Маса в комплектації, що відповідає умовам визначення номінальної потужності (брутто), без муфти зчеплення і повітряного компресора, кг	620

На рис. 2.1 позначено: 1 - стержень масловимірювача; 2 – паливний насос високого тиску; 3 - патрубок маслозаливний; 4 - насос водяний; 5 - шків водяного насоса; 6 - термостат; 7 - шків компресора; 8 - патрубок на обігрівач; 9- місце на водяній трубі під встановлення датчика аварійної температури охолоджуючої рідини; 10 - турбокомпресор; 11- фільтр тонкої очистки палива ФТ-150А; 12 - колектор впускний; 13 - труба водяна; 14 - форсунка ФД-22М ; 15 - масляна центрифуга; 16 - картер маховика; 17- блок-картер дизеля; 18 - водомасляний теплообмінник для охолодження масла; 19 - кришка нижня картера; 20- регулятор частоти обертання дизеля; 21 - важіль управління регулятором; 22- важіль включення пускової подачі.

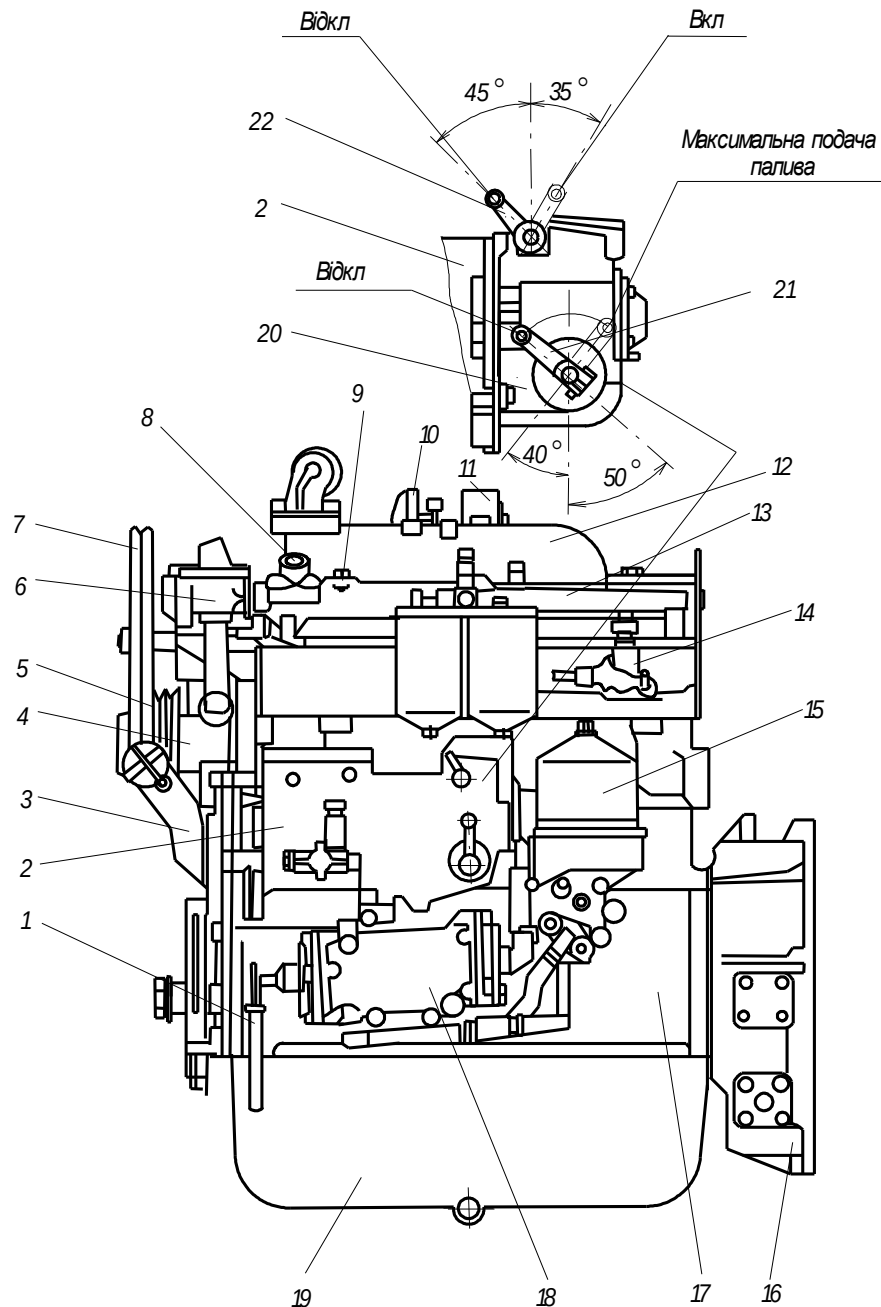


Рис.2.1. Дизель СМД-23.07 (вигляд зліва)

На дизель СМД-23.07 встановлено: паливний насос високого тиску (ПНВТ) типу ЛСТНФ 410012 з максимальним тиском впорскування 58 МПа, який обладнаний всережимним регулятором частоти обертання і позитивним та негативним механічними коректорами паливоподачі; турбокомпресор типу ТКР-7,5 ТВ02, який забезпечує імпульсний газотурбінний наддув.

2.2. Конструкційне моделювання зміни площі прохідного перерізу турбіни

Для покращення зовнішньої швидкісної характеристики для дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом особливо на низьких і середніх обертах, бажано підвищувати тиск наддуву, що в свою чергу покращить наповнення циліндрів. Підвищення наповнення циліндрів свіжим зарядом сприятиме кращому сумішоутворенню, тобто покращуватиме робочий процес дизеля з даних режимів. При збільшенні тиску підвищується масова кількість повітря, що надходить до циліндрів, більша кількість повітря можливо дозволить спалювати більше палива цим самим покращувати енергетичні показники дизеля СМД-23.07 на режимах від мінімально стійкої частоти до частоти обертання за максимального крутного моменту.

Більшість вітчизняних турбокомпресорів працюють так, щоб максимальний тиск наддуву отримувати на номінальному режимах. Дизелі які встановлено на автобусах та автомобілях експлуатуються у всьому швидкісному діапазоні зовнішньої швидкісної характеристики.

Одним з шляхів підвищення тиску наддуву є збільшення частоти обертання ротора турбокомпресора, шляхом зміни площі прохідного перерізу турбіни. Направляючий безлопатевий апарат турбіни типу ТКР-7,5ТВ02 це гвинтовий канал, який поступово зменшується в поперечному перерізі.

Зміна точніше, зменшення прохідного січення соплового апарату турбіни веде, в першу чергу, до підвищення тиску ВГ на вході в турбіні, а звідси і швидкості витікання газу, що дозволяє підняти частоту обертання ротора ТКР.

На початковій стадії розробки пристрою для зменшення площі прохідного перерізу проточної частини турбіни, необхідно визначити раціональне місце встановлення цього пристрою.

Тому перший етап розробки пристрою передбачав виготовлення зразка №1. Цей пристрій встановлено між випускним колектором і проточною частиною турбіни ТКР. Пристрій №1 (рис.2.2) мав невелику висоту зменшував

площу вхідного отвору на 23%. З пристроєм №1 було проведено випробовування, отримано зовнішню швидкісну характеристику. Аналіз отриманих результатів показав, що застосування пристрою №1 не дав бажаних результатів. Оберти ротора турбокомпресора практично не змінилися, а ось тиск і температура відпрацьованих газів на вході в турбіну різко збільшилися. Тиск відпрацьованих газів $p_{\text{ТГ}}$ перевищував 260 кПа, що є небажаним, температура становила 690°C таке підвищення температури відпрацьованих газів недопустиме.

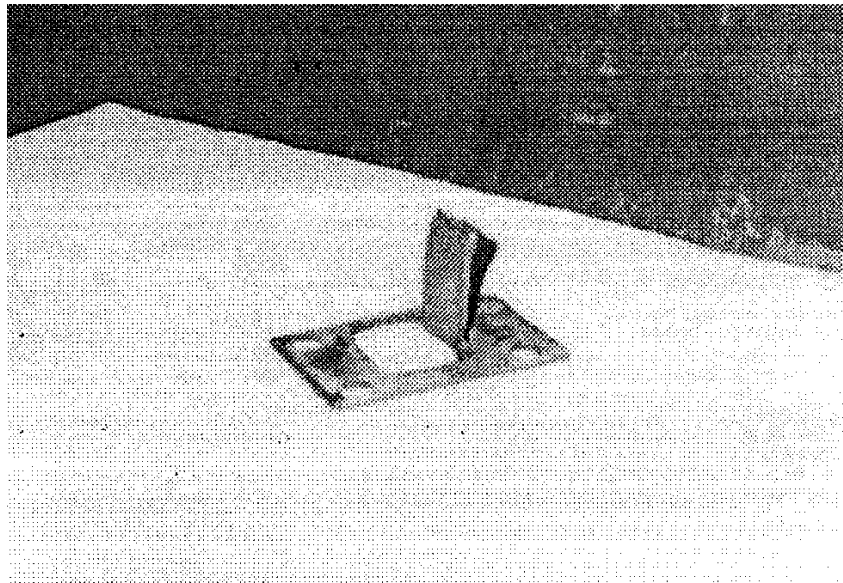


Рис. 2.2. Пристрій №1 для зменшення площі прохідного перерізу турбіни

Наступний крок це виготовлення пристрою №2 (рис. 2.3), який вже змінював площу поперечного перерізу далеко в глибині турбіни. Пристрій заходив повністю в проточну частину турбіни і огинав віддалену стінку проточної частини кінець пристрою було загнуто. Середня площа перерізу проточної частини соплового апарату зменшилася на 7 %. Виготовлення цього зразка і його застосування дало змогу визначити найбільш раціональне місце звуження в проточній частині турбіни. Застосування зразків №1 та №2 не дало позитивних результатів, щодо покращення зовнішньої швидкісної характеристики дизеля СМД-23.07, але дозволило створити найбільш вдалий зразок.

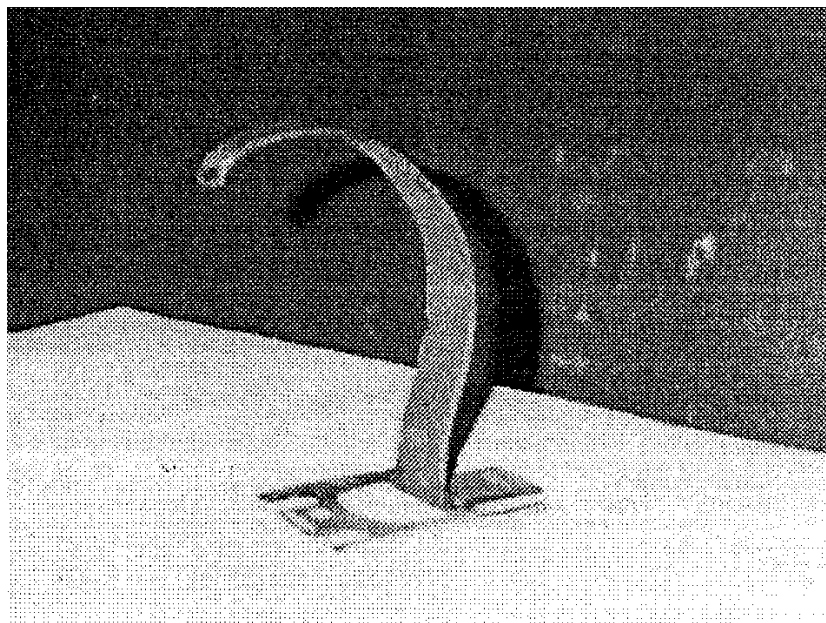


Рис. 2.3. Пристрій №2 для зменшення прохідного перерізу турбіни

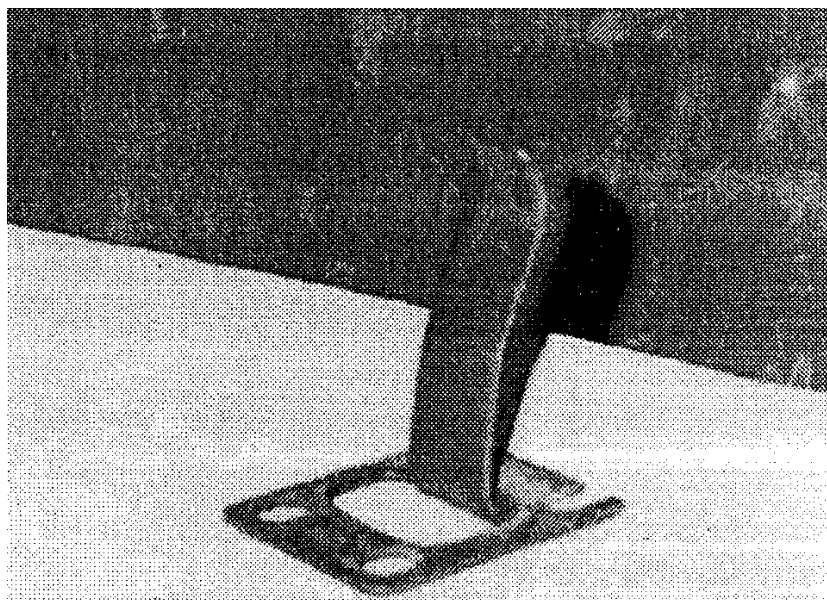


Рис. 2.4. Пристрій №3 для зменшення площі прохідного перерізу турбіни турбокомпресора

Найбільш вдалим є пристрій №3 (рис. 2.4). Він зменшував площу поперечного перерізу соплового апарату турбіни на відстані 116 мм від входу. Пристрій входив в середину турбіни огинаючи віддалену стінку і на кінці був загнутий. На вході в проточну частину турбіни перекриття отвору було мінімальне.

Тому особливу увагу експериментальним дослідженням було приділено з пристроєм №3. Пристрій для зменшення площі прохідного перерізу

ущільнюється двома з обох боків метало - азбестовими прокладками турбокомпресора. З пристроєм №3 який встановлено між колектором і турбіною, передбачається визначення зовнішньої швидкісної характеристики дизеля СМД-23.07.

2.3. Функціональна схема системи автоматичного регулювання частоти обертання дизеля з ГТН

Для розробки математичної моделі складено принципову схему системи автоматичного регулювання частоти обертання (САРЧ) дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом, яка показана на рис. 2.5. До неї входять: дизель 1 як регульований об'єкт; ПНВТ 9; регулятор частоти обертання 8; впускний 4 і випускний 5 колектори; турбокомпресор з турбіною 2 і компресором 3; водяний охолоджувач 6 повітря, що наддувається; форсунка 7 з трубопроводом високого тиску 10.

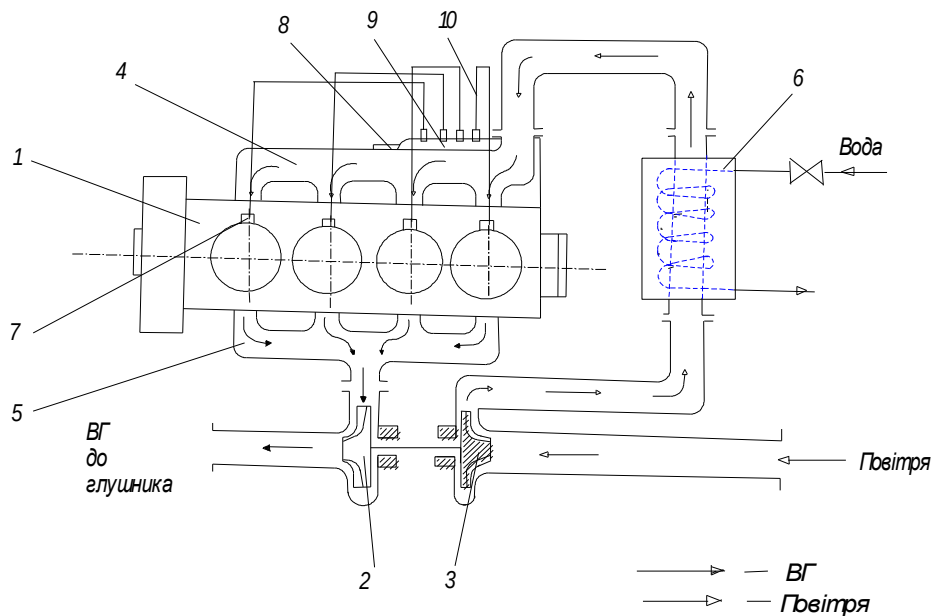


Рис. 2.5. Принципова схема САРЧ дизеля СМД-23.07

За принциповою схемою складена функціональна схема САРЧ дизеля СМД-23.07 (рис. 2.6).

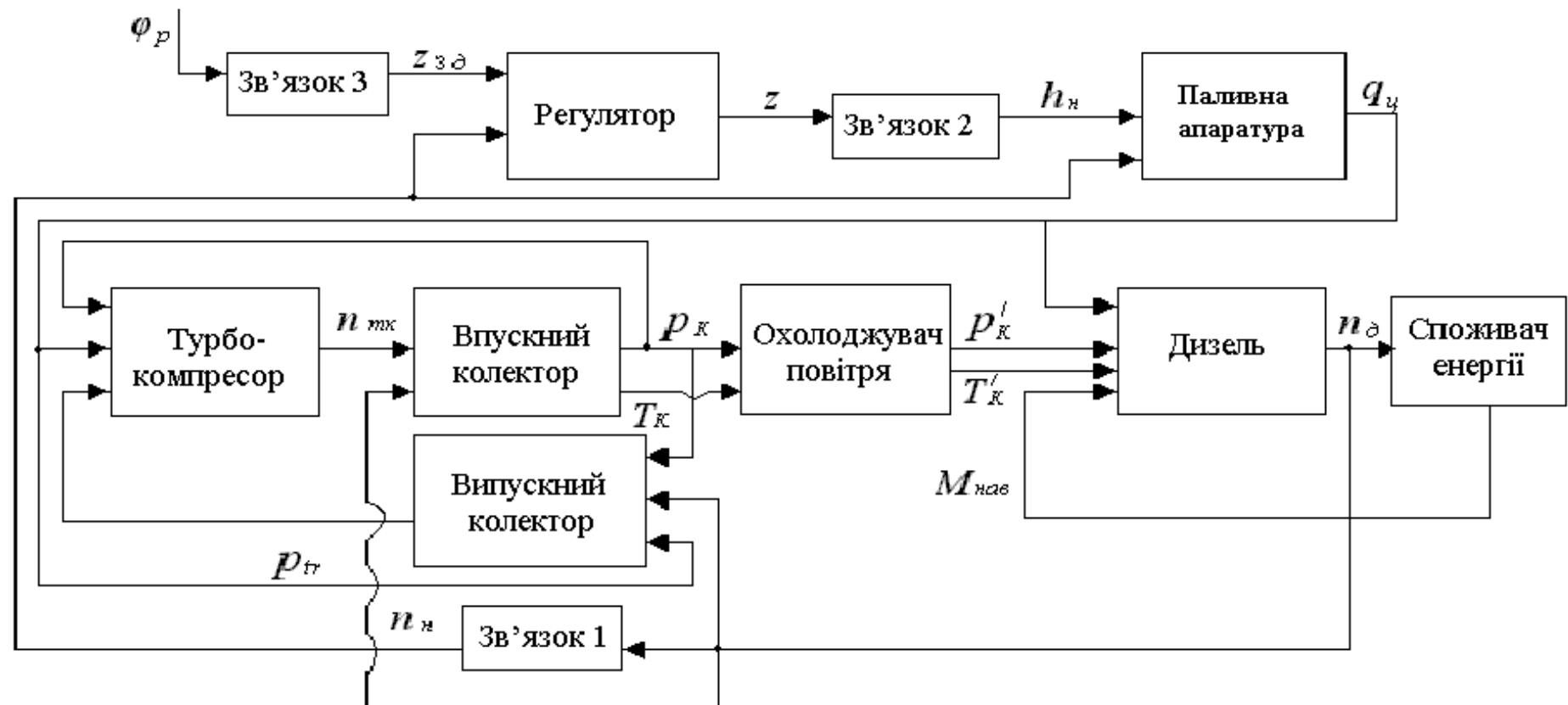


Рис 2.6. Функціональна схема САРЧ дизеля з газотурбінним наддувом і проміжним охолодженням повітря

До неї входять вісім функціональних ланок: дизель, турбокомпресор, впускний трубопровід, випускний трубопровід, охолоджувач повітря, паливна апаратура, механічний регулятор частоти обертання колінчастого валу дизеля з коректорами паливо подачі та споживач енергії. Під паливною апаратурою мають на увазі систему “ПНВТ - трубка високого тиску-форсунка” [7]. Регулятор з коректорами паливоподачі представлені як одна ланка функціональної схеми. Перелік функціональних ланок, основних зв’язків та позначення вхідних та вихідних параметрів наведено в табл. 3.1.

