

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет "Транспортна інженерія"

Кафедра "Локомотиви"

"ДО ЗАХИСТУ"

Зав. кафедрою Б. Боднар Борис БОДНАР

" 11 " 01 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: "Удосконалення системи повітропостачання дизеля
тепловоза ТЕМ7" E V

за освітньою програмою: "Локомотиви та локомотивне господарство"
зі спеціальності 273 "Залізничний транспорт"
галузі знань 27 "Транспорт"

Виконав: студент групи ЛГ2221

К. К. Денис КІЛЬЧИНСЬКИЙ

Керівник М. Капіца Михайло КАПІЦА

Нормоконтролер Л. Колодій Людмила КОЛОДІЙ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних посилань.

Студент К. К.

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty “*Transport engineering*”

Department “*Locomotives*”

EXPLANATORY NOTE

to Master’s Thesis

master

on the topic: “**Improvement of the air supply system of the TEM7 diesel locomotive**”

according to educational curriculum: “*Locomotives and Locomotive Economy*”
in the Speciality 273 “*Railway transport*”
field of knowledge 27 “*Transport*”

Done by the student of the group *LG2221*:

Denys KILCHYNSKYI

Scientific Supervisor: Mihajlo KAPICA

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2024

РЕФЕРАТ

Дипломна магістерська робота на тему «Удосконалення системи повітропостачання дизеля тепловоза ТЕМ7» у загальному обсязі 81 аркуш розрахунково-пояснювальної записки і 6 аркушів демонстраційного матеріалу складається з 4 частин. Магістерська робота містить: 21 рисунок та 2 таблиці. Під час підготовки магістерської роботи було використано 15 наукових джерел перелік яких наведено у розділі «Список літератури».

Об'єктом дослідження в дипломній магістерській роботі виступає процес повітропостачання в ДВЗ, а метою дослідження – пошук можливостей поліпшення процесів повітропостачання дизеля тепловоза ТЕМ7.

Для досягнення поставленої мети в дипломній магістерській роботі виконано огляд питання удосконалювання системи повітропостачання тепловозних дизелів й визначено, що найбільш ефективним засобом підвищення економічності й надійності дизелів з високим газотурбінним наддуванням на часткових режимах роботи є застосування реєстрової системи наддування, яка містить два турбокомпресори.

При розробці схемних рішень удосконалення системи охолодження наддувочного повітря ми спроектували систему, в яку додано відкритий повітроохолоджувач, який дає змогу додатково знижувати температуру повітря на певних визначених режимах.

Для попередження теплового руйнування силової енергетичної установки при збільшенні потужності, ми виконали розрахунок охолоджуючого пристрою тепловоза та потужності привода з використанням математичного моделювання.

Для оцінки техніко-економічних показників роботи дизеля з удосконаленою системою повітропостачання ми порівняли ефективну витрату палива цього дизеля з базовим. Різниця витрати палива склала 0,4%.

Ключовими словами в дипломній магістерській роботі являються: СИСТЕМА, ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ, ДИЗЕЛЬ, ТЕПЛОВОЗ, ТЕМ7, ГАЗОТУРБІННЕ НАДДУВАННЯ, ТУРБОКОМПРЕСОР, ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧ, ПОТУЖНІСТЬ, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, ЕФЕКТИВНА ВИТРАТА ПАЛИВА.

					0032.170123.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ОГЛЯД МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОВОЗНИХ ДИЗЕЛІВ	9
1.1 Аналіз питання удосконалювання системи повітропостачання тепловозних дизелів	9
1.2 Огляд варіантів підвищення ефективності роботи енергетичних установок тепловозів	24
1.3 Аналіз впливу інтенсивності закручення повітряного заряду на робочий процес тепловозного двотактного дизеля бДН із охолоджувачем наддувочного повітря	32
2 РОЗРОБКА ТА РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЯ З УДОСКОНАЛЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ	37
2.1 Розробка схемних рішень системи охолодження наддувочного повітря.....	37
2.2 Вибір схеми повітропостачання і агрегатів наддування	38
2.3 Розрахунок робочого циклу дизеля	40
3 РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ТЕПЛОВОЗА ТА ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДА З МАТЕМАТИЧНИМ МОДЕЛЮВАННЯМ	58
3.1 Складання математичної моделі для визначення параметрів системи охолодження та приводу	58
3.2 Розрахунок водяного контуру дизеля	61
3.3 Розрахунок водяного контуру охолодження наддувочного повітря та масла теплообмінника	64
3.4 Розрахунок теплообмінника	65
3.5 Розрахунок вентилятора холодильної камери	70

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		<i>Кільчинський</i>			<i>Удосконалення системи повітропостачання дизеля тепловоза ТЕМ7</i>	Лім.	Арк.	Акрушів
Перевір.		<i>Капіца</i>				н	5	81
Реценз.						<i>УДУНТ, зр. ЛГ2221</i>		
Н. Контр.		<i>Колодій</i>						
Затверд.		<i>Баднар</i>						

4 ОЦІНКА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ З УДОСКОНАЛЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ.....	75
ВИСНОВКИ.....	78
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	80

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

ВСТУП

Система повітропостачання дизеля призначена для збільшення подачі повітря в поршневу частину двигуна, що дозволяє підвищити його потужність. Система повітропостачання більшості дизелів включає агрегат наддування (турбокомпресор) і охолоджувач наддувочного повітря. Оскільки їх зв'язок з поршневою частиною газоповітряний, то це обмежує діапазон режимів економічної роботи дизеля. В останні роки для підвищення паливної ефективності дизеля доведення системи повітропостачання велося в напрямку підвищення коефіцієнта корисної дії турбокомпресора й розширення діапазону його економічної роботи. У цей час ці резерви майже вичерпані.

Технічний рівень дизеля визначається сукупністю базових показників, у яку входять економічні показники. Необхідність оцінки технічного рівня, як найважливішого показника якості, виникає на стадіях розробки, виробництва й експлуатації дизелів. Надійність дизеля обумовлюється безвідмовністю, ремонтпридатністю, збереженням, а також призначеним ресурсом до капітального ремонту [1].

Удосконаленням дизелів з метою поліпшення їх техніко-економічних показників займаються різні організації, результати їх досліджень відображені в численних публікаціях. Пропонуються різні принципи й напрями, конструктивні й технологічні рішення. Разом з тим наявність великої кількості різних шляхів удосконалення дизелів у цей час затрудняє вибір раціональних рішень, прийнятних для широкого впровадження на дизелебудівних заводах. Слід зазначити, що більшу частину виконаних робіт становлять дослідження й доведення окремих вузлів і елементів для перепроєктованих і створюваних дизелів; питання комплексної модернізації вже випущених двигунів розглядаються значно рідше.

Одним з основних параметрів, який характеризує дизельний двигун в цілому, є його ефективна потужність. Вітчизняні й закордонні виробники транспортних дизелів прагнуть постійно підвищувати значення ефективної потужності проєктованих ними двигунів. Причому з'явилася тенденція збільшувати ефективну потужність без збільшення масогабаритних показників двигуна, що особливо

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

важливо для транспортних дизелів.

Метою дослідження в магістерській роботі є обґрунтування й вибір напрямків підвищення паливної ефективності тепловозних дизелів при удосконаленні системи повітропостачання на базі дизеля тепловоза ТЕМ7.

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1 ОГЛЯД МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОВИЗНИХ ДИЗЕЛІВ

1.1 Аналіз питання удосконалювання системи повітропостачання теплових дизелів

Тривала експлуатація на наших тепловозах дизелів Д49 і 10Д100 виявила ряд недоліків, пов'язаних насамперед зі зміною теплотехнічного стану дизеля і його агрегатів наддування при роботі з різними навантаженнями, що приводить до погіршення експлуатаційних характеристик. Про це свідчать:

- збільшення димності газів і нагаровідкладень у випускному тракті;
- зниження паливної економічності й надійності ряду вузлів дизеля;
- погіршення екологічних показників;
- збільшення витрат на проведення обслуговувань і ремонтів.

У зв'язку із цим важливе значення мають роботи, спрямовані на зниження розкиду експлуатаційних характеристик дизеля за рахунок стабілізації його теплотехнічного стану в експлуатації [1].

В останні роки дизелебудівні компанії й науково-дослідні інститути виконали комплекс робіт з підвищення рівня теплотехнічного стану теплових дизелів. Результати цих робіт дозволили модернізувати велику частину парку тепловозів. Це стосується установки дизелів типу Д49 нового покоління на тепловози 2ТЕ10МК і 2М62КК, застосування на дизелях електронних систем керування подачею палива й регулювання частоти обертання вала, високоефективних агрегатів наддування.

Впровадження наведеного комплексу удосконалень підвищило паливну економічність тепловозів й поліпшило їхні екологічні показники.

Разом з тим досвід експлуатації тепловозів показує, що при роботі дизеля на часткових навантаженнях питома витрата палива помітно зростає. Одна із причин цього пов'язана з особливістю системи повітропостачання дизелів з високим газотурбінним наддуванням, для якої характеристики агрегатів наддування розраховуються для забезпечення економічної роботи на режимі повної

					0032.170123.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

потужності. Оскільки агрегати наддування мають газоповітряний зв'язок з поршневою частиною двигуна, то при зниженні потужності дизеля нижче середньої турбокомпресор практично не збільшує витрату повітря, тому що суттєво знижується тиск вихлопних газів і наддувочного повітря.

Аналіз систем повітропостачання дизелів. Схеми системи повітропостачання основних типів тепловозних дизелів наведені на рис. 1.1.

У цей час на всіх вітчизняних і закордонних тепловозах застосовуються дизельні двигуни з газотурбінним наддуванням і охолодженням наддувочного повітря. Більша частина дизелів чотиритактного типу.

Практично всі системи повітропостачання чотиритактних дизелів мають одноступінчасте наддування, для якого застосовується один (рис. 1.1, а) або два (рис. 1.1, б) турбокомпресора, які працюють паралельно. Також у систему входить охолоджувач наддувочного повітря, після якого повітря надходить у поршкову частину дизеля.

У системах повітропостачання двотактних дизелів використовується двоступінчасте наддування. У якості першого ступеня застосовуються один (рис. 1.1, д) або два (рис. 1.1, в, з) турбокомпресора, які працюють паралельно. Другий ступінь наддування – приводний компресор відцентрового (рис. 1.1, в) або об'ємного (рис. 1.1, з) типу. На дизелі GMC-710G (рис. 1.1, д) у якості другого ступеня наддування використовується турбокомпресор, який за допомогою обгінної муфти з'єднується з колінчатим валом дизеля.

У всіх системах повітропостачання тепловозних дизелів застосовуються турбокомпресори з компресорними ступенями відцентрового типу. Турбінні ступені цих агрегатів наддування в основному осьового типу. В останні роки в турбокомпресорах почали застосовувати турбіни доцентрового типу [2]. Це стало можливим завдяки розробці сучасних технологічних процесів виробництва високоефективних конструкцій таких турбін. Газоповітряне з'єднання агрегатів наддування з дизелем на всіх типах чотиритактних дизелів послідовне й розраховане на режим повної потужності двигуна.