Таблиця 2.1

**Ланки та зв’язки функціональної схеми САРЧ дизеля
СМД-23.07 та позначення вхідних та вихідних параметрів**

Назва ланки	Параметри	
	вхідні	вихідні
1	2	3
Дизель	Циклова подача палива, $q_{\text{Ц}}$. Тиск після охолоджувача повітря, $p_{\text{К}}$. Температура після охолоджувача повітря, $T_{\text{К}}$. Момент навантаження, $M_{\text{нав}}$	Частота обертання дизеля, $n_{\text{Д}}$.
Турбокомпресор	Тиск у впускному трубопроводі (на виході з компресора), $p_{\text{К}}$. Тиск у випускному трубопроводі, $p_{\text{Тр}}$. Циклова подача палива, $q_{\text{Ц}}$	Частота обертання вала турбокомпресора, $n_{\text{ТК}}$.
Впускний трубопровід	Частота обертання дизеля, $n_{\text{Д}}$. Частота обертання вала турбокомпресора, $n_{\text{ТК}}$	Тиск у впускному трубопроводі, $p_{\text{К}}$. Температура у впускному трубопроводі, $T_{\text{К}}$
Випускний трубопровід	Частота обертання дизеля, $n_{\text{Д}}$. Циклова подача палива, $q_{\text{Ц}}$. Тиск у впускному трубопроводі, $p_{\text{К}}$.	Тиск у випускному трубопроводі, $p_{\text{Тр}}$.

Продовження табл. 2.1

1	2	3
Паливна апаратура	Частота обертання кулачкового вала ПНВТ, n_H . Переміщення рейки ПНВТ, h_H .	Циклова подача палива, $q_{Ц}$.
Регулятор з коректорами паливоподачі	Частота обертання кулачкового вала ПНВТ, n_H . Задаючий вплив (настройка регулятора), $z_{зд}(t)$.	Переміщення муфти регулятора, z .
Споживач енергії	Координата задавача, навантаження, $H(t)$. Частота обертання дизеля, n_D .	Момент навантаження, $M_{нав}$.
Зв'язок 1	Частота обертання дизеля, n_D .	Частота обертання кулачкового вала ПНВТ, n_H .
Зв'язок 2	Координата муфти регулятора, z .	Координата рейки ПНВТ, h_H .
Зв'язок 3	Координата важеля управління, φ_p	Попередня деформація пружини регулятора, $z_{зд}$.

Регульованим параметром системи є частота обертання n_D колінчастого вала дизеля.

Функціональна залежність $M_{нав}$ може складатися з декількох алгебраїчних рівнянь, якщо споживачем енергії дизеля є автомобіль. Для розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики споживач енергії, який створював зовнішнє навантаження був заданий математичною функцією $M_{нав} = M_{нав}(n_D, H(t))$, яка імітує навантаження гальмівного стенду.

Час t задавався дискретно після виходу на новий усталений режим. Змінюючи $H(t)$ від 700 до 1900 з кроком 50 або 100 одиниць за відповідної настройки регулятора отримують зовнішню швидкісну характеристику (рис. 2.7).

Зміною координати важеля управління φ_p , який знаходиться в межах від 0 до 1 при $\varphi_p=1$ отримуємо зовнішню швидкісну характеристику, а при інших значеннях будемо мати часткові характеристики.

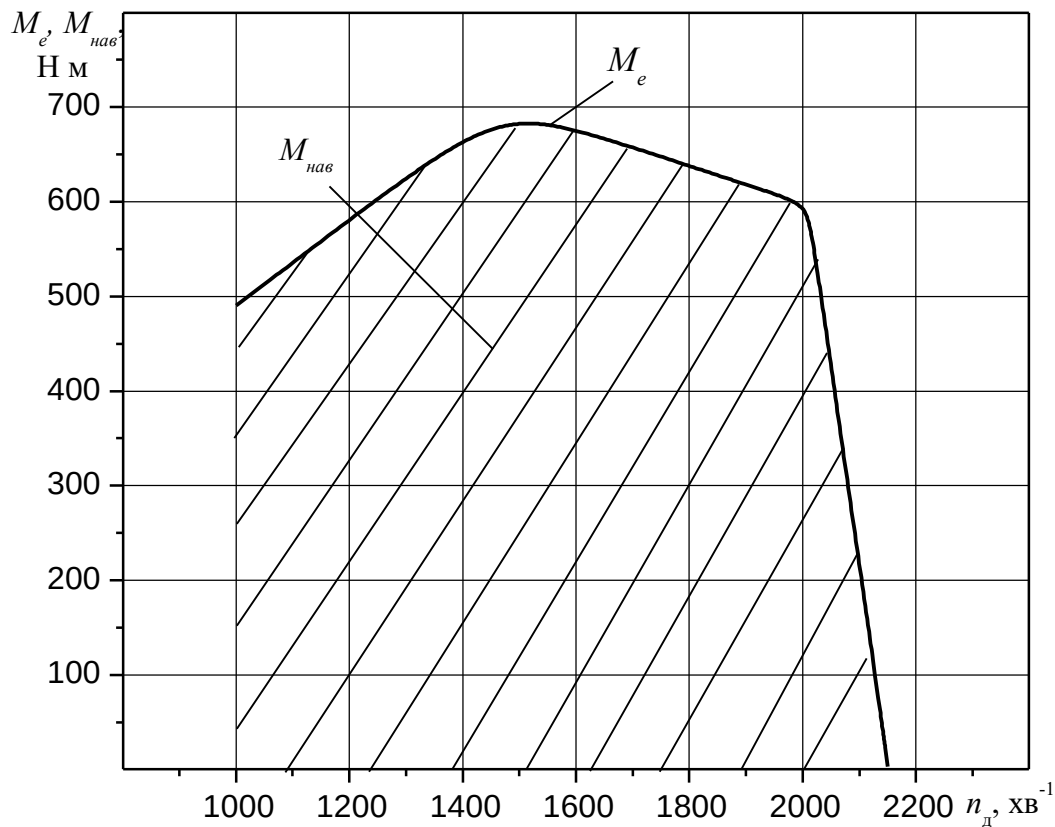


Рис.2.7. Графік моделювання отримання зовнішньої швидкісної характеристики

2.4. Диференціальні рівняння ланок САРЧ дизеля з ГТН

До математичної моделі входять диференціальні рівняння руху інерційних ланок: самого дизеля, регулятора частоти обертання, турбокомпресора, впускного та випускного колекторів. Паливний насос високого тиску (ПНВТ) разом з форсунками і трубопроводами, які їх з'єднують, розглядаються як безінерційна ланка. До правої частини диференціальних рівнянь, які записані в нормальній формі, входять алгебраїчні рівняння. Ці рівняння отримані в результаті апроксимації відомими методами

дослідних статичних характеристик відповідних ланок САРЧ за умови квазістатичної залежності між вхідними і вихідними параметрами цих ланок. Основним вихідним параметром САРЧ дизеля, який регулюється, є частота обертання колінчастого вала. За основу математичної моделі взято математичну модель, яка розроблялась науковою школою професора Долганова К.Є. на протязі багатьох років і успішно використовувалася вченими і дослідниками: Головчуком А.Ф., Лісовалом А.А., Остапенко Г.І., Голодом І.І. та іншими.

Система диференціальних рівнянь, які входять до математичної моделі, інтегрується за допомогою числового метода Рунге - Кутта на ПЕОМ.

З урахуванням допущень отримана математична модель включає такі рівняння:

Дизель

$$\frac{dn_{\partial}}{dt} = \frac{30}{\pi I_{\Pi}} (M_i - M_M - M_{\text{нав}}), \quad (2.1)$$

Впускний трубопровід перед охолоджувачем повітря

$$\frac{dp_K}{dt} = (G_K - G_{\text{пов}}) \frac{n_{\text{ВП}} p_K}{V_{\text{ВП}} \rho_K}. \quad (2.2)$$

Охолоджувач повітря

$$p_K' = p_K - a_{\text{рК}} G_{\text{пов}}^2; \quad (2.3)$$

$$T_K' = T_K - \Delta T_K. \quad (2.4)$$

Випускний трубопровід

$$\frac{dp_{\text{тр}}}{dt} = (G_{\text{т}} - G_{\text{тт}}) \frac{n_{\text{ВИП}} p_{\text{тр}}}{V_{\text{ВИП}} \rho_{\text{тр}}}. \quad (2.5)$$

Турбокомпресор

$$\frac{dn_{\text{ТК}}}{dt} = M_{\text{Т}} - M_{\text{К}} - M_{\text{М.ТК}} \quad (2.6)$$

Паливна апаратура, кг/цикл

$$q_{\text{ц}} = K_{\text{п}} \rho_{\text{т}} \times \left(\epsilon_{\text{Н1}} + \epsilon_{\text{Н2}} \cdot n_{\text{Н}} + \epsilon_{\text{Н3}} \cdot h_{\text{Н}} + \epsilon_{\text{Н4}} \cdot n_{\text{Н}}^2 + \epsilon_{\text{Н5}} \cdot h_{\text{Н}}^2 + \epsilon_{\text{Н6}} \cdot n_{\text{Н}} \cdot h_{\text{Н}} \right), \quad (2.7)$$

Регулятор частоти обертання

$$dz/dt = A; \quad (2.8)$$

$$dA/dt = (P_{\text{ц}} - E - \nu_{\text{р}} A \pm T) / m_{\text{р}}; \quad (2.9)$$

При розрахунках швидкісних характеристик, приймаємо, що сила сухого тертя $T=0$, що взагалі допускається при розрахунках характеристик автомобільного дизеля, так як його вплив мізерний через вібрації рухомих деталей регулятора.

Рівняння зв'язків:

Зв'язок 1. Між колінчастим валом дизеля і кулачковим валом ПНВТ, з яким безпосередньо зв'язаний вал регулятора

$$n_{\text{Н}} = U_{\text{Н}} \cdot n_{\text{Д}}. \quad (2.10)$$

Зв'язок 2. Між муфтою регулятора і органом дозування ПНВТ. Цей зв'язок негативний, тобто із зростанням z величина $h_{\text{Н}}$ зменшується, на усіх ділянках швидкісної характеристики ПНВТ, крім ділянки, на якій здійснюється негативне корегування

$$h_{\text{Н}} = h_{\text{Н.почі}} - U_{\text{р}} (z - z_{\text{почі}}). \quad (2.11)$$

На ділянці негативного корегування цей зв'язок позитивний

$$h_H = h_{H.поч} + U_p (z - z_{поч}). \quad (2.12)$$

Зв'язок 3. Між органом управління регулятором і пружиною (або пружинами) регулятора

$$z_{з.д} = U_{y.p} \cdot \varphi_p. \quad (2.13)$$

2.5. Системи рівнянь, які описують математичну модель

Залежності, що входять в праві частини диференціальних рівнянь:

Індикаторний крутний момент дизеля, який входить до рівняння (2.1), описується поліномом другої степені від трьох незалежних змінних Н·м:

$$\begin{aligned} M_i = & a_{д1} + a_{д2} q_{ц} + a_{д3} p_{к} + a_{д4} n_{\partial} + a_{д5} q_{ц}^2 + a_{д6} p_{к}^2 + a_{д7} n_{\partial}^2 + \\ & + a_{д8} q_{ц} p_{к} + a_{д9} q_{ц} n_{\partial} + a_{д10} n_{\partial} p_{к}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Момент умовних механічних втрат, який входить до рівняння (2.1), залежить від частоти обертання колінчастого вала Н·м:

$$M_M = a_{M1} + a_{M2} n_{\partial} + a_{M3} n_{\partial}^2. \quad (2.15)$$

Момент зовнішнього навантаження, що передається від споживача енергії, який входить до рівняння (2.1) визначається за отриманою рядом дослідників наукової школи професора К.Є. Долганова, Н·м:

$$M_{\text{нав}} = \left(a_{\text{нав}1} + a_{\text{нав}2} n_{\partial}^2 \right) H(t), \quad (2.16)$$

де $H(t)$ - координата настройки навантаження, яка залежить від часу t .

Постачання повітря компресором, який входить до рівняння (2.2), апроксимується поліномом другого ступеня при двох незмінних величинах, кг/с

$$G_K = a_{K1} + a_{K2} n_{TK} + a_{K3} p_K + a_{K4} n_{TK}^2 + a_{K5} p_K^2 + a_{K6} n_{TK} p_K. \quad (2.17)$$

Коефіцієнт наповнення циліндрів є залежність від однієї незмінної величини частоти обертання колінчастого вала дизеля і добре описується поліномом другої ступені

$$\eta_V = a_{V1} + a_{V2} n_{\partial} + a_{V3} n_{\partial}^2. \quad (2.18)$$

Температура відпрацьованих газів на вході в турбіну добре апроксимується поліномом другої ступені при двох незмінних величинах, К

$$T_{Tr} = a_{T1} + a_{T2} q_{\Pi} + a_{T3} n_{\partial} + a_{T4} q_{\Pi}^2 + a_{T5} n_{\partial}^2 + a_{T6} q_{\Pi} n_{\partial}. \quad (2.19)$$

Тиск відпрацьованих газів на виході з турбіни, Па

$$p_r = e_{p1} + e_{p2} p_{Tr}. \quad (2.20)$$

Параметр ефективності імпульсної турбіни

$$K_E = (a_{KT1} \pi_T + a_{KT2}) / (\pi_T + a_{KT3}). \quad (2.21)$$

Температура повітря на вході в компресор, К

$$T_{\text{Вп}} = a_{\text{Вп1}} + a_{\text{Вп2}} q_{\text{Ц}} + a_{\text{Вп3}} q_{\text{Ц}}^2. \quad (2.22)$$

Температура повітря на виході з компресора, що входить до рівняння (3.4), К

$$T_{\text{К}} = a_{\text{ТК1}} + a_{\text{ТК2}} n_{\text{ТК}} + a_{\text{ТК3}} q_{\text{Ц}} + a_{\text{ТК4}} n_{\text{ТК}}^2 + a_{\text{ТК5}} q_{\text{Ц}}^2 + a_{\text{ТК6}} n_{\text{ТК}} q_{\text{Ц}}. \quad (2.23)$$

Витрата повітря дизелем визначається за формулою, яка відома з теорії ДВЗ, кг/с

$$G_{\text{пов}} = V_h i_{\text{Ц}} n_{\text{Д}} \rho_{\text{К}}' \eta_{\text{V}} / (30\tau). \quad (2.24)$$

Приведений до колінчастого валу дизеля момент інерції рухомих мас, кг·м²

$$I_{\text{П}} = I_{\text{Д}} + I_{\text{Г.с}}. \quad (2.25)$$

Густина повітря на виході з компресора визначається наступним алгебраїчним рівнянням, кг/м³

$$\rho_{\text{К}} = p_{\text{К}} / (RT_{\text{К}}). \quad (2.26)$$

Густина повітря після охолоджувача, кг/м³

$$\rho_{\text{К}}' = p_{\text{К}}' / (RT_{\text{К}}'). \quad (2.27)$$

Витрата відпрацьованих газів з циліндрів дизеля у випускний колектор розраховується за формулою, яка відома з теорії ДВЗ, кг/с

$$G_{\Gamma} = G_{\text{пов}} + n_{\partial} i_{\text{ц}} q_{\text{ц}} / (30\tau). \quad (2.28)$$

Витрата відпрацьованих газів через турбіну обчислюється формулою, яка відома з газової динаміки, кг/с

$$G_{\Gamma T} = \mu_T F_T \sqrt{\frac{2k_T p_{\text{Tr}}^2}{(k_T - 1)R_T T_{\text{Tr}}} \left[\left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{2}{k_T}} - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_T + 1}{k_T}} \right]}. \quad (2.29)$$

Пропускна здатність турбіни обчислюється за алгебраїчним виразом, м²

$$\mu_T F_T = K_E (a_{\text{MT1}} + a_{\text{MT2}} p_{\text{Tr}}). \quad (2.30)$$

Ступінь зниження тиску відпрацьованих газів в турбіні

$$\pi_T = p_{\text{Tr}} / p_{\Gamma}. \quad (2.31)$$

Густина відпрацьованих газів, кг/м³

$$\rho_{\text{Tr}} = p_{\text{Tr}} / (R_T T_{\text{Tr}}). \quad (2.32)$$

Крутний момент турбіни, Н·м

$$M_T = 30 G_{\Gamma T} L_{\text{Ta}} k_T / (n_{\text{TK}} \pi). \quad (2.33)$$

Адіабатична робота розширення 1 кг газу в турбіні, Дж/кг

$$L_{\text{та}} = \frac{k_{\text{T}}}{k_{\text{T}} - 1} R_{\text{T}} T_{\text{Tr}} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{\text{T}}} \right)^{k_{\text{T}} - 1 / k_{\text{T}}} \right]. \quad (2.34)$$

Момент опору компресора, Н·м

$$M_{\text{к}} = 30 G_{\text{к}} L_{\text{ка}} / (\pi_{\text{к}} n_{\text{тк}} \eta_{\text{ка}}). \quad (2.35)$$

Адіабатична робота стискання 1 кг повітря в компресорі, Дж/кг

$$L_{\text{ка}} = \frac{k}{k - 1} R T_{\text{вп}} \left(\pi_{\text{к}}^{k - 1 / k} - 1 \right). \quad (2.36)$$

Адіабатичний ККД компресора

$$\eta_{\text{ка}} = \frac{T_{\text{вп}} \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k - 1}{k}} - 1 \right)}{T_{\text{к}} - T_{\text{вп}}}. \quad (2.37)$$

Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі

$$\pi_{\text{к}} = p_{\text{к}} / p_0. \quad (2.38)$$

Зниження температури повітря в охолоджувачі повітря

$$\Delta T_{\text{к}} = a_{\text{дк2}} (T_{\text{к}} - T_{\text{вп}}). \quad (2.39)$$

Момент механічних втрат в турбокомпресорі визначав за рівнянням, яке отримано на основі даних взятих в “ГСКБД”, Н·м

$$M_{\text{м.тк}} = a_{\text{м.тк}} n_{\text{тк}}^3. \quad (2.40)$$

Підтримуюча сила регулятора списується рівнянням (3.41), яке отримано на основі даних з лабораторії “ГСКБД”, Н

$$P_{\Pi} = (a_{\Pi 1} + a_{\Pi 2}) n_{\text{н}}^2. \quad (2.41)$$

Відновлювальна сила регулятора розраховується за формулою

$$E_i = C_i (z_{\text{з.ді}} + z - z_{\text{почі}}). \quad (2.42)$$

Окрім перелічених рівнянь до математичної моделі входять рівняння для розрахунків режимних параметрів і показників роботи САРЧ, які загальновідомі з теорії ДВЗ:

годинна витрата палива, кг/год

$$G_{\text{пал}} = n_{\partial} i_{\text{ц}} U_{\text{н}} q_{\text{ц}} / 60; \quad (2.43)$$

коефіцієнт надміру повітря

$$\alpha = G_{\text{пов}} / (l_0 \cdot G_{\text{пал}}); \quad (2.44)$$

ефективний крутний момент дизеля

$$M_e = M_i - M_{\text{м}}; \quad (2.45)$$

ефективна потужність дизеля, кВт

$$N_e = M_e \omega_\partial = M_e \frac{\pi n_\partial}{30} 10^{-3}; \quad (2.46)$$

ефективна питома витрата палива, кг/(кВт·год)

$$g_e = G_{\text{пал}} / N_e. \quad (2.47)$$

Щоб побудувати дослідні статичні характеристики САРЧ дизеля, необхідно на безмоторному стенді визначити характеристики $q_{\text{Ц}} = q_{\text{Ц}}(n_{\text{Н}}, h_{\text{Н}})$ ПНВТ та регулятора частоти обертання, і на гальмівному стенді – швидкісну характеристику умовних механічних втрат $M_{\text{м}} = M_{\text{м}}(n_\partial)$ та серію навантажувальних характеристик за різних частот обертання колінчастого вала. Дані моменту механічних втрат, підтримуючої сили регулятора, відновлювальної сили регулятора для математичної моделі були взяті з матеріалів дослідження дизеля СМД-23.07, які проводилися в лабораторії ВАТ “ГСКБД” м. Харків.