Перевагою системи наддування з одним турбокомпресором є простота

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

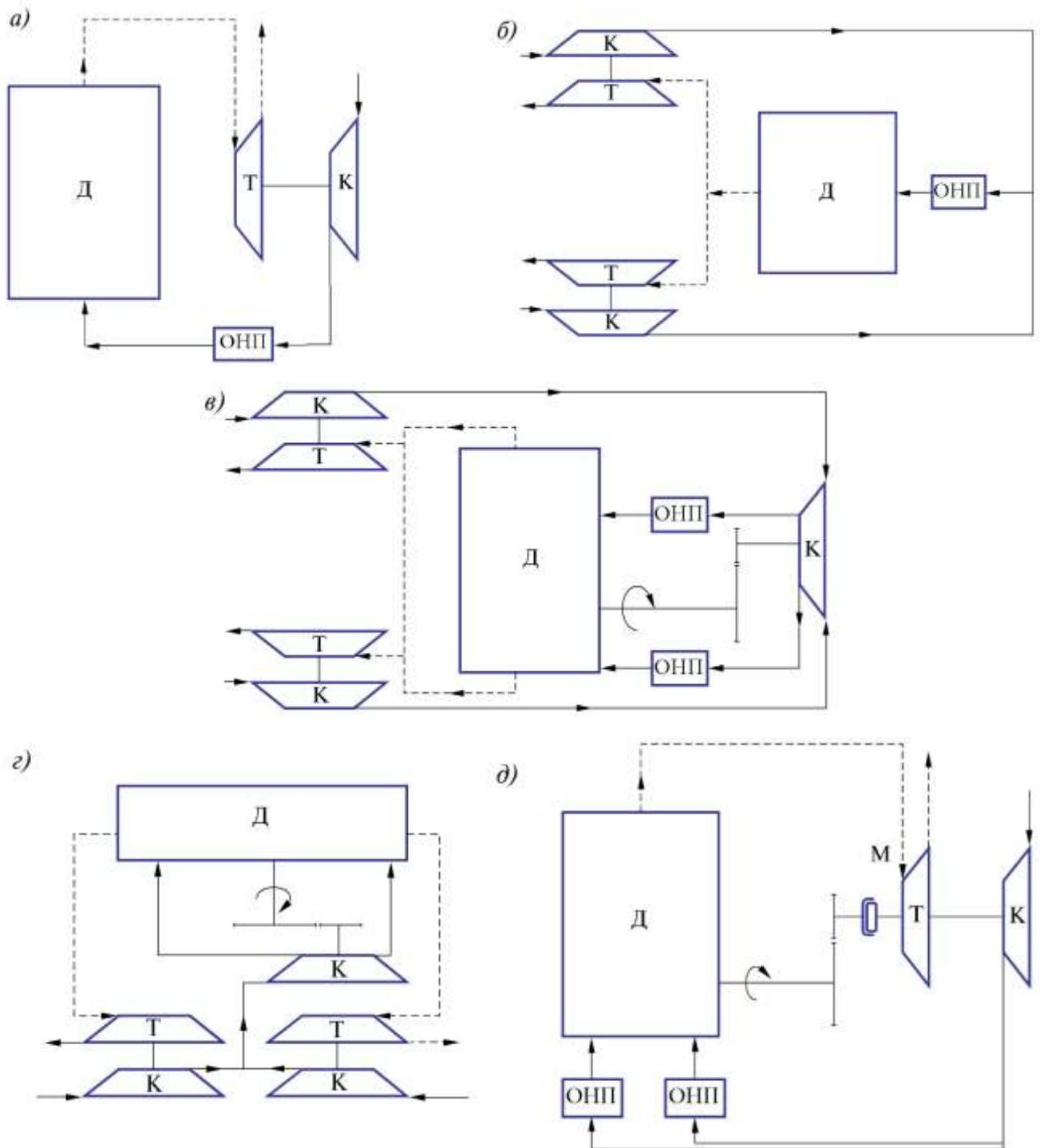


Рисунок 1.1 – Схеми системи повітропостачання основних типів тепловозних дизелів:

а – чотиритактних Д49, GEVO12, W6L20LA; *б* – 8ДМ21/21, QST30-G5; *в* – двотактних 10Д100, *г* – 14Д40, *д* – GMC-710G;

Д – дизель; ОНП – охолоджувач наддувочного повітря; Т – турбінний ступінь турбокомпресора; К – компресорний ступінь турбокомпресора або приводного нагнітача; М – обгонна муфта

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.170123.000.03MP.ПЗ

Арк.

11

конструкції, невисокі витрати на обслуговування, ремонт і витрата запчастин. Також рідше відзначається помпаж в компресорному ступені. Недолік системи полягає в інерційності ротора турбокомпресора, що вимагає більшого часу на його розгін і сповільнює набір навантаження дизелем.

Система наддування із двома паралельно працюючими турбокомпресорами має кращі динамічні характеристики двигунів при наборі навантаження. Її недоліки пов'язані з ускладненням конструкції й збільшенням сумарних масогабаритних показників агрегатів. Потрібні більші витрати на обслуговування, ремонт і витрату запчастин. Частіше відзначається помпаж турбокомпресорів, пов'язаний з неузгодженістю прохідних перетинів соплових апаратів агрегатів.

Техніко-економічні характеристики систем наддування з одним і двома паралельно працюючими турбокомпресорами близькі між собою, оскільки ККД сучасних агрегатів однаковий.

Напрями вдосконалювання конструкції системи повітропостачання дизелів. Основними компонентами системи повітропостачання є агрегати наддування, їх конструктивні особливості й характеристики в значній мірі визначають потужнісні, енергоефективні й ресурсні показники роботи дизелів [3].

За минулий період часу вітчизняні компанії освоїли виробництво турбокомпресорів з високими значеннями ККД (66–67 %) [5], відповідними до рівня кращих світових зразків у турбобудуванні. Так, наприклад, ККД компресорного ступеня турбокомпресора ТК35В-36 тепловозного дизель-генератора 18-9ДГ, який досягає 81%, забезпечується при ступені підвищення тиску наддувочного повітря в діапазоні від 1,5 до 3,0 і в області зміни витрати повітря від 4,3 до 5,0 кг/с.

На тепловозних дизелях встановлюються охолоджувачі наддувочного повітря водоповітряного типу, теплова ефективність охолоджувачів на дизелях Д49 досягає 0,92 [6].

В останні роки для вдосконалювання системи повітропостачання тепловозних дизелів були проведені дослідження з вибору способів регулювання агрегатів наддування, які забезпечують ефективну роботу з поршневою частиною

					0032.170123.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

двигуна на режимах навантаження.

Один з напрямків пов'язаний з перепуском наддувочного повітря в газовий колектор і підведенням потужності до ротора турбокомпресора від високооборотного електродвигуна [7]. Для форсованих тепловозних дизелів із середнім ефективним тиском 1,6-2,3 МПа перспективною є система наддування з високооборотним електричним мотором і автоматичним регулюванням тиску наддування. При цьому доцільно використовувати один турбокомпресор і мотор, потужність якого становить 1,0-1,5% від номінальної потужності дизеля [7]. Застосування такої системи наддування дозволяє зменшити питому витрату палива при роботі на експлуатаційних режимах, але не більше ніж на 0,7 %.

Відомі також напрямки вдосконалювання системи повітропостачання дизелів за рахунок застосування в схемі наддування силової турбіни, перепуску газів у вихлопний патрубок за турбіну й перепуску повітря з компресора на турбіну [7, 8], турбіни з регульованим сопловим апаратом.

Недоліки наведених способів регулювання агрегатів наддування пов'язані з ускладненням конструкції дизеля, а також із застосуванням регулювальних органів – заслінок, лопаток соплового апарата, які працюють у середовищі наддувочного повітря й випускних газів.

Багаторічний досвід експлуатації вітчизняних тепловозних дизелів показав, що найбільш надійні й ефективні системи повітропостачання з мінімальною кількістю ступенів наддування (одноступінчасте наддування від турбокомпресора) і простим зв'язком агрегатів наддування з дизелем (послідовне з'єднання турбокомпресора, охолоджувача наддувочного повітря з поршневою частиною двигуна). Тому основним напрямком подальшого розвитку системи повітропостачання є підвищення ефективності й надійності кожного агрегату й системи в цілому.

Схема системи повітропостачання тепловозного дизеля підвищеної ефективності. Серйозним недоліком одноступінчастих систем наддування є зниження їх ефективності на режимах нижче 50% потужності дизеля через падіння енергії випускних газів. При роботі на цих режимах агрегати наддування практично

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

не подають додаткове повітря. Разом з тим ці режими займають близько половини часу роботи дизелів магістральних тепловозів, а для маневрових є основними. Звідси випливає, що додаткові резерви підвищення економічності двигунів в експлуатації можуть бути реалізовані за рахунок поліпшення характеристик системи повітропостачання на режимах нижче середніх потужностей. Одним з них є застосування в схемі системи повітропостачання двох турбокомпресорів, кожен з яких забезпечує найбільш економічну роботу дизеля на кожному з режимів нижче й вище 50% повної потужності. Оскільки кожен турбокомпресор розрахований для роботи на своєму режимі, то характеристики двох агрегатів різні, у тому числі по потужності, витраті повітря й іншим параметрам. Такі системи реєстрового наддування з послідовним включенням одного й відключенням другого агрегату застосовуються на вітчизняних [8] і закордонних [9] двигунах. За рахунок підключення/відключення одного із двох турбокомпресорів при роботі двигуна на часткових навантаженнях паливна економічність поліпшується приблизно на 2,5%.

Схема повітропостачання дизеля з реєстровою системою наддування наведена на рис. 1.2. Тут перший турбокомпресор ТК1 (пусковий) працює від режиму холостого ходу до приблизно середньої потужності дизеля, а другий відключений. На режимах від середньої потужності до повної включається другий турбокомпресор ТК2 (маршовий), а турбокомпресор ТК1 відключається. Включення й відключення кожного турбокомпресора здійснюється двома заслінками Z_8 і Z_2 , кожна з яких одночасно з'єднує компресорну й турбінну ступені цього агрегату з охолоджувачем наддувочного повітря й випускним колектором поршневої частини двигуна.

У якості штатної схеми повітропостачання дизеля також розглянута схема на рис. 1.2, де заслінки Z_8 і Z_2 перебувають у положенні роботи турбокомпресора ТК2 на всіх режимах його навантаження від холостого ходу до повної потужності.

Графічний розрахунок спільної роботи компресорних ступенів турбокомпресорів з дизелем при реєстровій системі наддування наведений на рис. 1.3. Для розрахунку обрано два 12-циліндрових дизель-генератора 5-26ДГ і 21-26ДГ тепловозів 2М62КК і 2ТЕ25К, повна потужність дизеля яких – 1470 і