За експериментальними даними, що отримані при визначенні навантажувальних характеристик, були побудовані графіки функцій:

$$\begin{aligned} M_i &= M_i(q_{\text{Ц}}, p_{\text{К}}, n_\partial); & \mu_{\text{T}} F_{\text{T}} &= \mu_{\text{T}} F_{\text{T}}(p_{\text{ТТ}}); & T_{\text{ВП}} &= T_{\text{ВП}}(q_{\text{Ц}}); \\ G_{\text{К}} &= G_{\text{К}}(n_{\text{ТК}}, p_{\text{К}}); & G_{\text{ПОВ}} &= G_{\text{ПОВ}}(n_\partial, p_{\text{К}}^{\prime}); & T_{\text{К}} &= T_{\text{К}}(n_{\text{ТК}}, q_{\text{Ц}}); \\ P_{\text{ТТ}} &= P_{\text{ТТ}}(n_\partial, q_{\text{Ц}}); & T_{\text{ТТ}} &= T_{\text{ТТ}}(n_\partial, q_{\text{Ц}}); & P_{\text{Г}} &= P_{\text{Г}}(P_{\text{ТТ}}); \end{aligned}$$

а також графіки функцій: $q_{\text{Ц}} = q_{\text{Ц}}(n_{\text{Н}}, h_{\text{Н}})$; $M_{\text{м}} = M_{\text{м}}(n_\partial)$.

За отриманими графіками методом найменших квадратів обчислюються коефіцієнти апроксимуючих рівнянь, що входять в математичну модель.

2.6. Висновки до другого розділу

1. Створено дослідні зразки пристроїв для зменшення прохідного перерізу турбіни турбокомпресора для моделювання регульованого наддуву у статиці.

2. Уточнена динамічна математична модель, для цього в ній враховані характеристики дизеля СМД-23.07, систем повітропостачання і паливоподачі та охолоджувача повітря, що наддувається.

3. Математична модель і програма розрахунку дає змогу детально досліджувати зміну параметрів в системі повітропостачання і здійснити зміни параметрів регулятора паливоподачі.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПОВІТРЯ ДИЗЕЛЯ СМД-23.07 З ГАЗОТУРБІННИМ НАДДУВОМ

3.1. Визначення параметра ефективності імпульсної турбіни

На дизелі СМД-23.07 встановлено турбокомпресор типу ТКР-7,5ТВ02 з турбіною імпульсного типу.

Автомобільні дизелі працюють в широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів. В кожному усталеному режимі роботи турбокомпресора має місце рівність між крутним моментом M_T турбіни і моментом опору M_K компресора і виражено формулою (3.1)

$$M_T = M_K \quad (3.1)$$

Ця умова повинна виконуватися в математичній моделі для турбокомпресора. При цьому повинна враховуватись і імпульсність турбіни.

Одним з найбільш розповсюджених методів розрахунку імпульсної турбіни є метод, що розроблений в ЦНИДИ. Розрахунок ведеться так само як і при роботі турбіни за постійного тиску газів, але в якості розрахункових значень витрати відпрацьованих газів G_{BG} та напору H_T приймаються середні значення, помножені на відповідні експериментальні коефіцієнти K_G та K_H . Методика ЦНИДИ має ряд переваг. Розраховуючи турбіну як таку, що працює на постійному тиску відпрацьованих газів, можливе використання всіх експериментальних та розрахункових даних для такої турбіни. Схема розрахунку достатньо проста і розрахунок займає не багато часу [2].

Вплив імпульсності витоку газу враховується поправочним коефіцієнтом K'_E , який визначається експериментально.

З урахуванням вище сказаного, рівняння (3.2) для турбіни, що працює на імпульсному витіканні газу, прийме вигляд

$$M_T = 30 G_{\text{вг}} L_{\text{та}} \eta_T K_E' / (\pi n_{\text{тк}}). \quad (3.2)$$

В математичній моделі, що призначена для дослідження САРЧ, не потрібно визначати окремо ККД турбіни та коефіцієнт K_E' . Добуток цих коефіцієнтів характеризує загальну ефективність використання в турбіні енергії тиску відпрацьованих газів та енергії імпульсів за витікання газів.

Позначимо його як

$$K_E = \eta_T K_E', \quad (3.3)$$

де K_E - параметр ефективності імпульсної турбіни.

Тоді рівняння (3.2) з урахуванням рівняння (3.3) прийме вигляд

$$M_T = 30 G_{\text{вг}} L_{\text{та}} K_E / (\pi n_{\text{тк}}). \quad (3.4)$$

Для турбіни постійного тиску $K_E' = 1$, тому $K_E = \eta_T$.

Методика визначення параметру ефективності імпульсної турбіни K_E буде розглядатися нижче.

Дослідження проведені на математичній моделі показують, що змінюючи параметр ефективності імпульсної турбіни можна впливати на крутний момент робочого колеса турбіни M_T тим самим змінюючи частоту обертання ротора турбокомпресора $n_{\text{тк}}$ (рис.3.1).

співпадання тиску відпрацьованих газів перед турбіною $p_{\text{ТГ}}$ та тиску повітря після компресора $p_{\text{К}}$

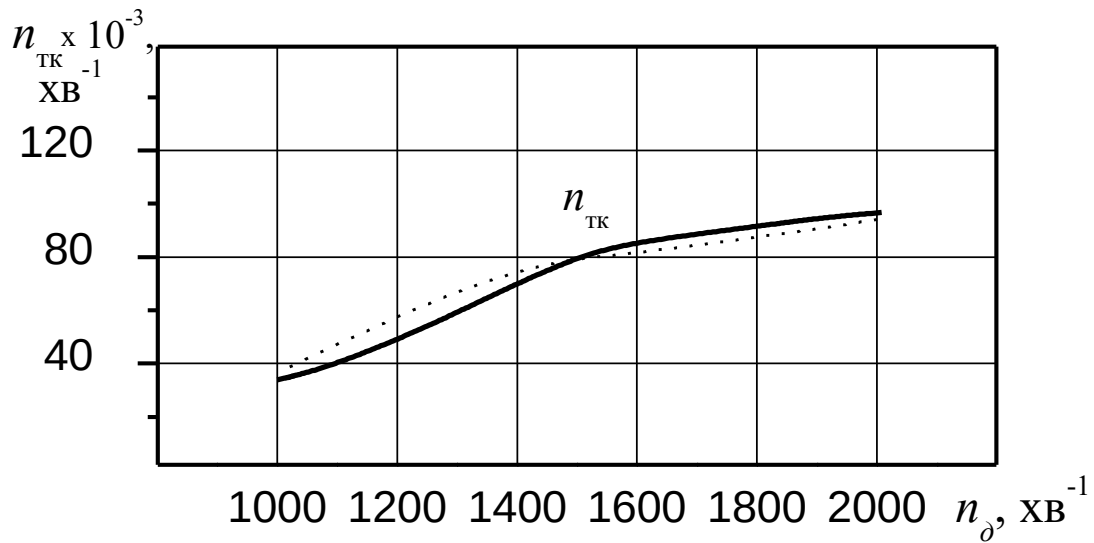


Рис.3.2. Крива частоти обертання ротора ТКР

- розрахункова крива;

.....експериментальна крива за підібраного значення

В табл.3.1 наведено результати розрахунків параметра ефективності імпульсної турбіни K_E .

Таблиця 3.1

Значення параметра ефективності імпульсної турбіни K_E для дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом

$n_0, \text{хв}^{-1}$	1000	1200	1400	1600	1800	2000
K_E	0,897	0,818	0,752	0,712	0,695	0,678

Параметр ефективності імпульсної турбіни K_E , який отримано за методикою співставлення розрахункових і дослідних характеристик, описано алгебраїчним рівнянням і показано на рис. 3.3 у вигляді залежності $K_E = K_E(n_0)$.

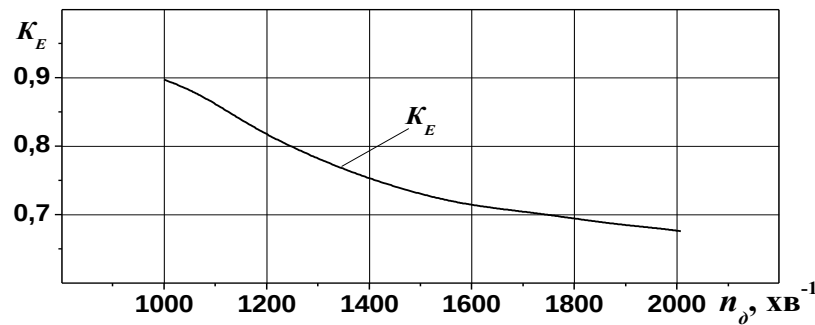


Рис.3.3. Графік залежності $K_E = K_E (n_d)$

З рис.3.3 добре видно, що зі зменшенням частоти обертання колінчастого вала параметр K_E зростає, а значить підвищується ефективність використання енергії відпрацьованих газів в турбіні турбокомпресора ТКР-7,5ТВ02.

Як видно з отриманих результатів, запропонована методика визначення параметра ефективності імпульсної турбіни K_E має високу достовірність при невеликих витратах часу. Слід відзначити, що при цьому не потрібно створювати будь-яких додаткових пристроїв або стендів зі складною апаратурою, достатньо лише приладу для вимірювання частоти обертання ротора турбокомпресора, в якості якого було використано прилад ТЕТ-02.

3.2. Дослідження впливу зміни площі прохідного перерізу турбіни на зовнішню швидкісну характеристику дизеля з газотурбінним наддувом

Величина димності відпрацьованих газів дизеля СМД-23.07 на усіх швидкісних режимах залежить від коефіцієнта надміру повітря α . При моторних дослідженнях, регулювання паливної апаратури залишалося незмінним. Обмежити димність, яка перевищує допустимі межі, можливо збільшенням значенням надміру повітря α шляхом зміни подачі повітря в дизель $G_{\text{пов}}$

$$\alpha = G_{\text{пов}} / (l_0 \cdot G_{\text{пал}}). \quad (3.5)$$

В дизеля з газотурбінним наддувом витрата повітря $G_{\text{пов}}$ залежить від частоти обертання колінчастого вала дизеля $n_{\text{д}}$ та тиску наддуву $p_{\text{к}}$. Отже, підвищення тиску наддуву $p_{\text{к}}$ і є основна мета розрахункового дослідження.

Одним з шляхів підвищення тиску наддуву було вибрано, як шлях збільшення частоти обертання $n_{\text{тк}}$ ротора турбокомпресора. А здійснити це можливо лише при зростанні кінетичної енергії відпрацьованих газів, яка буде передаватися на лопаті колеса турбіни, підвищуючи при цьому крутний момент турбіни, тобто збільшувати швидкість відпрацьованих газів на виході з турбіни. Для обґрунтування цього твердження необхідно звернутися до теоретичного пояснення регулювання газотурбінного наддуву [41]. Якщо розглянути рівняння витрати ВГ через турбіну

$$G_{\text{ВГ}} = \mu \cdot F_{\text{т}} \cdot C_{\text{г}} \cdot \rho_{\text{г}}, \quad (3.6)$$

де μ - коефіцієнт витрати турбіни;

$F_{\text{т}}$ - геометрична площа прохідного перерізу турбіни, м²;

$C_{\text{г}}$ - швидкість ВГ на виході з турбіни, м/с;

$\rho_{\text{г}}$ - густина ВГ на виході з турбіни, кг/м³.

Тоді швидкість ВГ на виході з турбіни буде визначатися по формулі

$$C_{\text{г}} = G_{\text{ВГ}} / (\mu F_{\text{т}} \cdot \rho_{\text{г}}), \quad (3.7)$$

З рівняння (3.7) видно, що при постійному значенні витрати $G_{\text{ВГ}}$, за незмінного регулювання паливоподачі, зменшення виразу $\mu F_{\text{т}}$ приведе до зростання швидкості $C_{\text{г}}$ відпрацьованих газів. Якщо прийняти, що ВГ в турбіні

розширюються адіабатно, то швидкість відпрацьованих газів C_r можна описати відомим рівнянням, м/с

$$C_r = \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot R_T \cdot T_{Tr} \left[1 - \left(\frac{p_r}{p_{Tr}} \right)^{k-1/k} \right]}, \quad (3.8)$$

де k - показник адіабати відпрацьованих газів;

R_T - газова стала ВГ, Дж/(кгК);

T_{Tr} - температура ВГ на вході в турбіну;

p_{Tr} , p_r - тиск ВГ на вході і на виході з турбіни, Па.

З рівняння (3.8) видно, що швидкість C_r залежить від співвідношення тисків p_r/p_{Tr} . Чим більший тиск p_{Tr} , тим менше значення цього співвідношення і тим більша швидкість ВГ на виході з турбіни C_r . Отже, слід відмітити, що зміною пропускної здатності турбіни змінюємо тиск ВГ на вході в турбіну p_{Tr} , який і буде впливати на частоту обертання n_{TK} ротора турбокомпресора змінюючи при цьому тиск наддуву p_K .

Розрахункові дослідження направлені на виявлення впливу зміни площі прохідного перерізу (μF_T) на зовнішню швидкісну характеристику дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом.

Спочатку розрахункові дослідження проводилися для усього діапазону зовнішньої швидкісної характеристики $n_D=1000...2000$ хв⁻¹. Для розрахункового дослідження площу прохідного перерізу μF_T було зменшено дискретно на 5,3% і на 19,2% та розраховано зовнішні швидкісні характеристики, які побудовано на рис. 3.4а і 3.4б.

Як видно з рис. 3.4 а, 3.4 б крутний момент M_e підвищився на 1,26% і 4,04%, відповідно потужність N_e зросла на 1,69% і 5,35%, мінімальна питома ефективна витрата палива g_{emin} знизилася з $g_{emin}=219$ г/(кВтгод) за μF_T 5,3% до 216,9 і до 211,5 г/(кВтгод) за μF_T 19,2%.

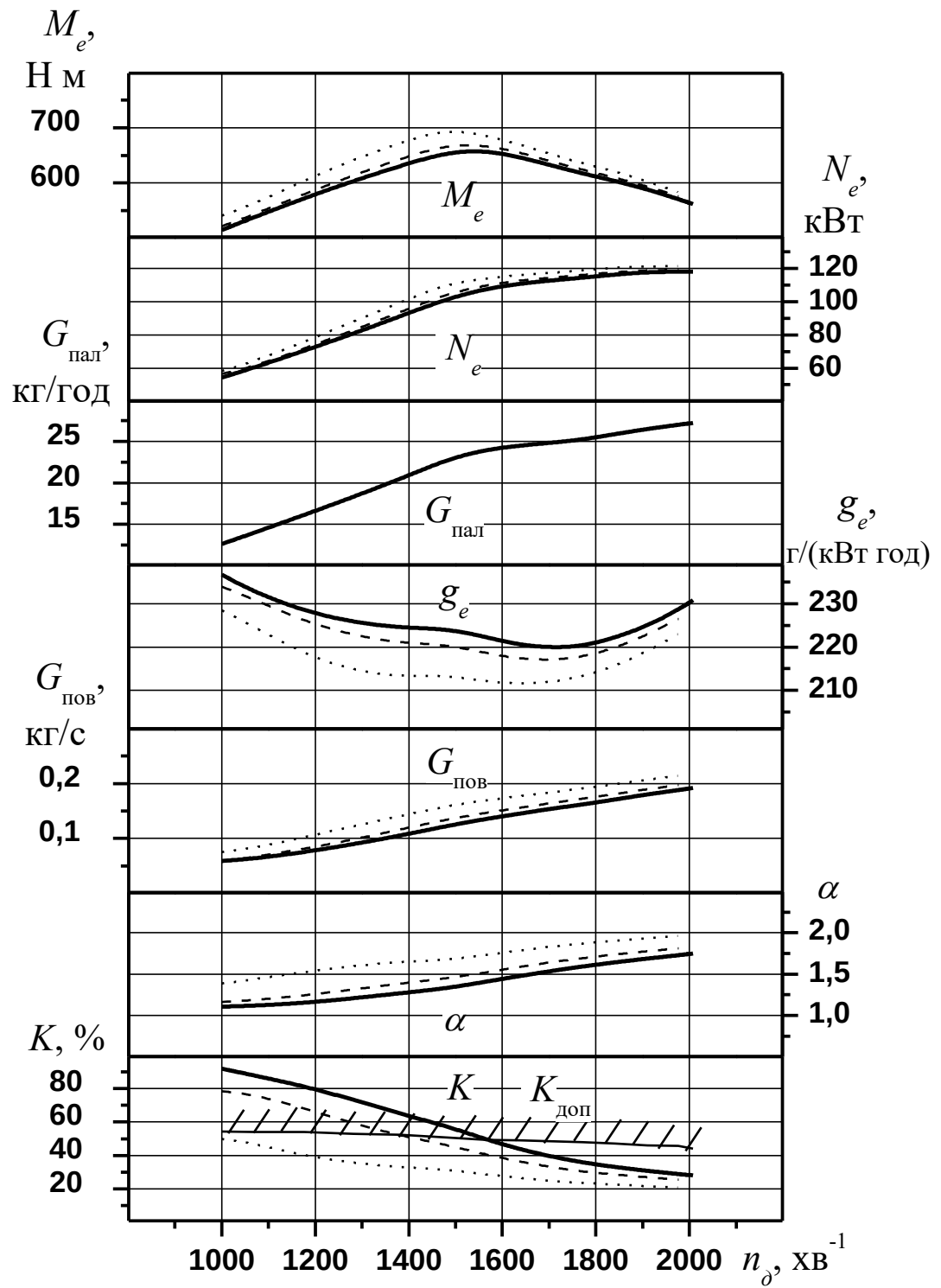


Рис.3.4.а. Розрахункова зовнішня швидкісна характеристика
дизеля СМД-23.07:

- - - - - при зменшенні площі прохідного перерізу μF_T на 5,3%;
 при зменшенні площі прохідного перерізу μF_T на 19,2%

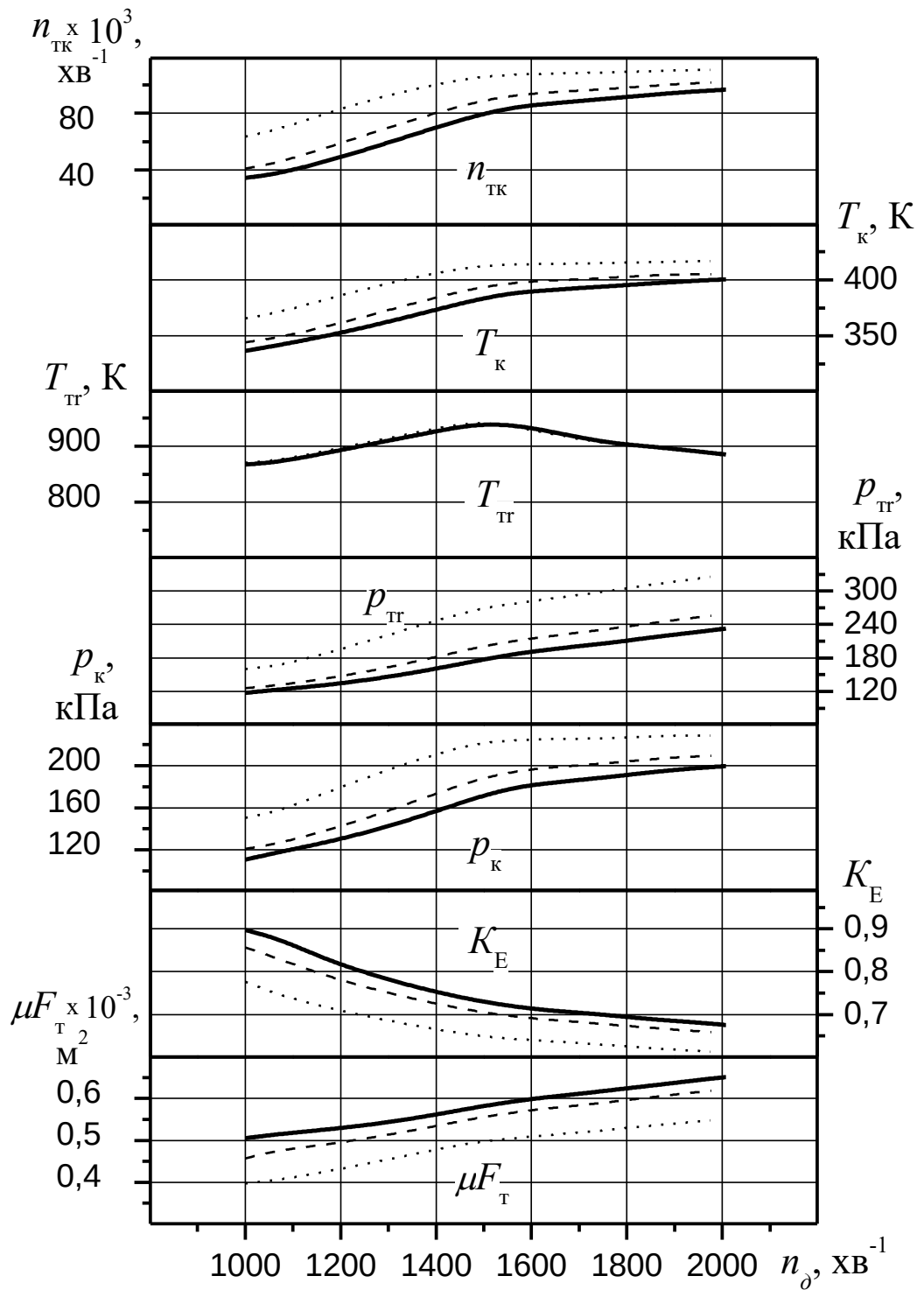


Рис.3.4.6. Розрахункова зовнішня швидкісна характеристика дизеля

СМД-23.07:

- - при зменшенні площі прохідного перерізу μF_T на 5,3%;
- - при зменшенні площі прохідного перерізу μF_T на 19,2%

Зменшення μF_T на 5,3% і на 19,2% веде до значного підвищення тиску відпрацьованих газів перед турбіною p_{Tr} . На номінальному режимі величина p_{Tr} досягає 255,3 та 325,5 кПа, що становить збільшення на 10,12% та на 31,3%. Таке підвищення тиску ВГ на вході в турбіну збільшило частоту обертання ротора турбокомпресора на 10,3% і 12,7%, що в свою чергу дозволило підняти тиск наддуву після компресора p_K на 7,4% та 20,3%, тобто до 209,6 та до 228,9 кПа. Зростання коефіцієнту надміру повітря α за частоти обертання колінчастого валу $n_D=1000$ хв⁻¹, привело до зменшення максимального значення димності K з 93% до 78,4% та до 48,1%. З рис. 5.4а, 5.4б видно, що задовільні значення показників дизеля тільки при зменшені μF_T на 19,2%, наприклад, значення K димності не перевищує допустимі межі в усьому діапазоні зовнішньої швидкісної характеристики, але таке зменшення μF_T веде до небажаного, а то і небезпечного зростання тиску відпрацьованих газів p_{Tr} перед турбіною на номінальному режимі роботи дизеля СМД-23.07. При зменшені μF_T на 5,3% і менше вплив на зовнішню швидкісну характеристику несуттєвий.

Аналіз зовнішньої швидкісної характеристики дизеля СМД-23.07 (рис. 3.4 а, б) показав, що не має необхідності покращувати весь діапазон характеристики, так як на великих і номінальних частотах обертання колінчастого вала дизеля його показники достатньо прийнятні, тобто відповідають оптимальним експлуатаційним значенням. Покращувати зовнішню швидкісну характеристику, необхідно за частот обертання колінчастого вала дизеля $n_D=1000...1600$ хв⁻¹.

В досліджуваному діапазоні $n_D=1000...1600$ хв⁻¹ було проведено розрахунки з різними значеннями μF_T зменшення в межах 10%...30% за частоти обертання колінчастого вала $n_D=1000$ хв⁻¹. Для значень $\mu F_T=13,1\%$ в діапазоні $n_D=1000...1600$ хв⁻¹ та 29,2% в діапазоні $n_D=1000...1750$ хв⁻¹ розраховано і показано на рис. 5.5,а і 5.5,б зовнішні швидкісні характеристики.

Для μF_T зменшеного на 29,2% діапазон розширено до 1750 хв^{-1} , для того щоб уникнути різкого провалу частоти обертання ротора турбокомпресора. За частоти обертання $n_D=1000 \text{ хв}^{-1}$ ефективний крутний момент M_e збільшився з 518 Нм до 530 Нм та до 544 Нм. В свою чергу за тієї ж частоти збільшилася і потужність N_e з 54,8 кВт до 56,6 і до 60,2 кВт, питома витрата палива g_{emin} знизилася з 227,5 г/(кВтгод) за частоти обертання $n_D=1200 \text{ хв}^{-1}$ до 224,9 і до 219,6 г/(кВтгод). Також спостерігається стабільне значення g_e , воно не перевищує 219...220 г/(кВтгод). Такі значення g_{emin} може пояснюватися збільшенням коефіцієнту надміру повітря α , який в діапазоні частот $n_D=1000...1600 \text{ хв}^{-1}$ становить не менше $\alpha=1,48$. Збільшення коефіцієнту надміру повітря α покращило не тільки питому витрату палива g_{emin} , а і значно вплинуло на димність K , яка не перевищує допустимі межі димності для дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом (рис. 3.5,а). Димність знижено з 97% до 67 і до 42,7% за частоти обертання колінчастого вала дизеля $n_D=1000 \text{ хв}^{-1}$.

З рис. 3.5, а видно, що зменшення площі прохідного перерізу турбіни (μF_T) привело до збільшення тиску ВГ на вході в турбіну p_{Tr} з 120 кПа до 134,9 і до 171,1 кПа за частоти обертання колінчастого вала $n_D=1000 \text{ хв}^{-1}$ і як наслідок збільшило частоту обертання ротора турбокомпресора n_{TK} з 49 та до 68 тис.хв⁻¹. Підвищення частоти ротора турбокомпресора n_{TK} суттєво збільшило тиск наддуву після компресора p_K за тієї ж частоти $n_D=1000 \text{ хв}^{-1}$ він буде мати значення 128,5 та 160,3 кПа. Збільшення тиску наддуву в даному діапазоні $n_D=1000...1600 \text{ хв}^{-1}$ дозволило покращити економічність дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом, значно зменшити димність відпрацьованих газів особливо в даному швидкісному діапазоні за рахунок підвищення коефіцієнту надміру повітря α .

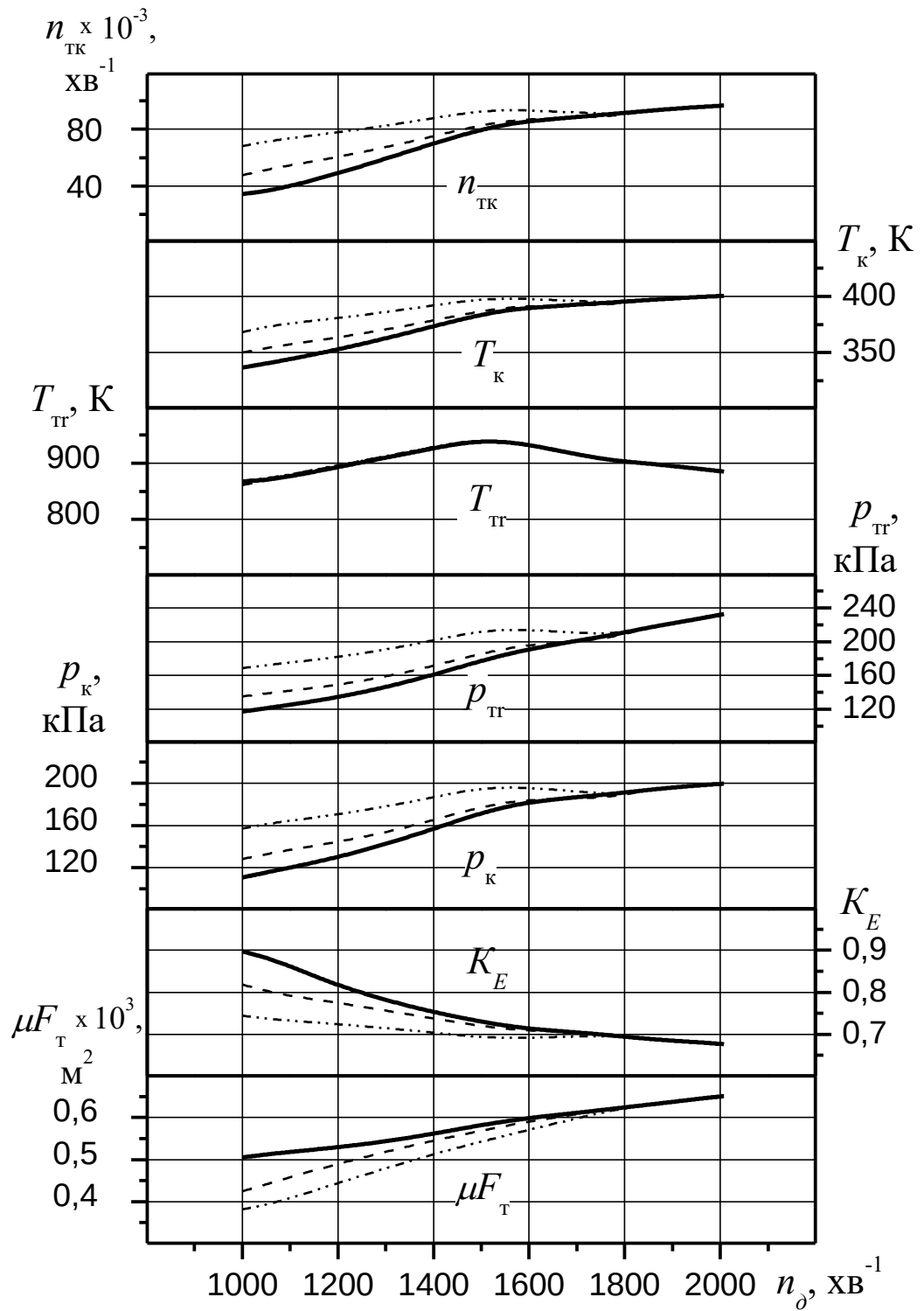


Рис.3.5,б. Розрахункова зовнішня швидкісна характеристика дизеля СМД-23.07:

Збільшення тиску наддуву p_K з однієї сторони дозволяє покращити питому витрату палива g_e та значно знизити димність ВГ, з іншої - знизити температуру ВГ дизеля (на 50^0 К) в діапазоні $n_D=1000...1600$ хв⁻¹. Таке зниження температури відпрацьованих газів відкриває можливість збільшення циклової подачі палива $q_{Ц}$, що дасть змогу суттєво збільшити крутний момент M_e в діапазоні $n_D=1000...1600$ хв⁻¹. Цим самим покращити динамічні властивості дизеля СМД-23.07. Досягти це можливо виконавши відповідну настройку регулятора частоти обертання паливного насоса високого тиску.

Забезпечити необхідну зміну площі прохідного перерізу (μF_T) можливо, якщо застосувати регульований газотурбінний наддув.

3.3. Розрахункові дослідження впливу коректора паливоподачі за зменшеної площі прохідного перерізу турбіни

Проведено дослідження на математичній моделі зі зміною пропускної здатності турбіни та вимкненим негативним коректором, тобто в зоні дії негативного корегування було збільшено циклову подачу палива $q_{Ц}$.

Зовнішня швидкісна характеристика регулятора ПНВТ при вимкненні негативного коректора показана на рис.3.6. На рис. 3.6. позначено: h_H переміщення рейки ПНВТ; z_0 початкова координата муфти регулятора; II - ділянка дії негативного коректора в регуляторі ПНВТ ЛСТНФ; III – ділянка дії пружини позитивного коректора; I- ділянка дії пускової подачі (на рисунку не показана).

Визначено оптимальні значення параметрів за яких регулятор буде працювати без негативного корегування. Жорсткість пружини на ділянці негативного корегування II C_2 співпадає з ділянкою III і дорівнює $C_2 = 650,0$ Н/мм,

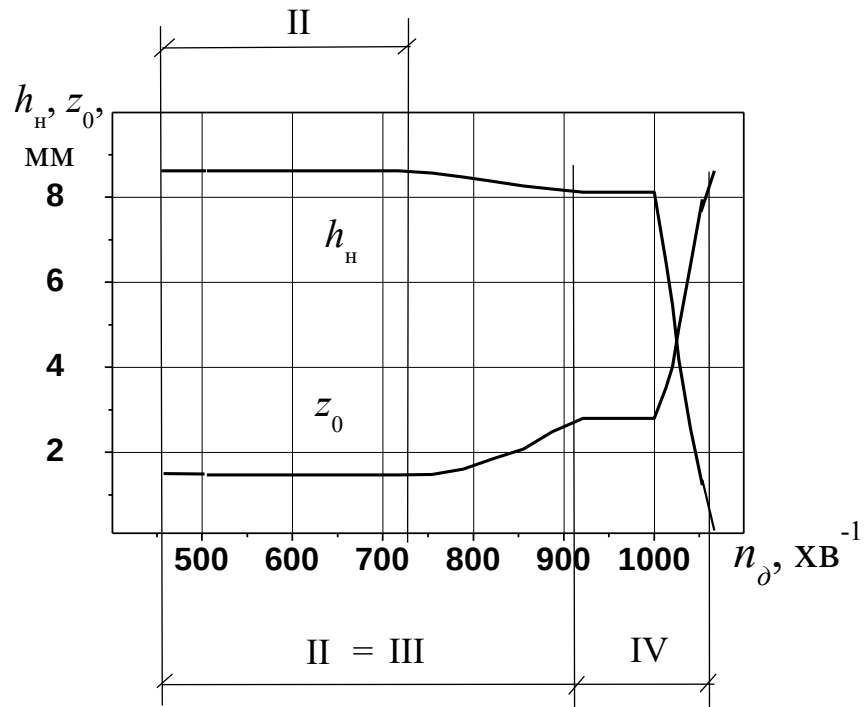


Рис.3.6. Розрахункова зовнішня швидкісна характеристика регулятора ПНВТ з вимкненим негативним коректором

що відповідає значенням частоти за максимального крутного моменту дизеля СМД-23.07. Переміщення рейки для ділянок II і III однакові і дорівнюють $h_H(2)=h_H(3)=8,62$ мм, початкова координата муфти z_0 на ділянці негативного корегування обчислювалася за формулою (5.9) і має значення $z_0(2)=1,47$ мм.

$$z_0(2) = (h_H(1) - h_H(2)) / U_p, \quad (3.9)$$

де $z_0(2)$ - початкова координата муфти на другій ділянці;

$h_H(1)$ - переміщення рейки ПНВТ на першій ділянці;

$h_H(2)$ - переміщення рейки ПНВТ на другій ділянці;

U_p - передаточне число від муфти до рейки.

Попередня деформація пружини $z_{\text{поп}}(2)$ для другої ділянки обчислювалася за формулою (3.10) і має значення $z_{\text{поп}}(2)=z_{\text{поп}}(3)=0,30$ мм

$$z_{\text{поп}}(2) = P_{\text{ПЗ}} / C_2, \quad (3.10)$$

де $P_{\text{ПЗ}}$ - підтримуюча сила регулятора на третій ділянці, Н;

C_2 - жорсткість коректорної пружини, Н/мм.

На рис.3.7 показана зовнішня швидкісна характеристика дизеля СМД-23.07 отримана на математичній моделі з зменшенням площі прохідного перерізу турбіни (μF_T) на 29,2% за частоти обертання дизеля $n_D = 1000 \text{ хв}^{-1}$ при вимкненому негативному коректорі. Порівняння проводилося з зовнішньою швидкісною характеристикою при тому ж зменшенні площі прохідного перерізу (μF_T), але з увімкненим негативним коректором.

Як видно з рис.3.7 збільшення циклової подачі $q_{\text{Ц}}$ на ділянці частот обертання колінчастого вала дизеля $n_D = 1000 \dots 1600 \text{ хв}^{-1}$ веде до збільшення крутного моменту M_e підвищення потужності N_e на частоті обертання $n_D = 1000 \text{ хв}^{-1}$ з $N_e = 52 \text{ кВт}$ до $N_e = 70 \text{ кВт}$, крутний момент на ділянці $n_D = 1000 \dots 1500 \text{ хв}^{-1}$ майже горизонтальний і знаходиться в межах від $M_e = 669 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до $M_e = 698 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Значно зріс коефіцієнт надміру повітря α , за частоти обертання колінчастого вала $n_D = 1000 \text{ хв}^{-1}$ зростання становить 29%. За рахунок такого зростання коефіцієнту надміру повітря α значення димності K на усьому діапазоні зовнішньої швидкісної характеристики не перевищує допустимі межі, максимальне значення $K = 49\%$.