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

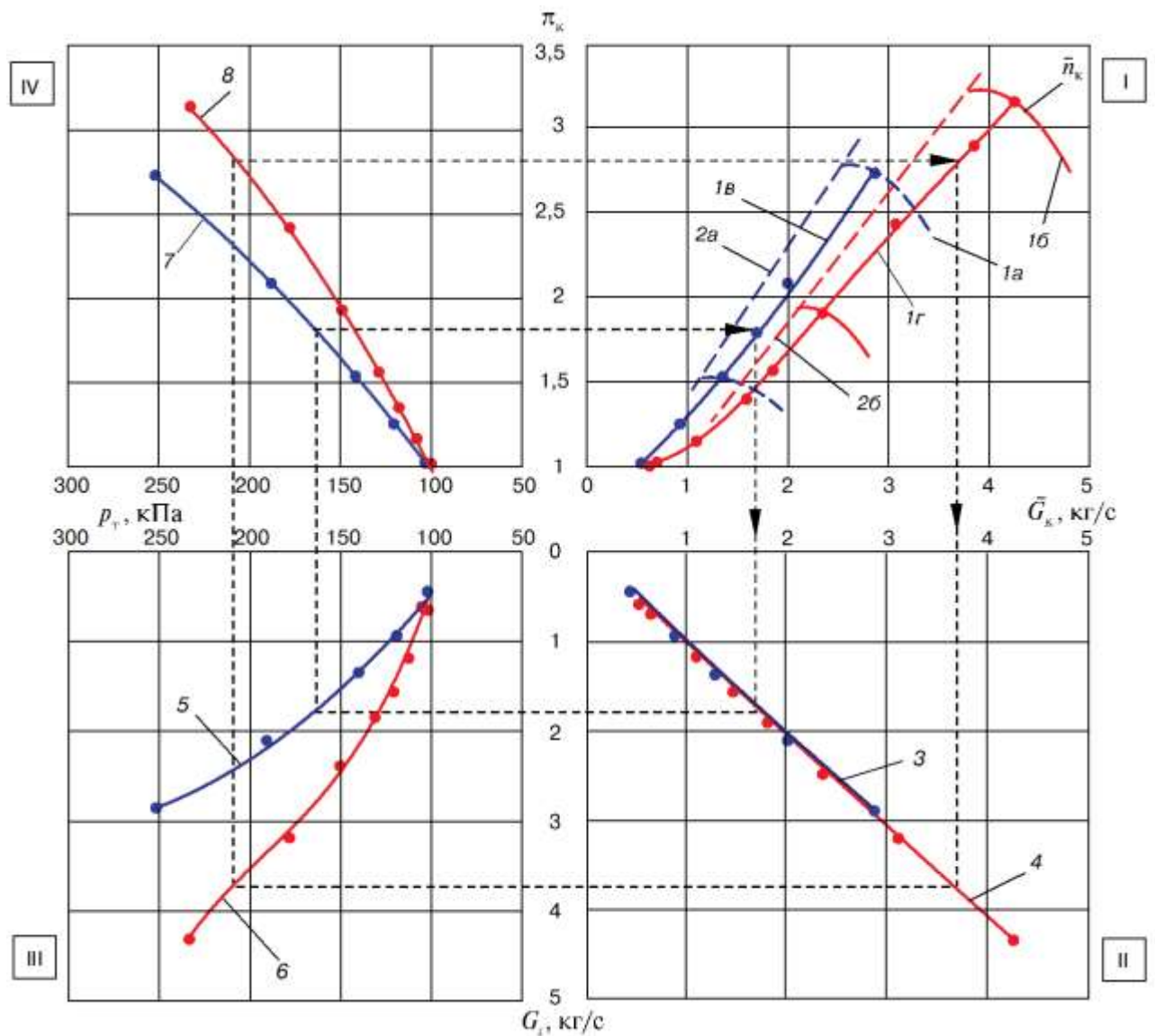


Рисунок 1.3 – Характеристики роботи турбокомпресорів з дизелем при реєстровій системі наддування:

1a, 1б – характеристики компресорних ступенів пускового й маршового турбокомпресорів відповідно; *1в, 1г* – характеристики спільної роботи компресорних ступенів пускового й маршового турбокомпресорів з поршневою частиною дизеля; *2a, 2б* – границі помпажа компресорних ступенів пускового й маршового турбокомпресорів; *3, 4* – витрата газу через поршкову частину двигуна при роботі пускового й маршового турбокомпресорів; *5, 6* – гідравлічні характеристики газовипускної частини дизеля при роботі пускового й маршового турбокомпресорів; *7, 8* – гідравлічні характеристики компресорної частини пускового й маршового турбокомпресорів

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.170123.000.03MP.ПЗ

Арк.

16

В ІV квадранті виконане узгодження характеристик ступені підвищення тиску повітря в компресорному ступені турбокомпресора p_k з тиском газу перед турбінним ступенем агрегату p_m для пускового й маршового турбокомпресорів, показане лініями 7 і 8 відповідно.

Основні рівняння розрахункової моделі зведені в систему:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_2 = G_k + G_f; \quad (a) \\ \pi_k = f(\bar{G}_k, n_k); \\ \bar{G}_k = a \frac{G_k \sqrt{T_0}}{p_0}; \\ \bar{n}_k = \frac{n_k \sqrt{T_0}}{p_0}; \end{array} \right\} \quad (b) \quad (1.1)$$

$$\left. \begin{array}{l} p_m = f(G_2); \\ \pi_k = f(p_m), \end{array} \right\} \quad (в)$$

де (а) – зв'язок дизеля з турбокомпресором по газу;

(б) – компресорний ступінь тербокомпресора;

(в) – гідравлічні зарактеристики дизеля й компресорного ступіння тербокомпресора;

π – ступінь підвищення тиску повітря в компресорному ступені;

G, n – наведені витрату повітря через компресорний ступінь і частота обертання ротора відповідно, кг/с, хв⁻¹;

T, p – температура й тиск повітря на вході в компресор відповідно, К, Па;

a – коефіцієнт приведення розмірності температури й тиску повітря до нормальних атмосферних умов в К і Па;

G_2 – витрата газу через поршневу частину дизеля, кг/с;

G_f – витрата палива, кг/с;

p_m – тиск газу перед турбіною, кПа.

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Розрахунок був виконаний для всіх режимів дизеля при роботі пускового й маршового турбокомпресорів по (1.1). Результати розрахунку представлені на рис. 1.3 у чотирьох квадрантах.