Але одним з негативних моментів за таких значень циклової подачі є надмірне зростання температури відпрацьованих газів перед турбіною турбокомпресора $T_{\text{ТГ}}$. Як видно з рис.3.7 вона починає зростати на ділянці частот $n_D = 1000 \dots 1600 \text{ хв}^{-1}$. Починаючи з $n_D = 1567 \text{ хв}^{-1}$ вона становить $T_{\text{ТГ}} = 946 \text{ К}$ і зростає по мірі зменшення частоти обертання до $T_{\text{ТГ}} = 968 \text{ К}$. Допустиме максимальне значення температури ВГ може досягати $T_{\text{ТГ}} = 930 \text{ К}$.

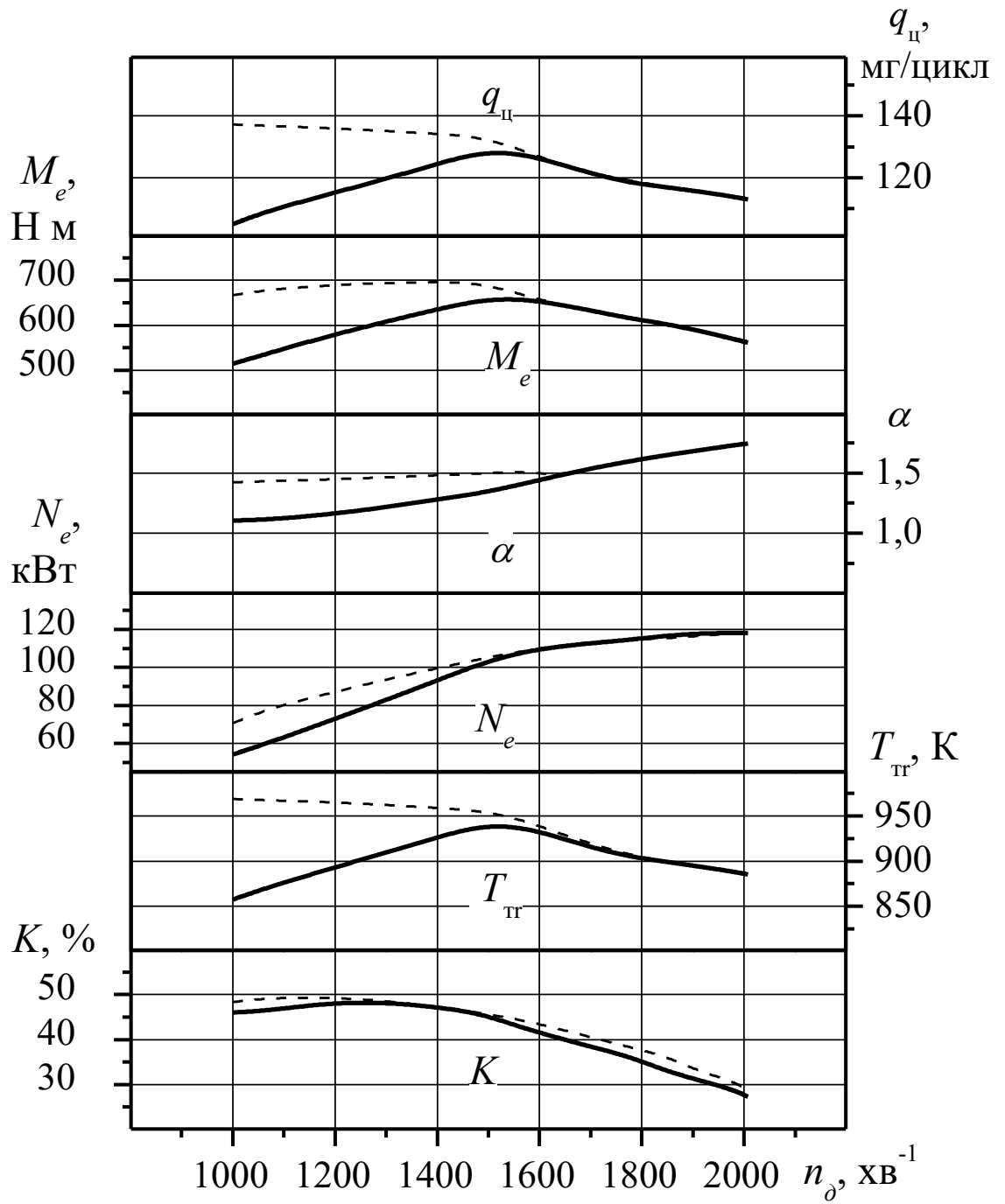


Рис.3.7. Розрахункова зовнішня швидкісна характеристика
дизеля СМД-23.07:

———— - негативний коректор паливоподачі увімкнено;
 - вимкнено негативний коректор паливоподачі

Таке зростання температури ВГ не допустиме, так як негативно буде впливати на температурний режим деталей циліндро–поршневої групи. Експлуатувати за таких значень температури відпрацьованих газів дизель небезпечно.

Виходячи з вище сказаного було проведено розрахункове дослідження дизеля СМД-23.07 з вимкненням негативного і позитивного корегування паливоподачі (рис.3.8), тобто регулятор налаштовано тільки на циклову подачу за номінальної потужності при частоті обертання колінчастого вала дизеля $n_D=2000 \text{ хв}^{-1}$, а площа прохідного перерізу (μF_T) зменшена на 21%.

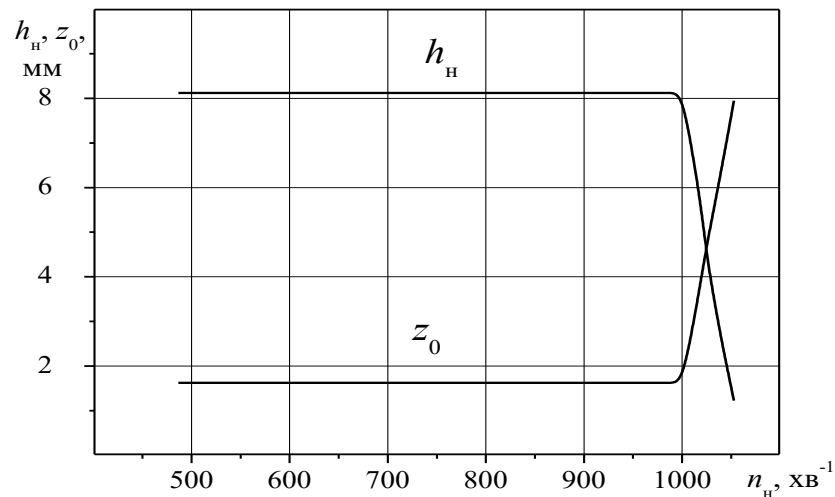


Рис.3.8. Розрахункова зовнішня швидкісна характеристика регулятора ПНВТ з вимкненими негативним і позитивним коректорами

За таких умов було розраховано на математичній моделі зовнішню швидкісну характеристику дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом (рис.3.9).

На рис.3.9 показано зовнішню швидкісну характеристику дизеля СМД-23.07 з вимкненим негативним і позитивним коректором (штрих - пунктирна лінія) і порівняно з зовнішньою швидкісною характеристикою дизеля СМД-23.07 з увімкненими коректорами паливоподачі та при зменшені площі

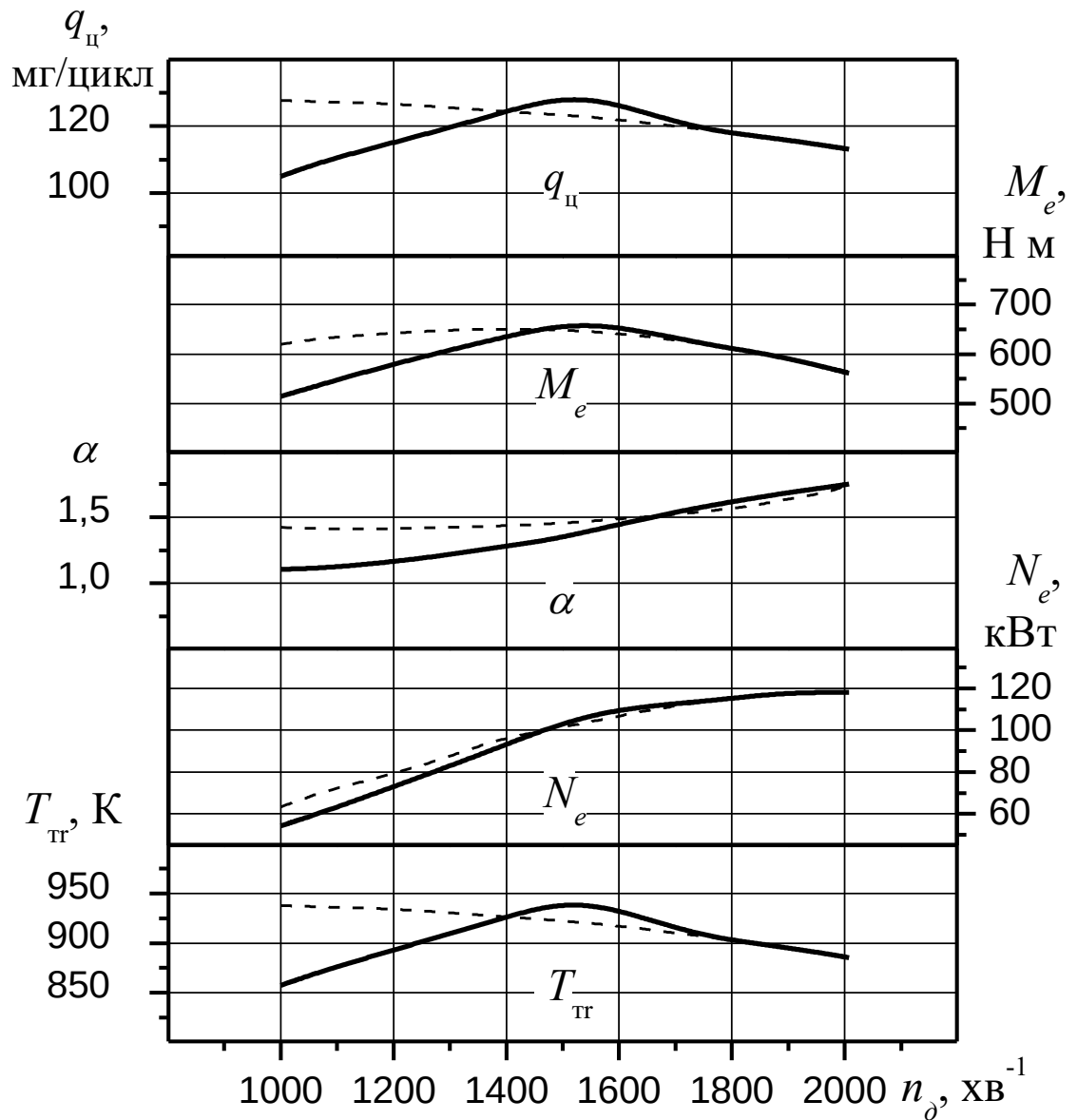


Рис.3.9. Розрахункова зовнішня швидкісна характеристика
дизеля СМД-23.07:

————— - коректори паливоподачі увімкнено;
- - - - - вимкнено коректори паливоподачі

прохідного перерізу μF_T на 21%. З графіка (рис.3.9) видно, що за такої настройки регулятора ПНВТ максимальний крутний момент M_e становить $M_e=645,2$ Н·м проти $M_e=659,8$ Н·м. Але в діапазоні частот обертання дизеля $n_d=1000\dots1500$ хв⁻¹ він майже горизонтальний його значення зростають з

$M_e=623$ Н·м до $M_e=651$ Н·м відповідно. Такий вигляд кривої крутного моменту забезпечується відповідним значеннями циклової подачі $q_{ц}$, яка зростає по мірі зменшення частоти обертання колінчастого вала дизеля починаючи з номінальної частоти $n_{\partial}=2000$ хв⁻¹ з $q_{ц}=113$ мг/цикл до $q_{ц}=128,1$ мг/цикл при $n_{\partial}=1000$ хв⁻¹. Даний характер кривої циклової подачі обумовлений характеристикою ПНВТ, який встановлено на дизелі СМД-23.07 з газотурбінним наддувом.

Зі зростанням крутного моменту M_e на ділянці частот обертання колінчастого вала $n_{\partial}=1000\dots1500$ хв⁻¹ зростає і потужність N_e . А ось температура відпрацьованих газів $T_{тр}$ перед турбіною все одно перевищує допустимі межі, вона більше $T_{тр}=930$ К за частоти $n_{\partial}=1150$ хв⁻¹ і менше. Тому на цій ділянці необхідно обмежувати циклову подачу для того щоб зменшити температуру ВГ.

Слід відзначити, що при такому паливному насосі високого тиску зовсім відмовитися від негативного корегування паливоподачі неможливо. Він повинен працювати при частоті $n_{\partial}=1200$ хв⁻¹ і менше.

Для того, щоб негативний коректор паливоподачі спрацював при $n_{\partial}=1200$ хв⁻¹ було підібрано жорсткість пружини для ділянки II яка дорівнює $C_2=50$ Н/мм. При цьому значення підтримуючої сили P_{II} будуть змінюватися від 100 Н до 125 Н. Тоді початкова координата переміщення муфти на ділянці негативного корегування буде мати значення $z_0(2)=0,5$ мм, попередня деформація пружини $z_{поп}(2)$ негативного корегування дорівнює $z_{поп}(2)=2,0$ мм. За таких значень параметрів регулятора ПНВТ була отримана його зовнішня швидкісна характеристика, яка побудована на рис. 3.10.

На рис 3.10 зображено криві координати переміщення рейки ПНВТ h_H і z_0 початкової координати переміщення муфти регулятора.

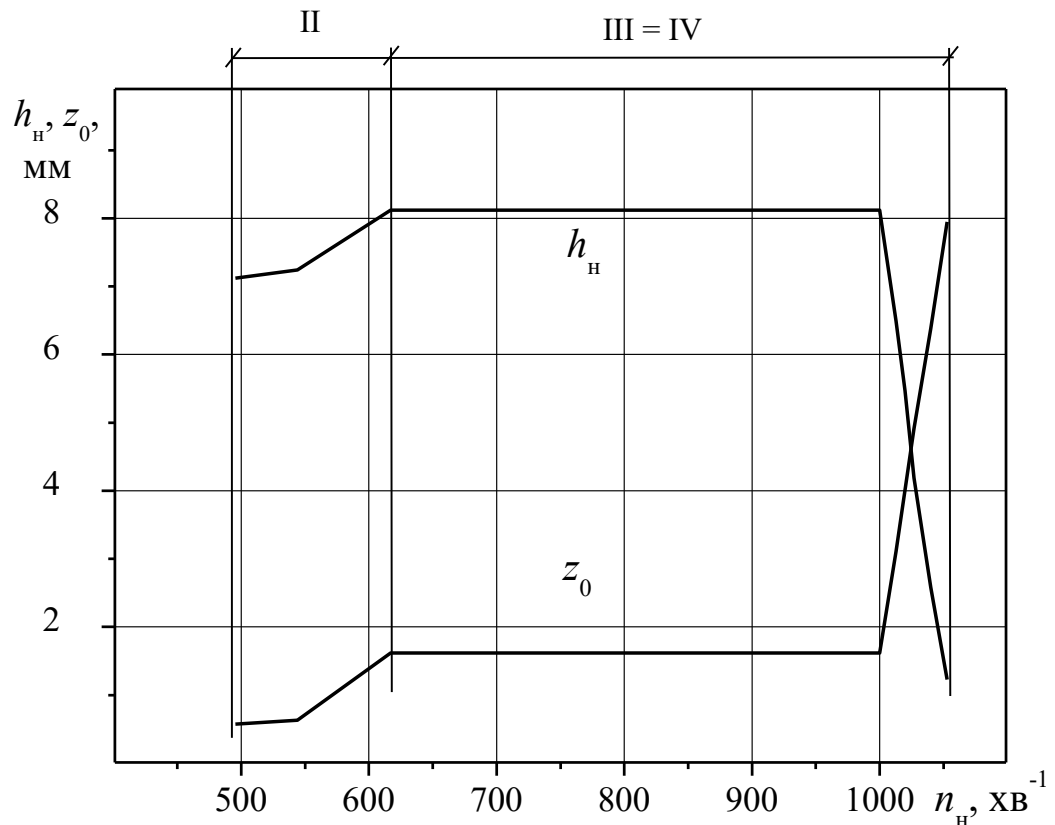


Рис. 3.10. Розрахункова зовнішня швидкісна характеристика регулятора ПНВТ з увімкненим лише негативним коректором паливоподачі

За такої настройки регулятора частоти обертання ПНВТ дизеля СМД-23.07 визначалася зовнішня швидкісна характеристика на математичній моделі, яка показана на рис. 3.11.

На рис.3.11 зображено циклову подачу $q_{\text{ц}}$ штрих – пунктирною лінією позначено криву циклової подачі за початкової настройки регулятора ПНВТ типу ЛСТН 410012, суцільною лінією показано криву циклової подачі при увімкненому тільки негативному коректорі при $n_{\text{д}}=1200 \text{ хв}^{-1}$. Така циклова подача палива забезпечує майже горизонтальний крутний момент по всій зовнішній швидкісній характеристиці, в діапазоні частот обертання колінчастого вала $n_{\text{д}}=1200\ldots1800 \text{ хв}^{-1}$ він знаходиться в межах від 610 до

635 Н·м. Димність K знаходиться в межах допустимого значення, максимальне значення $K = 49,8\%$. За рахунок застосування негативного коректора паливоподачі вдалося зменшити максимальне значення температури ще на $\Delta T_{\text{Tr}} = 15$ К.

Отже для покращення техніко – економічних показників дизеля і зменшення димності ВГ необхідно змінювати не тільки площу прохідного перерізу турбіни, а й необхідно змінювати параметри регулювання регулятора ПНВТ.

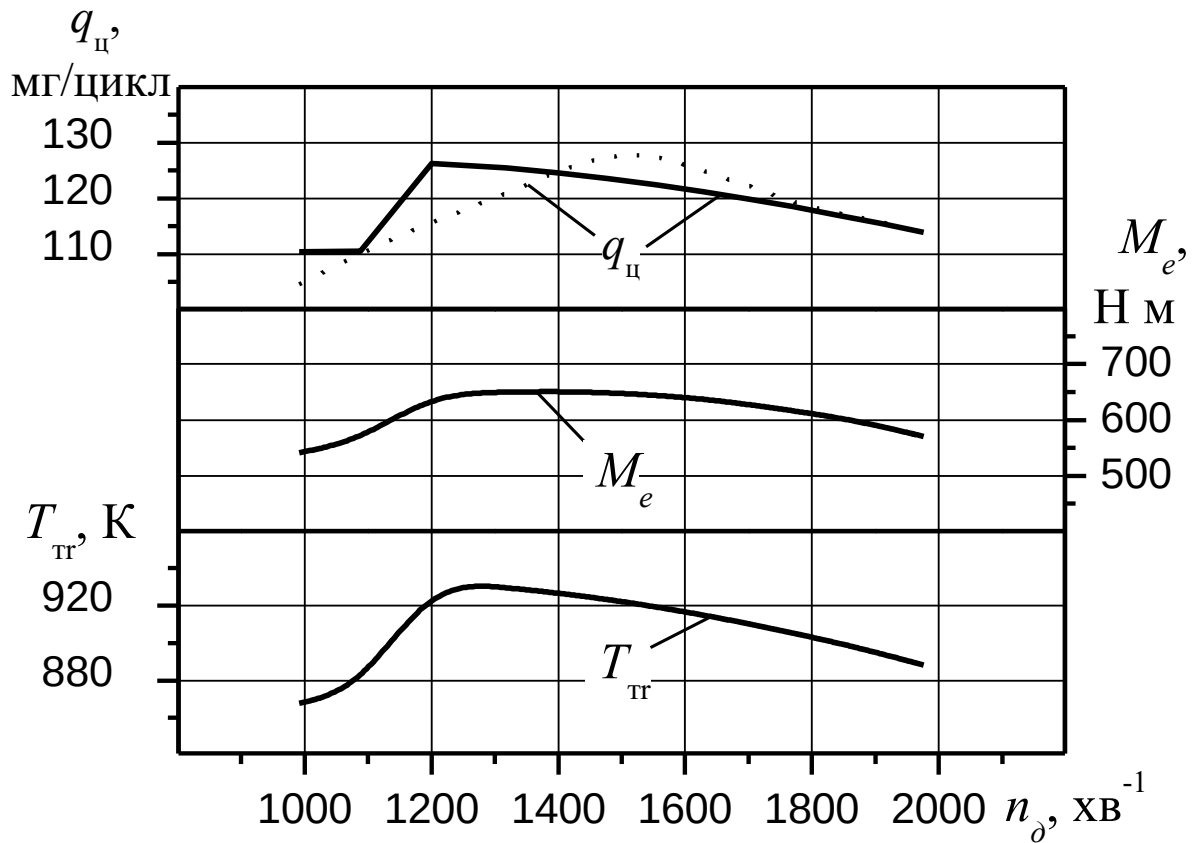


Рис.3.11. Розрахункова зовнішня швидкісна характеристика дизеля

СМД-23.07 з увімкненим негативним коректором:

- - з раціональним регулюванням негативного коректора;
- - з серійним регулятором ПНВТ

3.4. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля СМД-23.07 за зменшеної площі прохідного перерізу турбіни

За зменшеної площі прохідного перерізу турбіни витрата ВГ крізь неї не повинна змінитися, а це можливо, якщо збільшиться швидкість ВГ в турбіні.