Аналіз спільної роботи пускового й маршового турбокомпресорів з поршневою частиною двигуна виконаний у такий спосіб. Від характеристик пускового й маршового агрегатів (лінії $1в$ й $1г$) в I квадранті показані зв'язки з їхніми характеристиками у квадрантах II, III, IV (лінії зі стрілками). Можна побачити, що пусковий турбокомпресор (лінія $1в$) забезпечує більший ступінь підвищення тиску наддувочного повітря p_k , чим маршовий агрегат (лінія $1г$) на режимах нижче середньої потужності дизеля. Повну потужність дизеля дозволяє реалізувати маршовий турбокомпресор, що ефективно працює на режимах вище середньої потужності.

Слід зазначити, що лінії спільної роботи кожного агрегату наддування проходять в області високих ККД їх турбокомпресорів. Ця особливість схеми повітропостачання з реєстровою системою наддування дозволяє розширити діапазон економічної роботи дизеля на режимах від холостого ходу до повної потужності.

Попередня оцінка підвищення паливної ефективності дизеля з реєстровою системою наддування виконана розрахунково-експериментальним методом імітації роботи двигуна з схемою повітропостачання на режимах навантаження по тепловозній характеристиці. Для цього використані дані випробувань дизель-генераторів 5-26ДГ і 21-26ДГ.

Розрахункова імітація схеми повітропостачання дизеля з реєстровою системою наддування виконана наступним шляхом. На режимах навантаження дизеля від низьких навантажень до середньої потужності, коли працює пусковий турбокомпресор, використані дані випробування дизель-генератора 5-26ДГ. При подальшому збільшенні потужності до повної, коли працює маршовий турбокомпресор, використані дані випробування дизель-генератора 21-26ДГ.

У якості штатної схеми повітропостачання дизеля, коли на всіх режимах навантаження працює маршовий турбокомпресор, використані дані випробування

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

дизель-генератора 21-26ДГ.

На рис. 1.4 наведені залежності питомої витрати палива зазначених дизель-генераторів від потужності дизеля. Виділені режими від низьких навантажень до приблизно середньої потужності дизеля, де питома витрата палива дизель-генератора 5-26ДГ помітно нижче, чим дизель-генератора 21-26ДГ. Так, при потужності дизеля дизель-генератора 21-26ДГ, рівної 50 і 25% від повної потужності, питома витрата палива двигуна з реєстровою системою наддування знизився на 8,2 і 7,6 % відповідно.

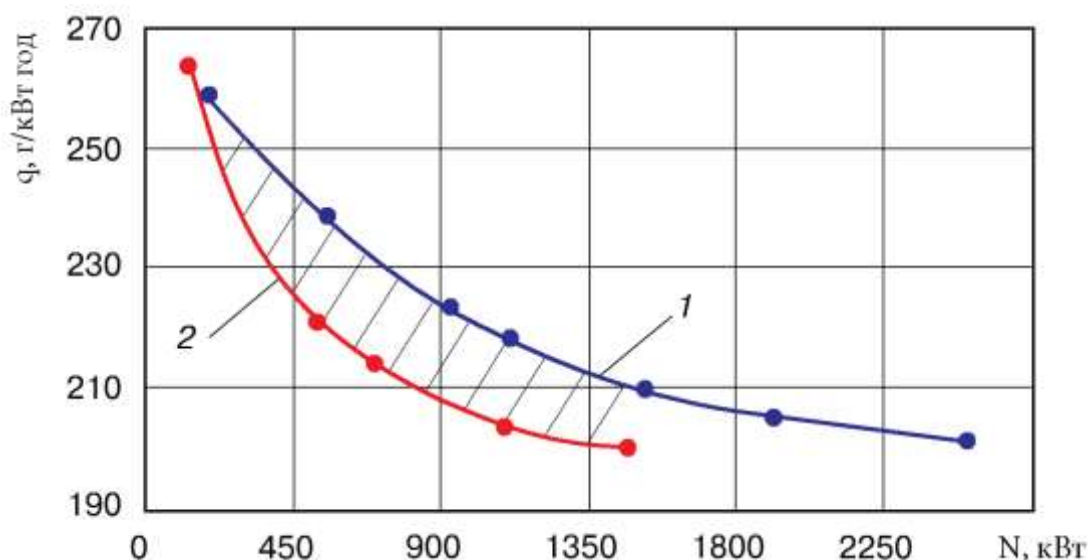


Рисунок 1.4 – Залежність питомої витрати палива від потужності дизеля на режимах навантаження дизель-генераторів 21-26ДГ (1) і 5-26ДГ (2) по тепловозній характеристиці. Виділена область економії палива при роботі дизеля з реєстровою системою наддування

Залежність частоти обертання вала дизель-генераторів від потужності дизеля показані на рис. 1.5. На режимах від низьких навантажень до приблизно середньої потужності дизеля частота обертання вала дизель-генератора 5-26ДГ помітно нижче, чим дизель-генератора 21-26ДГ. На режимах вище середньої потужності дизеля частота обертання підвищується, досягаючи номінального значення при повній потужності.