Для експериментальної перевірки цього твердження були проведені пошукові моторні дослідження з турбокомпресором ТКР-7,5ТВ02, який було почергово обладнано дослідними пристроями для зміни площі прохідного перерізу проточної частини турбіни, що встановлюється між випускним колектором і входом в турбіну. Опис і підбір найбільш раціонального пристрою було виконано в розділі 2. Пристрій заходить в середину проточної частини турбіни на 116 мм і копіює форму стінки, яка найбільше віддалена від колеса турбіни. Пристрій зменшує, приблизно на 30%, площу прохідного перерізу в проточній частині турбіни на відстані 116 мм від входу.

На рис. 3.12. показано зовнішню швидкісну характеристику дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом і застосуванням пристрою №3.

Зменшення прохідного перерізу на вході в турбіну за допомогою пристрою №3 спричинило значне зростання тиску ВГ $p_{\text{ТГ}}$ на вході в турбіну. Цей тиск $p_{\text{ТГ}}$ зріс до 266 кПа за номінального режиму проти 223 кПа на відповідному режимі роботи дизеля СМД-23.07 без дослідного пристрою. Якщо ж порівнювати ці тиски за обертів $n_{\partial}=1250\text{хв}^{-1}$, то вони відповідно становлять 168 кПа і 144 кПа.

Застосування експериментального пристрою №3 не привело до суттєвих покращень енергетичних і економічних показників дизеля в номінальному режимі. Але покращення торкнулися діапазону роботи дизеля за зовнішньою швидкісною характеристикою $n_{\partial}=1000\ldots1500\text{хв}^{-1}$, де покращились на 2...5 %. Покращення в даному діапазоні є позитивним результатом, який підтверджує розрахункові дослідження.

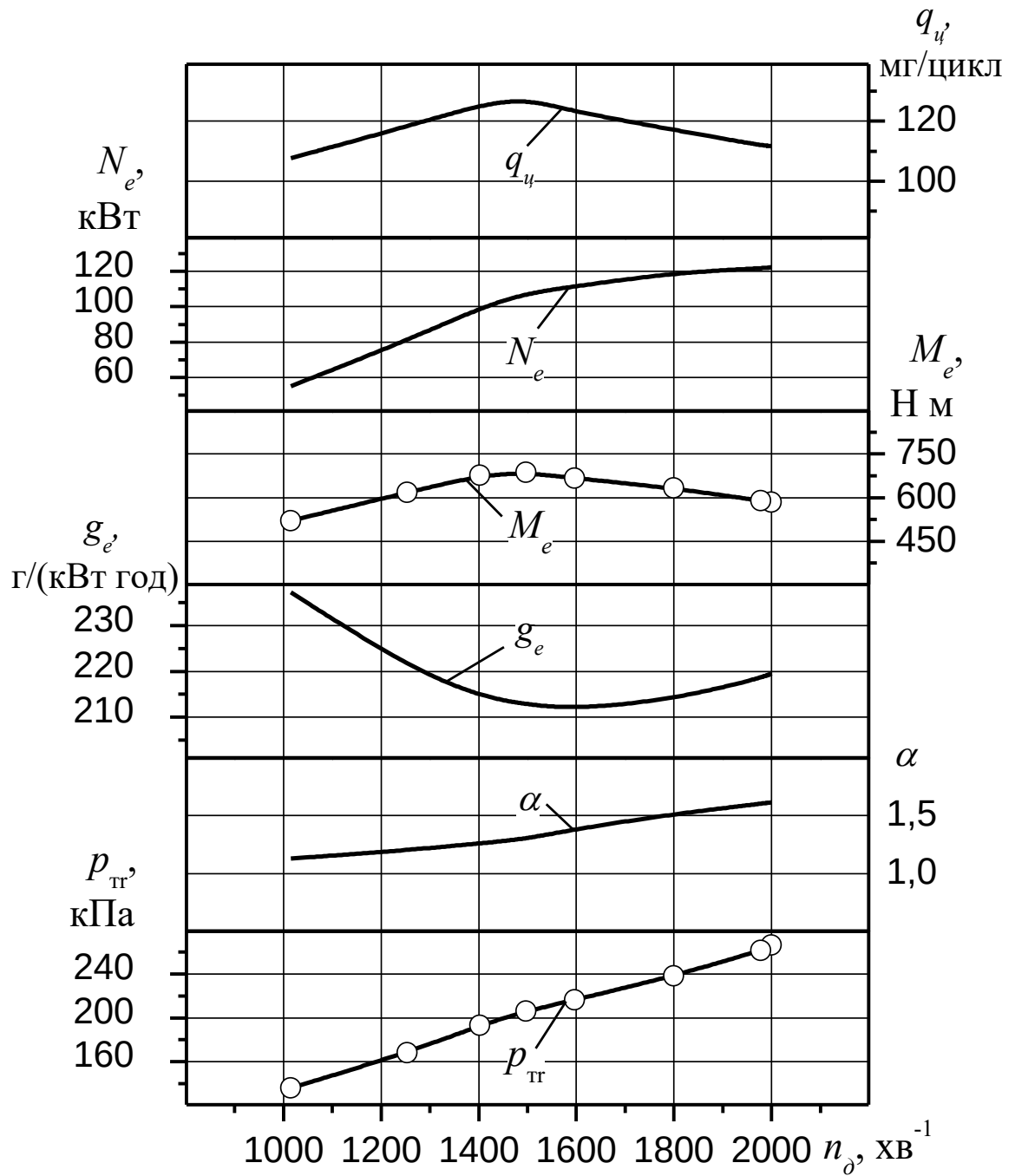


Рис. 3.12 Зовнішня швидкісна характеристика дизеля
СМД-23.07 з дослідним пристроєм №3

Також слід відмітити, що покращити зовнішню швидкісну характеристику однією зміною прохідного перерізу турбіни не можливо.

3.5. Моторні дослідження впливу коректорів паливоподачі на зовнішню швидкісну характеристику дизеля СМД-23.07

Для виявлення повних можливостей від застосування експериментального пристрою №3 спочатку в регуляторі було вимкнено механічний негативний коректор паливоподачі шляхом блокування важеля збагачення суміші при пуску на регуляторі ПНВТ ЛСТНФ-410012.

За таких умов була визначена зовнішня швидкісна характеристика дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом і застосуванням пристрою №3, яка зображена на рис. 3.13.

Як і очікувалося це суттєво вплинуло на показники роботи дизеля і на роботу турбокомпресора особливо в діапазоні роботи негативного коректора за частот $n_D = 1000 \dots 1500 \text{ хв}^{-1}$. На цій ділянці зовнішньої швидкісної характеристики частота обертання ротора турбокомпресора n_{TK} змінювалася від 75000 до 82000 хв^{-1} , тиск наддуву p_K відповідно від 163 кПа до 176 кПа. На ділянці $n_D = 1250 \dots 1550 \text{ хв}^{-1}$ крива крутного моменту була майже горизонтальною бо змінювалася в діапазоні 691...701 Н·м. Коефіцієнт надміру повітря α не був менше за $\alpha = 1,25$.

Отже, для покращення зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного дизеля СМД-23.07 в діапазоні частот обертання колінчастого вала 1000...1500 хв^{-1} можливо зменшувати прохідний переріз турбіни ТКР-7,5ТВ02 з одночасним зменшенням швидкісного діапазону дії негативного коректора паливоподачі.

Також необхідно відзначити, що подальше зменшення прохідного перерізу турбіни у напрямку номінального режиму роботи дизеля небажане, тому що веде до невиправданого зростання тиску перед турбіною p_{TT} і як наслідок підвищення температури відпрацьованих газів T_{TT} .

Дослідження дизеля СМД-23.07 за зменшеного прохідного перерізу турбіни було проведено і при вимкнених негативному і позитивному коректорах паливоподачі.

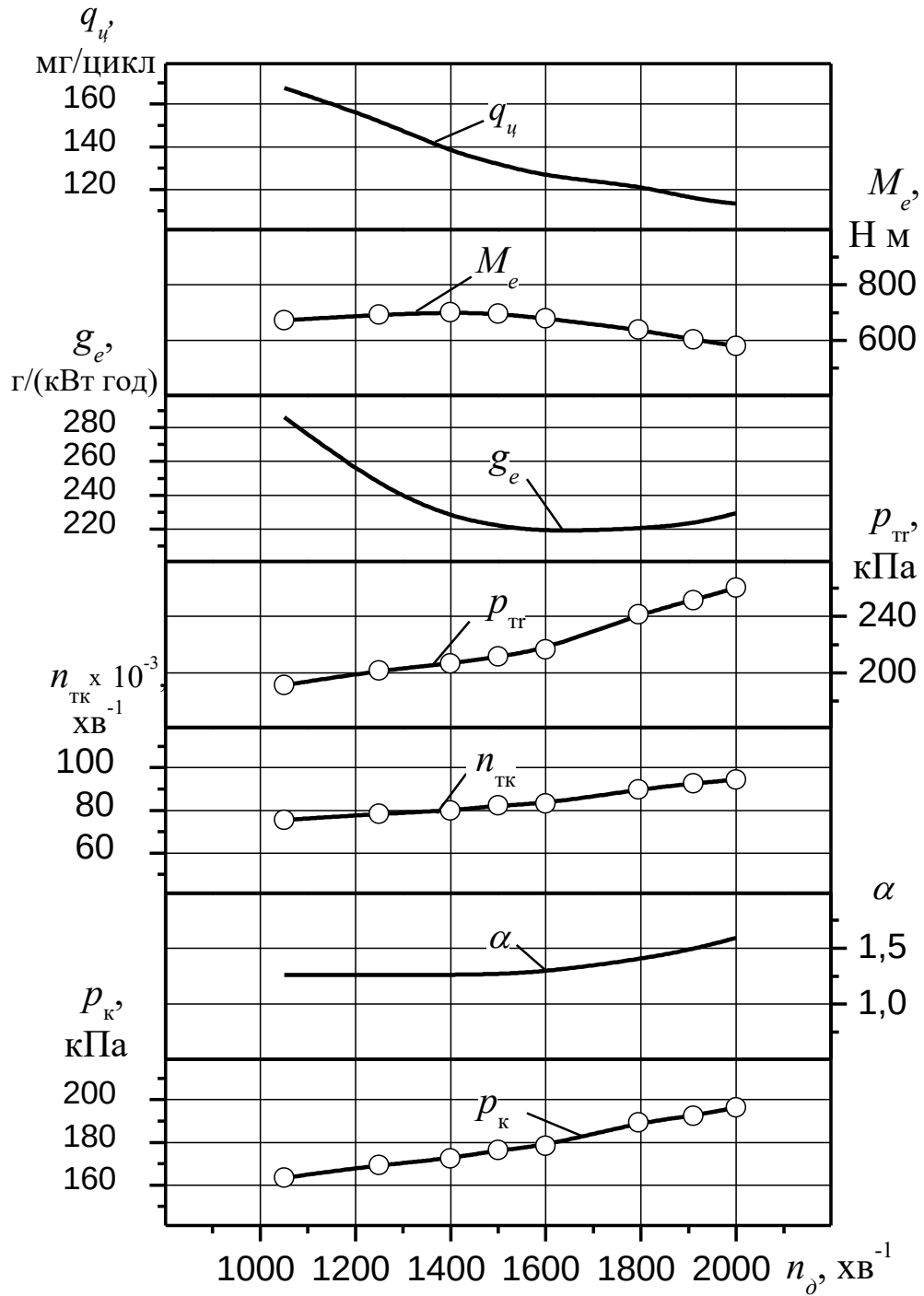


Рис. 3.13. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля СМД-23.07 з пристроєм №3 і вимкнутим негативним коректором паливоподачі

На відміну від серійного варіанта настройки ПНВТ мав майже горизонтальну характеристику циклової подачі палива $q_{\text{ц}}$, що показано на рис.3.14. Циклова подача ПНВТ в номінальному режимі майже співпадала з паспортними даними дизеля СМД-23.07.

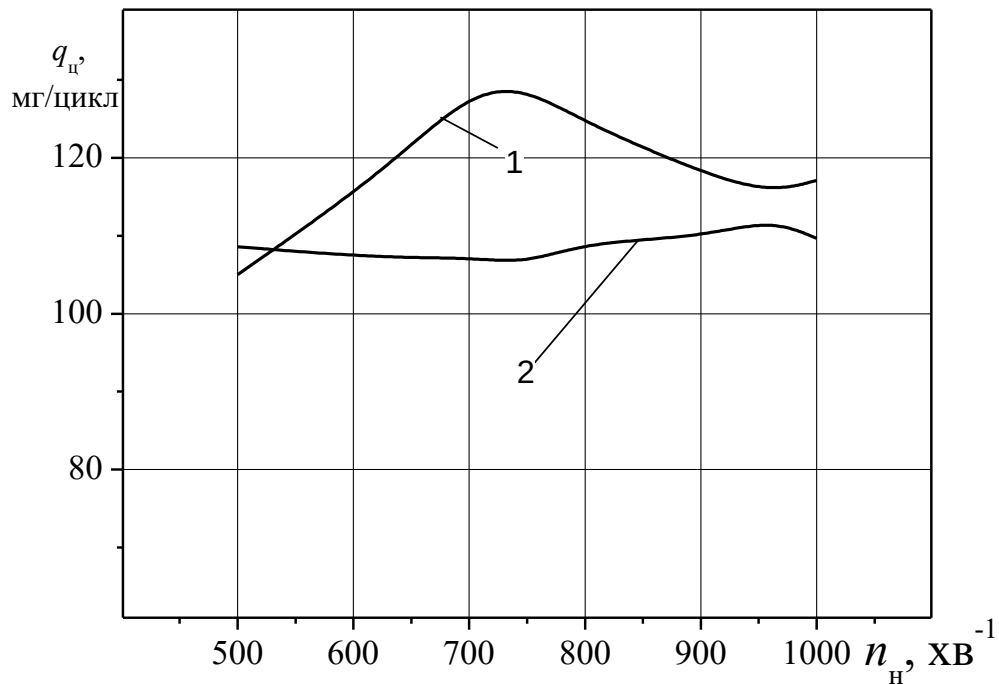


Рис. 3.14. Зовнішні швидкісні характеристики
ПНВТ ЛСТНФ 410012

1 – з серійним регулятором;

2 – з вимкнутими позитивним та негативним коректорами паливоподачі

За цих умов була визначена зовнішня швидкісна характеристика дизеля СМД-23.07, яка показана на рис.3.15. На ньому позначено: N_e , M_e - ефективні потужність і крутний момент дизеля; g_e - ефективна питома витрата палива; p_k , p_k' - тиски повітря, що наддувається, до і після охолоджувача; K - димність відпрацьованих газів; p_{Tr} - тиск відпрацьованих газів на вході в турбіну.

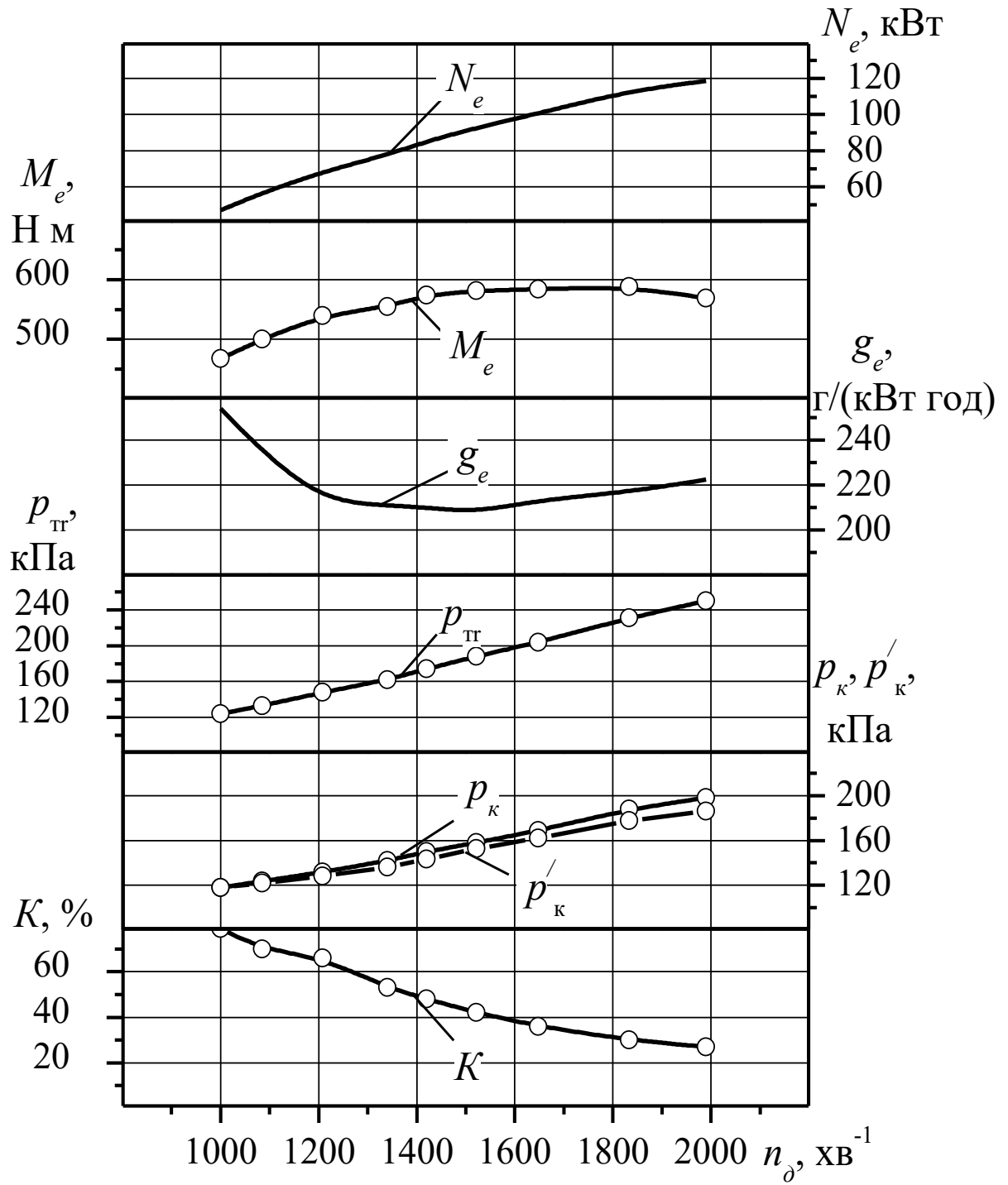


Рис. 3.15. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля СМД-23.07
з дослідним пристроєм №3 в турбокомпресорі і вимкнутими
позитивним та негативним коректорами паливоподачі

Порівняння отриманих результатів здійснювалося із зовнішньою швидкісною характеристикою дизеля СМД-23.07 з ПНВТ, який мав серійну настройку, з турбокомпресором ТКР-7,5ТВ02 без дослідного пристрою.