Для обґрунтування причин настільки істотного підвищення економічності дизеля з реєстровою системою повітропостачання на рис. 1.6, 1.7 і 1.8 наведені

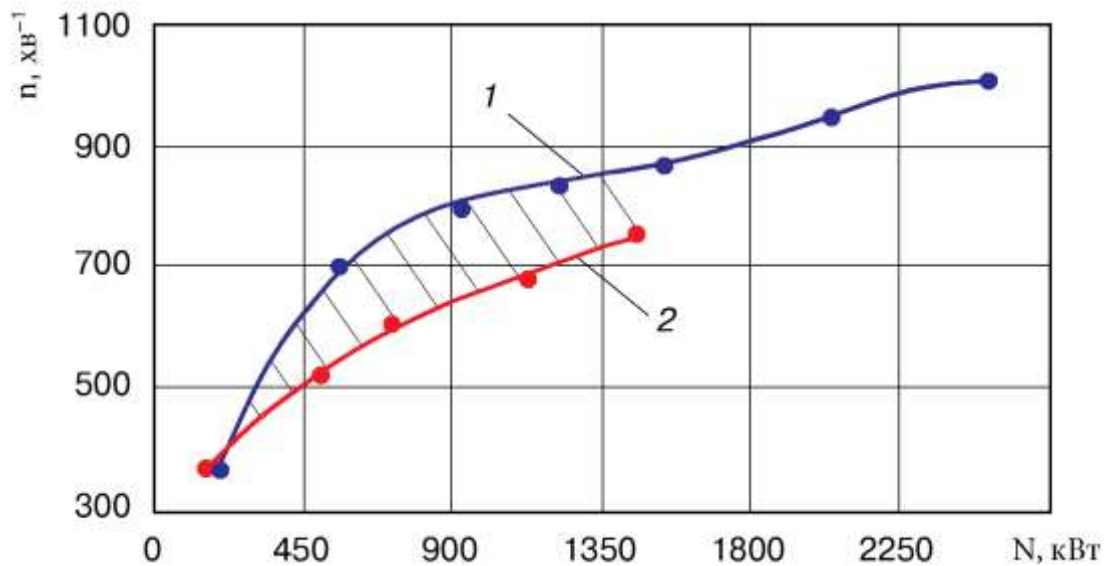


Рисунок 1.5 – Залежність частоти обертання вала від потужності дизеля на режимах навантаження дизель-генераторів 21-26ДГ (1) і 5-26ДГ (2) по тепловозній характеристиці. Виділена область роботи дизеля зі зниженою частотою обертання вала при реєстровій системі наддування

основні параметри роботи дизель-генераторів 21-9ДГ (1) і 5-26ДГ (2) на режимах навантаження по тепловозній характеристиці.

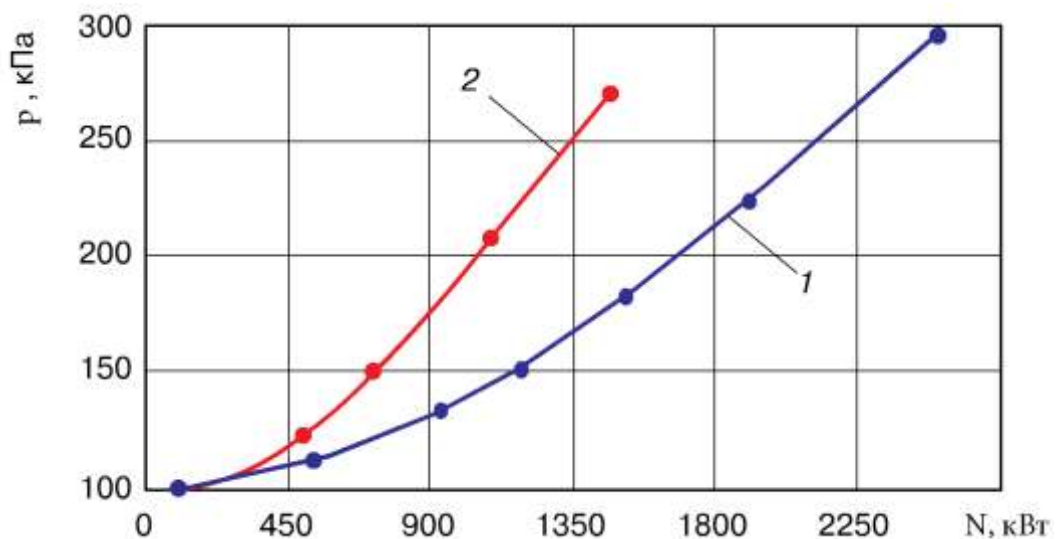


Рисунок 1.6 – Залежність тиску повітря в ресивері від потужності дизеля на режимах навантаження дизель-генераторів 21-9ДГ (1) і 5-26ДГ (2) по тепловозній характеристиці

На режимах від потужності дизеля на режимах навантаження дизель-

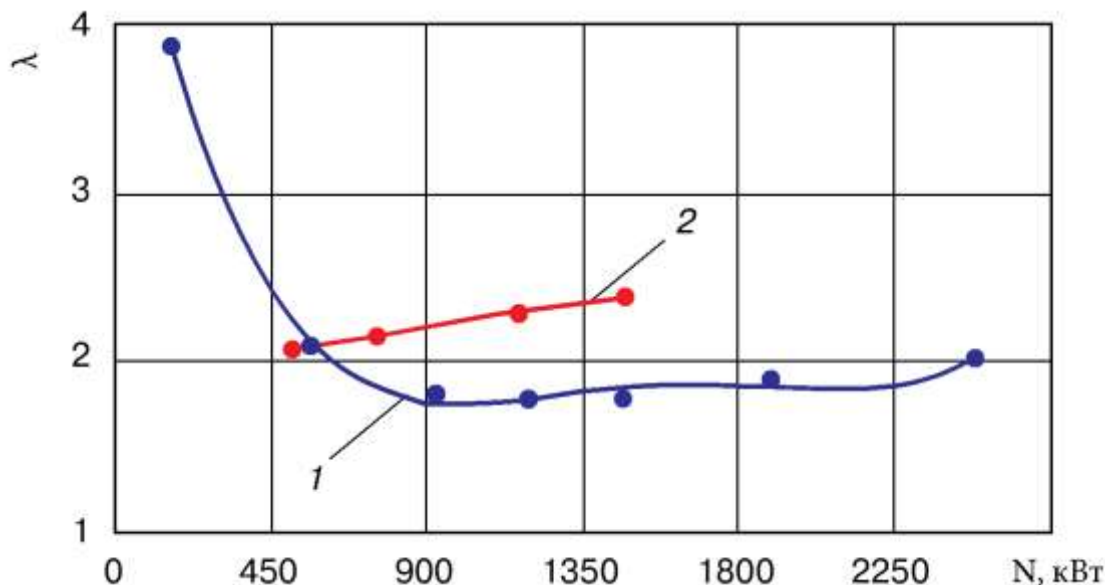


Рисунок 1.7 – Залежність коефіцієнта надлишку повітря від потужності дизеля на режимах навантаження дизель-генераторів 21-26ДГ (1) і 5-26ДГ (2) по тепловозній характеристиці