Ефективні показники дизеля в номінальному режимі майже не змінилися. Мала величина запасу крутного моменту пояснюється відсутністю позитивного корегування паливоподачі, про що говорилося вище.

Зменшення площі прохідного перерізу турбіни пристроєм №3 підвищило тиск $p_{\text{ТГ}}$ на вході в газову турбіну на 34,5 кПа в середньому за зовнішньою швидкісною характеристикою дизеля та суттєво збільшило частоту обертання ротора турбокомпресора. Це призвело до підняття тиску наддуву $p_{\text{к}}$ після компресора на 9,3% за номінального режиму.

Як і очікувалося, найбільший ефект від зміни площі прохідного перерізу турбіни отримано в діапазоні частот обертання дизеля $n_{\text{д}}=1000\dots1600 \text{ хв}^{-1}$, там де в серійному регуляторі ПНВТ повинен працювати негативний коректор паливоподачі. В діапазоні частот обертання $n_{\text{д}}=1400\dots1800 \text{ хв}^{-1}$ отримано стабільне мінімальне значення питомої витрати палива $g_{e \text{ min}}=215 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$, проти $g_{e \text{ min}}=213 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$ тільки за частоти $n_{\text{д}}=1800 \text{ хв}^{-1}$ в дизелі СМД-23.07 з серійною комплектацією. Ефективна потужність дизеля в цьому швидкісному діапазоні зросла на 29,2 % в порівнянні з базовим СМД-23.07.

Димність K відпрацьованих газів зменшилася в середньому на 23,2 % по всьому діапазоні зовнішньої швидкісної характеристики, але за частот обертання дизеля $n_{\text{д}}=1350 \text{ хв}^{-1}$ і менше вона все одно перевищує допустимі норми для автомобільних дизелів [19]. Слід зазначити, що за серійної комплектації дизель СМД-23.07 вже за частот обертання $n_{\text{д}}\leq 1600 \text{ хв}^{-1}$ мав димність вищу за допустимі норми [19].

Зміна площі прохідного перерізу газової турбіни в турбокомпресорі є ефективним заходом для підняття тиску наддуву в компресорі. Ефективність цього заходу найбільше впливає на показники зовнішньої швидкісної характеристики дизеля при зменшені площі прохідного перерізу турбіни в

діапазоні частот обертання $n_D=1000...1600 \text{ хв}^{-1}$, але одночасно необхідно збільшувати і циклову подачу палива. Повністю відмовитись від негативного корегування паливоподачі не можна. Негативний коректор паливоподачі повинен працювати за значно менших частот обертання дизеля. Для дизеля СМД-23.07 - це вузька ділянка частот обертання $1000...1250 \text{ хв}^{-1}$. Змінюючи площу прохідного перерізу турбіни можна створити на зовнішній швидкісній характеристиці майже горизонтальну ділянку крутного моменту. Для зменшення димності відпрацьованих газів за малих і середніх частот обертання необхідно крім вдосконалення системи повітропостачання вдосконалювати і покращувати системи паливоподачі.

3.6. Висновки до третього розділу

1. Використавши методику співставлення експериментальних і розрахункових кривих частоти обертання ротора ТКР і було визначено значення параметру ефективності імпульсної турбіни для турбокомпресора ТКР-7,5ТВ02, який змінюється від 0,897 до 0,678 із збільшення частоти обертання колінчастого вала дизеля СМД-23.07.

2. Дослідження на математичній моделі впливу зміни площі прохідного перерізу турбіни μF_T на зовнішню швидкісну характеристику показали, що найдоцільніше зменшувати значення μF_T в межах від 10% до 30%. При зменшені μF_T менше 10% суттєвих змін зовнішньої швидкісної характеристики не спостерігається, а при зменшені μF_T більш як на 30% веде до значного підвищення температури ВГ перед турбіною, що негативно впливає на температурний режим деталей циліндро–поршневої групи. Покращувати зовнішню швидкісну характеристику необхідно в діапазоні частот обертання колінчастого вала дизеля $n_D=1000...1600 \text{ хв}^{-1}$.

3. Розрахунки показали, що в діапазоні $n_D=1000...1600 \text{ хв}^{-1}$ можливо ще зменшувати площу прохідного перерізу турбіни μF_T до 29,2% і цим самим

досягати допустимих значень димності K , які не перевищують 49%. Подальше покращення енергетичних показників дизеля СМД-23.07 в досліджуваному діапазоні можливо, якщо змінити настройку регулятора ПНВТ.

4. Розрахункові дослідження з вибору раціональної настройки регулятора показали, що повністю відмовитися від негативного корегування неможливо. Він повинен працювати в межах частот $n_D = 1000 \dots 1200 \text{ хв}^{-1}$.

5. Експериментальні дослідження підтвердили висновок, що зміна площі прохідного перерізу газової турбіни в турбокомпресорі є ефективним заходом для підняття тиску наддуву. Ефективність цього заходу найбільше впливає на показники зовнішньої швидкісної характеристики дизеля в діапазоні частот обертання $n_D = 1000 \dots 1600 \text{ хв}^{-1}$, але одночасно необхідно збільшувати і циклову подачу палива. Підтверджено, що негативний коректор паливоподачі повинен працювати за значно менших частот обертання дизеля. Для дизеля СМД-23.07 - це вузька ділянка частот обертання $1000 \dots 1250 \text{ хв}^{-1}$.

6. За допомогою дослідного пристрою №3 і вимкнених коректорів паливоподачі вдалось отримати горизонтальну ділянку максимально крутного моменту $M_e = 691 \dots 701 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Розширено діапазон частот обертання $1400 \dots 1800 \text{ хв}^{-1}$, на якому спостерігається стабільне мінімальне значення питомої витрати палива $g_{e \min} = 215 \text{ г/(кВт} \cdot \text{год)}$, проти $g_{e \min} = 213 \text{ г/(кВт} \cdot \text{год)}$ тільки за частоти $n_D = 1800 \text{ хв}^{-1}$ в дизелі СМД-23.07 з серійною комплектацією.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

Основою законодавства України про охорону праці є Конституція України, яка гарантує громадянам України право на працю та її безпеку, і система законодавчих актів України, спрямованих на реалізацію цього конституційного права.

Закон України «Про охорону праці» визначає саме поняття охорони праці як соціальної категорії: охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів і засобів, направлених на збереження життя і здоров'я людини в процесі праці.

Основними принципами державної політики в галузі охорони праці відповідно до Закону є:

- пріоритет життя і здоров'я працівників по відношенню до результатів виробничої діяльності підприємства, повна відповідальність власника за створення безпечних і нешкідливих умов праці;
- комплексне розв'язання завдань охорони праці на основі національних програм із цих питань та з урахуванням інших напрямів економічної і соціальної політики, досягнень у галузі науки і техніки та охорони навколишнього середовища;
- соціальний захист працівників, повне відшкодування шкоди особам, які потерпіли від нещасних випадків на виробництві і професійних захворювань;
- встановлення єдиних нормативів з охорони праці для всіх підприємств, незалежно від форм власності та видів їх діяльності;
- використання економічних методів управління охороною праці, проведення політики пільгового оподаткування, що сприяє створенню безпечних і нешкідливих умов праці, участі держави у фінансуванні заходів щодо охорони праці;
- здійснення навчання населення, професійної підготовки і підвищення

кваліфікації працівників з питань охорони праці;

- забезпечення координації діяльності державних органів, установ, організацій і громадських об'єднань, що вирішують різні проблеми охорони праці, а також співробітництво і проведення консультацій між власниками та працівниками (їх представниками), між усіма соціальними групами при прийнятті рішень з охорони праці на місцевому та державному рівнях;

- міжнародне співробітництво в галузі охорони праці, використання світового досвіду організації роботи щодо поліпшення умов і безпеки праці.

З метою реалізації цих принципів, а також з метою чіткого визначення правовідносин між працівником і роботодавцем щодо питань охорони праці, які є однією із важливіших суспільних проблем, правове поле Закону України «Про охорону праці» охоплює основні аспекти цих правовідносин.

Власник підприємства зобов'язаний створити в кожному структурному підрозділі, на кожному робочому місці умови праці відповідно до вимог нормативних актів. З цією метою власник організовує систему управління охороною праці на підприємстві, для чого створює відповідні служби та призначає посадових осіб для вирішення конкретних питань з охорони праці, розробляє за участю профспілок комплексні заходи для досягнення встановлених нормативів з охорони праці, впроваджує прогресивні технології, засоби автоматизації; забезпечує усунення причин аварій, нещасних випадків і професійних захворювань; організовує атестацію робочих місць; затверджує положення, інструкції, інші нормативні акти про охорону праці, що діють у межах підприємства; здійснює постійний контроль за дотриманням працівниками технології процесів, використанням засобів індивідуального захисту; організовує пропаганду безпечних прийомів праці.

У разі відсутності в нормативних документах про охорону праці правил чи норм відносно певних робіт власник повинен організувати розробку таких правил безпеки та узгодити їх із місцевими органами державного нагляду з охорони праці.

У разі виникнення на підприємстві надзвичайних ситуацій власник

зобов'язаний прийняти всі заходи щодо зменшення шкоди і ліквідації їх наслідків, а при необхідності – залучити аварійно-рятувальні формування.

На підприємствах виробничої сфери з кількістю працюючих 50 чоловік і більше повинна створюватися служба охорони праці, при меншій кількості працюючих функції цієї служби може виконувати особа, що має відповідний досвід (як сумісник). Служба охорони праці підпорядковується безпосередньо керівникові, прирівнюється до основних виробничо-технічних служб і може бути ліквідована тільки при ліквідації підприємства.

Служба охорони праці виконує такі основні функції: розробляє ефективну цілісну систему управління охороною праці; проводить оперативно-методичне керівництво роботою з охорони праці; разом зі структурними підрозділами розробляє комплексні заходи щодо забезпечення встановлених нормативів умов праці; проводить вступний інструктаж з особами, що приймаються на роботу; забезпечує всіх працюючих правилами, нормами, інструкціями тощо; організовує проведення паспортизації цехів, діляниць, робочих місць щодо відповідності їх вимогам нормативів з охорони праці; веде облік та аналіз нещасних випадків, профзахворювань, аварій, а також збитків від них; готує статистичні звіти з охорони праці; пропагує охорону праці; бере участь у розслідуванні нещасних випадків та аварій.

Служба охорони праці контролює: дотримання на підприємстві чинного законодавства; виконання приписів органів державного нагляду; своєчасне проведення навчання та інструктажів; забезпечення працюючих засобами індивідуального захисту, спецхарчуванням; своєчасне проведення медичних оглядів; виконання заходів, наказів і розпоряджень стосовно охорони праці.

Працівники служби охорони праці мають право на свій розсуд відвідувати будь-яке робоче місце, одержувати від посадових осіб пояснень щодо питань охорони праці, перевіряти стан безпеки, вимагати від посадових осіб відсторонення від роботи працівників, які не пройшли медогляд, навчання, інструктаж тощо, подавати керівнику підприємства подання про притягнення до відповідальності працівника, винного в порушенні правил безпеки.

На підприємствах із кількістю працюючих 50 і більше чоловік рішенням трудового колективу може створюватися комісія з питань охорони праці (Закон України «Про охорону праці», ст. 26).

Комісія з питань охорони праці є постійно діючим консультативно-дорадчим органом трудового колективу та власника або уповноваженого ним органу. Завдання комісії – залучення представників власника та трудового колективу до співробітництва в галузі управління охороною праці на підприємстві, узгодженого вирішення питань, що виникають у цій сфері, в тому числі:

- захист законних прав та інтересів працівників у сфері охорони праці;
- підготовка власнику підприємства рекомендацій щодо профілактики виробничого травматизму та професійних захворювань;
- опрацювання рекомендацій щодо включення до колективного договору питань з охорони праці та використання коштів на охорону праці.

На підприємстві з кількістю працюючих 250 і більше чоловік організовується кабінет охорони праці.

Служба охорони праці створюється не лише на підприємствах, а й у вищих органах управління підприємствами включно до міністерств, концернів, корпорацій тощо. Права та обов'язки цих служб визначаються їх адміністративно-управлінським рівнем.

Фінансування заходів з охорони праці на підприємстві здійснюється власником.

Питання охорони праці на підприємстві повинні бути відображені в колективному і трудовому договорах. Працівники повинні мати соціальні гарантії, передбачені законодавством.

На підприємства де проводиться ремонт чи регулювання турбокомпресорів повинні бути підвищені вимоги до охорони праці. Пристрої, які називаються газотурбінними нагнітачами або турбокомпресорами, доповнюють конструкцію двигунів і використовуються для нагнітання в них повітря або паливо-повітряної суміші. Працюють турбіни на значних частотах

обертання, з надлишковим тиском і підвищеною температурою. Це технічно складне обладнання має обмежений ресурс, тому вимагає регулярного профілактичного і капітального ремонту.

Інструкція з охорони праці та техніки безпеки для працівника, який виконує ремонт турбінної установки, завжди розробляється на основі конструктивних особливостей агрегату. У розрахунок приймаються положення, наведені в інструкції до турбіни, розробленої виробником, і власні правила, сформульовані інженером з ОП і ТБ, виходячи з місцевих умов праці.

Безпечний ремонт газотурбінного нагнітача можливий тільки при відповідній кваліфікації майстра: він повинен досконало знати всі технічні характеристики обслуговуваного агрегату, його внутрішній устрій і принцип роботи, особливості схем використовуваних трубопроводів і вміти користуватися контрольно-вимірювальними приладами.

Типові інструкції для турбокомпресорів не розробляються, але в основі кожного нормативного документа, який стосується безпечних способів і методів ремонту газотурбінних нагнітачів, повинні перебувати наступні пункти: протипожежні заходи в разі виникнення НС, перелік аварійних випадків, що вимагають негайної зупинки працюючої турбіни, обов'язки машиністів, їх помічників і начальників турбінних цехів, пов'язані з виконанням правил техніки безпеки.

Після закінчення ремонту турбокомпресора обов'язкової перевірки піддається справність масляної системи, яка відповідає за мастило підшипників турбіни. Пуск відремонтованого агрегату виконується тільки при відповідності масла встановленому даним типом обладнання стандарту і його відповідному рівні в масляному баку. Не можна забувати, що порушення герметичності маслопроводу викликає, як мінімум, падіння тиску в системі, як максимум - пожежа.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДЕРНІЗОВАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЯ

Економічна оцінка пропонованих інженерних розробок технічного сервісу складається з двох частин:

- 1). Обґрунтування проекту в цілому;
- 2). Обґрунтування конструкторської розробки.

Мета обґрунтування проекту в цілому - виявити шляхом зрівняння ті позитивні якості, які відрізняють пропоноване інженерне рішення від вихідного (базового).

При цьому використовуються показники як економічні і техніко-економічні, так і екологічні і соціальні.

Технічна оцінка дозволяє визначити можливості виконання робіт з організації технічного обслуговування машинно-тракторного парку, автомобілів; організації різних схем технічного обслуговування МТП, реконструкції виробничо-технічної бази СТО та ін.

Економічна ефективність різних схем технічного обслуговування і ремонту, інших заходів щодо технічного обслуговування машин визначається за їхнім впливом на поліпшення кінцевих показників виробництва, головним чином на зниження собівартості (експлуатаційних витрат), зниження трудомісткості виконуваних робіт і ін.

При аналізі зазначених показників виявляють відміну розробки в базовому і проектному варіантах в залежності від способу виконання робіт, технології і т.д. Порівняння може проводитись в проектному варіанті але порівняно з базовим:

- при випробуванні нової машини з машиною, яка вже використовується у виробництві;
- роботі системи машин або технологічних комплексів з іншими того ж призначення, але різних марок;

- проєктованих ремонтно-обслуговуючих об'єктів або технологій з діючими.

Основними показниками економічної ефективності є:

- абсолютний розмір прибутку, що отримується при впровадженні заходу;

- річний економічний ефект.

До додатковими показниками економічної ефективності відносяться:

- вартісні: розмір капітальних вкладень; собівартість виробництва продукції (робіт, послуг), експлуатаційні витрати;

- трудові: трудомісткість продукції (робіт), продуктивність праці, скорочення потреби в працівниках;

- матеріальні: питома маса або матеріаломісткість об'єкта що оцінюється або одиниці продукції (робіт);

- енергетичні: енергетична ефективність, питома енергоємність, електроємність;

Розрахунок вартості нової конструкції $C_{нка}$ за елементами:

$$\begin{aligned} C_{нка} &= C_m + Z_p + C_{кв} + C_v, \\ C_{нка} &= 45 + 4100 + 3860 + 2400 = 10405 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (5.1)$$

де C_m – вартість витрачених металевих матеріалів, *грн.*;

Z_p – заробітна плата (з нарахуваннями) робітників, зайнятих на складанні нової конструкції, *грн.*;

$C_{кв}$ – вартість комплектуючих виробів, *грн.*;

C_v – витрати по організації виробництва й управління, приймають 30-40% від суми перших трьох складових виразу (5.1), *грн.*

а). Вартість витрачених металевих матеріалів C_m розраховується з урахуванням втрат при обробці на «чисту» вагу конструкції:

$$\begin{aligned} C_m &= K / M_{\partial} \cdot C, \\ C_m &= 1,5 / 4,5 \cdot 150 = 45 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (5.2)$$

де K – поправочний коефіцієнт, що враховує втрати матеріалу при виготовленні деталі (відношення «чорної» ваги деталі до «чистої» ваги), $K=1,2-2$;

M_0 – «чиста» вага виготовлених деталей машини без комплектуючих виробів, кг;

C – вартість 1 кг матеріалу, грн./кг.

б). Заробітна плата робітників визначається наступним чином:

$$\begin{aligned} Z_p &= K_{зп} \cdot T \cdot П, \\ Z_p &= 25 \cdot 100 \cdot 1,64 = 4100 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (5.3)$$

де T – трудомісткість відповідних робіт, год.;

$П$ – погодинна тарифна ставка робітника за середнім розрядом, грн./год.;

$K_{зп}$ – коефіцієнт, що враховує всі нарахування на зарплату, такі як нарахування додаткової заробітної плати, відрахування в пенсійний фонд, фонд соціального страхування та фонд зайнятості. $K_{зп}=1,64$.

в) Вартість комплектуючих виробів $C_{кв}$ розраховується за формулою:

$$\begin{aligned} C_{кв} &= C_{ео} + C_{нм} + C_{пр} + C_{кр}, \text{ грн.}, \\ C_{кв} &= 1200 + 560 + 1700 + 400 = 3860 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (5.4)$$

де $C_{ео}$ – вартість додаткового електрообладнання, грн.;

$C_{нм}$ – вартість неметалічних деталей конструкції, грн.;

$C_{пр}$ – вартість додаткових приладів, датчиків, грн.;

$C_{кр}$ – вартість кріплення та стандартних виробів (підшипники, болти, гайки, шайби тощо), грн.

Рішення про доцільність модернізації існуючих машин, приймається на основі розрахунків системи показників, які дають можливість виявити найбільш економічний варіант з двох машин, що порівнюються.

Для прикладу розглянемо:

1) Автомобіль ЗІЛ-4331 з дизельним двигуном СМД-23.07 потужністю

125 кВт, питома витрата пального при нормальній потужності 185 г/к.с. х год.

Розрахунок виконується за формулою:

$$H_i = q_e \cdot N_e \cdot C \cdot 10^{-3}, \quad (5.5)$$

де H_i – індивідуальна норма витрати пального, кг/маш.год.;

q_e – питома витрата пального при нормальній потужності двигуна, г/к.с. х год. (за даними інструкції з експлуатації);

N_e – номінальна потужність двигуна, кВт (за даними інструкції з експлуатації);

C – інтегральний коефіцієнт, який враховує середні умови експлуатації машини протягом робочої зміни і визначається окремо за формулою, наведеною нижче;

10^{-3} – перевідний коефіцієнт грамів у кілограми.

Визначення інтегрального нормативного коефіцієнта:

$$C = K_{дв} \cdot K_{дн} \cdot K_{тн} \cdot K_{тз}, \quad (5.6)$$

де $K_{дв}$ – коефіцієнт використання двигуна в часі;

$K_{дн}$ – коефіцієнт використання двигуна за потужністю;

$K_{тн}$ – коефіцієнт, що враховує зміни питомої витрати пального залежно від ступеня використання двигуна за потужністю;

$K_{тз}$ – коефіцієнт, який враховує витрату пального на запуск і регулювання роботи двигуна, а також щомісячне технічне обслуговування машин на початку зміни, дорівнює 1,03.

$$K_{дв} = 0,86, K_{дн} = 0,4, K_{тн} = 1,19, K_{тз} = 1,03.$$

$$C = 0,86 \cdot 0,4 \cdot 1,19 \cdot 1,03 = 0,42.$$

Тоді $H_i = 185 \cdot 170 \cdot 0,42 \cdot 10^{-3} = 13,2$ кг/маш.-год. (інакше кажучи, 13,2 на машино-годину).

Індивідуальна норма витрати пального без системи автоматичного регулювання складає:

$$H_i = 208 \cdot 125 \cdot 0,42 \cdot 10^{-3} = 10,9 \text{ кг/маш.-год.}$$

Індивідуальна норма витрати пального з системою автоматичного регулювання складає:

$$N_i = 195 \cdot 128 \cdot 0,42 \cdot 10^{-3} = 10,4 \text{ кг/маш.год.}$$

Результати розрахунків зведено в табл. 5.1.

Таблиці 5.1 – Показники нової конструкції та витрати палива
з дослідною САР

№ п/п	Показники	Нова конструкція
1.	Вартість витрачених металевих матеріалів, грн.	45
2.	Заробітна плата робітників, грн.	4100
3.	Вартість комплектуючих виробів, грн.	3860
4.	Вартість нової конструкції, грн.	10405
5.	Індивідуальна норма витрати пального без системи автоматичного регулювання, кг/маш.-год	10,9
6.	Індивідуальна норма витрати пального з системою автоматичного регулювання, кг/маш.-год	10,4

Таким чином доцільним буде використання автомобіля ЗІЛ з двигуном СМД-23.07 з дослідною системою автоматичного регулювання подачі повітря, так як індивідуальна норма витрати пального у нього становить 10,9 кг/маш.-год – без системи регулювання, а з системою – індивідуальна норма витрати пального дорівнює 10,4 кг/маш.-год., що на 0,5 кг/маш.-год. менше.

ВИСНОВКИ

1. Дослідження впливу тиску наддуву на показники зовнішньої швидкісної характеристики створить теоретичне і експериментальне підґрунтя для розробки автоматичної системи регулювання тиску наддуву. В основу вирішення задачі закладено сучасні методи наукового дослідження, передбачається використання методів математичного моделювання процесів в системі повітропостачання, математичного планування експерименту.

2. На основі аналізу і систематизації літературних джерел, проведено розрахункові та експериментальні дослідження впливу зміни площі прохідного перерізу безлопатевого соплового апарату турбіни на показники зовнішньої швидкісної характеристики. Зовнішню швидкісну характеристику дизеля СМД-23.07 необхідно покращувати в зоні низьких та середніх частот обертання колінчастого вала за зовнішньою швидкісною характеристикою.

3. Уточнена динамічна математична модель, в якій враховані характеристики: дизеля СМД-23.07; систем повітропостачання і паливоподачі; охолоджувача повітря, що наддувається. Математична модель дозволяє детально дослідити зміну термічних та енергетичних параметрів робочого тіла в компресорі; газовій турбіні; у впускному та випускному колекторах; на виході з охолоджувача повітря. Моделювання САРЧ дизеля дозволяє створити різноманітні варіанти регулювання циклової подачі палива для формування зовнішньої швидкісної характеристики.

4. Перевірка адекватності математичних моделей окремих ланок та моделі САРЧ дизеля в цілому підтвердила можливість використання уточненої математичної моделі для дослідження систем подачі повітря і палива дизеля СМД-23.07 з газотурбінним наддувом.

5. Дослідження на математичній моделі впливу зміни площі прохідного перерізу турбіни (μF_T) на зовнішню швидкісну характеристику показали, що найдоцільніше зменшувати значення μF_T в межах від 10% до 30% в діапазоні частот обертання колінчастого вала дизеля $n_D = 1000 \dots 1600 \text{ хв}^{-1}$. При зменшенні

μF_T менше 10% суттєвих змін зовнішньої швидкісної характеристики не спостерігається, а при зменшенні μF_T більш як на 30% веде до значного підвищення температури ВГ перед турбіною, що негативно впливає на температурний режим деталей циліндро–поршневої групи.

6. Змінюючи площу прохідного перерізу турбіни за частот $n_D=1000\dots1600 \text{ хв}^{-1}$ за відсутності негативного корегування паливоподачі можна створити на зовнішній швидкісній характеристиці майже горизонтальну ділянку максимального крутного моменту $690\dots700 \text{ Н}\cdot\text{м}$ в межах $n_D=1250\dots1550 \text{ хв}^{-1}$, а також розширити ділянку мінімальної питомої ефективної витрати палива $219 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, в межах $n_D=1400\dots1800 \text{ хв}^{-1}$, максимальна димність ВГ не перевищує 49%.

7. За зміни площі прохідного перерізу газової турбіни в турбокомпресорі, повністю відмовитись від негативного корегування паливоподачі не можна. Негативний коректор паливоподачі повинен працювати за значно менших частот обертання дизеля. Для дизеля СМД-23.07 - це вузька ділянка частот обертання $1000\dots1250 \text{ хв}^{-1}$.

8. Створено експериментальні зразки пристроїв для моделювання зменшення прохідного перерізу турбіни турбокомпресора. Визначено місце в безлопатевої проточній частині турбіни де найбільш ефективно можна зменшувати площу поперечного перерізу. Для ТКР-7,5ТВ02, це в середині проточної частини на відстані 116 мм від вхідного отвору турбіни.

9. Експериментальні дослідження з горизонтальною зовнішньою швидкісною характеристикою циклової подачі показали, що зміна площі прохідного перерізу газової турбіни в турбокомпресорі є ефективним заходом для підняття тиску наддуву в компресорі за частоти $n_D=1250\dots1550 \text{ хв}^{-1}$ крива крутного моменту майже горизонтальна і знаходиться в межах $691\dots701 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а також розширено ділянку мінімальної питомої ефективної витрати палива $215 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, в межах $n_D=1400\dots1800 \text{ хв}^{-1}$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Анализ* динамики комбинированной системы регулирования наддува турбопоршневого двигателя: Изв. Вузов. – М.: Машиностроение, 1971. - №10.
2. *Байков Б.П. и др.* Турбокомпрессоры для наддува дизелей / Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1975. - 200 с.
3. *Барабашук В.И., Креденцер В.П., Мирошниченко В.И.* Планирование эксперимента в технике. К.: Техніка, 1984. - 200 с.
4. *Барский И.А.* О диапазоне соплового регулирования газовой турбины // Энергомашиностроение. –1960. - №5.- С.
5. *Блаженнов Е.И.* О степени неравномерности всережимного регулятора автомобильного дизеля // Автомобильная промышленность. – 1966. - №6. - С. 9-12.
6. *Бордуков В.Т.* Применение турбокомпрессора с регулируемой турбиной для наддува дизелей // Электромашиностроение. – 1959. - №9.
7. *В.И. Крутов, В.Е. Горбаневский, В.Г. Кислов* Топливная аппаратура автотракторных двигателей. – М.: Машиностроение, 1985. - 208 с.
8. *Ваншейдт В.А.* Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебн. пособ. – Л.: Судостроение, 1958. - 386 с.
9. *Вентцель Е.С.* Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 570 с.
10. *Вихерт М.М., Грудский Ю.Г.* Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. – М.: Машиностроение, 1982. – 151с.
11. *Выбор* параметров диафрагменного механизма противодимного корректора подачи топлива: Труды ЦНИТА – Л.: 1978. вып. 71. - С. 13-16.
12. *Галушко В.Г.* Вероятностно–статические методы на автотранспорте. – К.: Вища школа, 1976. – 232 с.
13. *Гастлер Э., Энб У., Род У.* Сравнение характеристик дизелей с разными системами наддува: // SAE Technikal Paper Series №830143.

14. *Говорун А.Г.* Исследование гидравлической системы регулирования автомобильного дизеля с целью улучшения его экономических и динамических показателей: Дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02. – К., 1972. – 195 с.
15. *Головчук А.Ф.* Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторного дизеля с турбонаддувом: Дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02. – К., 1981. – 302с.
16. *Головчук А.Ф., Долганов К.Е., Остапенко Г.И.* Влияние расширения интервала корректирования топливоподачи на экономичность и дымность отработавших газов дизеля // Двигателестроение. – 1982. - №8. - С. 3-5.
17. *Голод И.И.* Повышение использования мощности и улучшение топливной экономичности тракторного дизеля в условиях эксплуатации применения адаптивного регулятора: Дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02. – К., 1988.- 338 с.
18. *ГОСТ 10033-68.* Турбокомпрессоры для наддува дизелей и газовых двигателей. Методы испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1968. - 9 с.
19. *Долганов К. Є., Лісовал А.А.* Автоматичне регулювання двигунів внутрішнього згоряння: Навч. посіб. – К.: НТУ, 2003.- 138 с.
20. *Долганов К., Лісовал А., Гуменчук М* Особенности математической модели «САРЧ» дизеля с газотурбинным наддувом // Materaly miedzynar. Konf. “ Metody obliczeniowe I badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych I maszyn roboczych samojezdnych”.- Rzeszow (Polska). – 2003. – С. 51-54.
21. *Долганов К.Е.* О концепции дизелизации украинских автомобилей // Автошляховик України. – 1995. - №1 – С. 12-15.
22. *Долганов К.Е., Головчук А.Ф., Краснокутская З.И.* Алгоритм расчета на ЭВМ переходных процессов в САРЧ автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом / Киевск. автомоб.-дор. ин-т. – К., 1991.–70 с. - Рус. — Деп. в Укр НИИНТИ 16.10.91, № 1369 – Ук 91.
23. *Долганов К.Е., Головчук А.Ф., Самусь Н.И.* Дорожные испытания трактора Т-150 К с ограничителем дымления // Двигателестроение. – 1980. - №11. - С. 44-46.

24. Долганов К.Е., Остапенко Г.И. Исследование влияния расширения интервала корректирования топливоподачи на переходные процессы в САРС автотракторного дизеля // В кн.: Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания. Тезисы докл. Всесоюзной научной конференции. М.: МАДИ, 1982, - С. 187-188.
25. Долганов К.Е., Остапенко Г.И. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности отработавших газов тракторного дизеля с турбонаддувом применением отрицательного корректирования топливоподачи // Двигателестроение. – 1983. - №2. - С. 7-9.
26. Долганов К.Е., Остапенко Г.И., Каньковский И.Е. Математическая модель САРЧ дизеля с автономным турбонаддувом / Киевск. автомоб.-дор. ин-т. –К., 1986. –35.: Ил. – Библиогр.: 17 назв. – Рус. –Деп. в Укр НИИНТИ 07.07.86, № 1587 – Ук 86.
27. Долганов К.Е., Парсаданов И.В., Лисовал А.А. Дизель СМД для украинских автобусов // Двигатели внутреннего сгорания: Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Х.: ХГПУ. - 1999. – Вып. 60. – С. 18-24.
28. Долганов К.Є., Лісовал А.А. Проблеми українських автомобільних дизелів /Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2000. - №3. – С. 11-12.
29. Долганов К.Є., Лісовал А.А., Гуменчук М.І. Моторні дослідження швидкісних характеристик дизеля // Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2003. - №. – С. 38-39.
30. Долганов К.Є., Лісовал А.А., Гуменчук М.І. Обладнання для моторних досліджень дизеля СМД-23.07 та його систем // Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2002. - №5. – С. 40-42.
31. Долганов К.Є., Лісовал А.А., Гуменчук М.І., Кір'янов С.А. Україні потрібні вітчизняні автобуси з вітчизняними малотоксичними дизелями // Автошляховик України. – Вісник. Окремий випуск. 2004. - №7. – С. 26-29.
32. Долганов К.Є., Лісовал А.А., Гуменчук М.І., Костриця С.В. Швидкісні характеристики дизеля СМД-23.07 при зменшенні тиску наддуву // Автошляховик України. – Вісник. Окремий випуск. 2003. – С. 71-72.

33. *Долганов К.Є., Лисовал А.А., Краснокутська З.І.* Покращення швидкісної характеристики автомобільного дизеля з газотурбінним наддувом // Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2001. - №4. – С. 25-27.
34. *Долгов А.И.* Исследование корректирующих устройств тракторных, автомобильных и комбайновых двигателей: : Дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02. – К., 1964. – 192 с.
35. *Драганов Б.Х.* Исследование впускной системы и процесса наполнения 4-х тактного дизеля: Автореф. дис. ... д-ра. техн. наук: /Л., 1973. – 35 с.
36. *Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухова В.С.* Конструирование впускных и выпускных каналов ДВС. – К.: Вища школа, 1987. – 175 с.
37. *Инструкции по эксплуатации. Дизель СМД-18Н и его модификации: 18Н-00С2 ИЭ: Соответствует тех. докум. по состоянию на 01.01.93: Харьков, 1995. - 123 с.*
38. *Исследование работы комбинированного двигателя с регулируемым наддувом: Изв. Вузов. – М.: Машиностроение, 1969. - №9.*
39. *Исследование режимов работы двигателя ЯМЗ-236 с двухрежимными и всережимными регуляторами / Блаженнов Е.И., Терещук А.Г, Корнилов Г.С., Сорокин В.П. В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. – Ярославль, Межвуз. собрн. науч. трудов. 1975. С. 119-124.*
40. *К вопросу о регулировании наддува турбопоршневых двигателей: Сб. науч. тр. - М.: ВНИТИ, вып. 21. 1965. – 160 с.*
41. *К.Е. Долганов, А.А. Лисовал, М.И. Гуменчук* Улучшение внешней скоростной характеристики дизеля путем автоматического регулирования давления наддува // Авиационно – космическая техника и технология. – 2004. - №7(15). - С. 189-193.
42. *Каньковский И.Е.* Повышение эксплуатационной топливной экономичности тракторного дизеля путем применения универсального однорежимно-всережимного регулятора: : Дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02. – Харьков, 1987. – 377 с.

43. *Карташевич А.Н.* Защита автотракторных дизелей с наддувом от перегрузок: Автореф. :дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02 / ЛПИ им. М.И. Калинина. – Л., 1980. – 20 с.

44. *Карташевич А.Н., Горелько В.М., Крепс Л.И.* Расчет основных параметров системы автоматической подачи дополнительного воздуха при работе автотракторного дизеля с наддувом на переходных режимах // Двигателестроение. - 1991. - №6. - С. 28-30.

45. *Карташевич А.Н., Крепс Л.И.* Разработка и исследование системы автоматической защиты автотракторных дизелей с наддувом от перегрузок. Пути повышения топливной экономичности и снижение токсичности автотракторных дизелей // Тезисы докладов. – Баку: 1979. - С. 25-26.

46. *Козев М.А.* Влияние давления наддува на экономические показатели двигателей // Энергооборудование и автоматизация водного транспорта. – 1980. – С. 71-74.

47. *Косулин А.Г.* Дизели СМД-23.07, СМД-23.07.01 Дополнение к инструкции по эксплуатации. Харьков. 1995. - 29 с.

48. *Крепс Л.И., Вайнштейн Г.Я.* Математическая модель автотракторного дизеля с наддувом при неустановившейся нагрузке // Двигателестроение. – 1982. - №12. - С.5-8.

49. *Крепс Л.И., Карташевич А.Н.* Разработка и исследование системы автоматической защиты автотракторных дизелей с наддувом от перегрузок //Двигателестроение. – 1979. - №7. - С. 26-29.

50. *Крепс Л.И., Карташевич А.Н., Горелько В.М.* Разработка и исследование системы автоматической подачи дополнительного воздуха на переходных режимах автотракторного дизеля с наддувом //Двигателестроение. – 1984. - №2. - С. 13-16.

51. *Крутов В.И.* Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1979. - 615 с.

52. *Крутов В.И., Рыбальченко А.Г.* Регулирование турбонаддува ДВ. – М.: Высш. школа, 1978. – 213 с.

53. Лисовал А., Долганов К., Гуменчук М. Аппроксимация характеристик автобусного дизеля СМД-23.07 для математической модели САРЧ дизеля // *Materaly miedzynar. Konf. “ Metody obliczeniowe I badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych I maszyn roboczych samojedznych”*.- Rzeszow: (Polska), 2004. – С. 187-192.

54. Методика определения к.п.д. турбин и компрессоров турбокомпрессоров при совместной работе с двигателем: Сб. науч. труд. - Двигатели внутр. сгорания, Харьков, ХПИ, 1970. вып. 11. - С.105-111.

55. Моисеев А.И., Бурдикин В.Д. Влияние режимов работы двигателя на закоксовывание многодырчатых распылителей // *Двигателестроение*. – 1981. - №7. - С. 38-40.

56. Остапенко Г.И. Экспериментальное определение параметра эффективности импульсной турбины и его математическое описание // *Двигатели внутр. сгорания*. – 1985. - №41. - С. 41-45.

57. Пантаев Н.Ф., Дланов В.Г. Основы теории автоматического Рыжов В.А., Пров К.Ю. Расширение области работы четырехтактного дизеля средствами систем наддува // *Двигателестроение*. - 2003. - №4. - С. 16-18.

58. Севчук И.В. Об эффективности разгона ротора турбокомпрессора сжатим воздухом // *Двигатели внутреннего сгорания*. ХГУ им. А.М. Горького, 1978. - №28. - С. 48-52.

59. Симпсон А.Э. и др. Турбонаддув высокооборотных дизелей. -М.: Машиностроение, 1976. – 278 с.