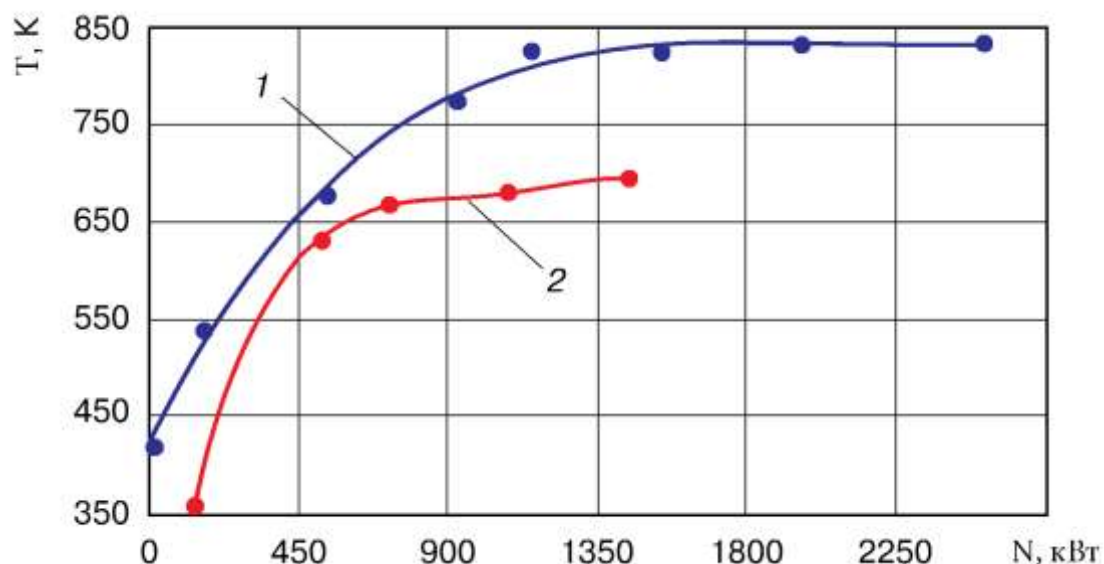


Рисунок 1.8 – Залежність температури газу перед турбіною

генераторів 21-26ДГ (1) і 5-26ДГ (2) по тепловозній характеристиці роботи дизеля з пусковим турбокомпресором тиск наддувочного повітря в ресивері (рис. 1.6) майже у два рази вище, чим при роботі з маршовим турбокомпресором. Подача в дизель більшої кількості повітря дозволяє підвищити потужність і забезпечує краще згорання палива в циліндрі (збільшений коефіцієнт надлишку повітря на режимах потужності більш 560 кВт, а на режимах меншої потужності коефіцієнт

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.170123.000.03МР.ПЗ

Арк.

21

надлишку повітря зберігає значення, близькі до оптимальних, рис. 1.7), що підтверджується дуже істотним (від 80 до 120°C) зниженням температури випускних газів (рис. 1.8). Вплив зазначених факторів поряд зі зниженою частотою обертання вала є причиною підвищеної паливної економічності дизеля.

Для оцінки ефективності застосування реєстрової системи наддування при роботі на експлуатаційних режимах обраний дизель-генератор 21-26ДГ тепловоза 2ТЕ25К, характеристики якого наведені на рис. 1.4. Тут же показані характеристики дизель-генератора 5-26ДГ.

Розрахунок витрати палива виконаний для трьох режимів завантаження тепловоза (легкий, середній, важкий) по класифікації [10]. Дизелі з штатною схемою повітропостачання працювали однаковий час із рівною середньою потужністю 1331, 1816 і 1965 кВт. Результати розрахунку показали, що дослідна система наддування в порівнянні зі штатною забезпечує зниження витрати палива на 3,7; 1,05 і 0,9 % відповідно для кожного з режимів завантаження.

Слід звернути увагу, що ефективність дослідної системи наддування дизеля підвищується при зниженні середнього завантаження двигуна в експлуатації. Такі режими завантаження найчастіше мають місце на маневрових тепловозах, де середня потужність дизеля під навантаженням становить 10-20% від повної. Можна чекати, що модернізація серійного маневрового тепловоза ТЕМ18ДМ установкою дизеля з реєстровою системою наддування дозволить помітно знизити витрату палива в експлуатації.

Відзначений ефект від уведення нової системи повітропостачання дизеля пов'язаний з технічними рішеннями, які забезпечують установку на дизелі двох агрегатів наддування з підведенням до них атмосферного повітря й відводом від них випускних газів, а також двох пристроїв (заслінок) підключення й відключення компресорних і турбінних ступенів кожного агрегату до охолоджувача наддувочного повітря й вихлопному колектору. Також повинна бути передбачена система автоматичного керування роботою цих пристроїв для послідовного підключення й відключення агрегатів на середньому режимі роботи дизеля.

Незважаючи на складність даних технічних рішень, є вітчизняний [8] і закордонний [9] досвід їх реалізації. Застосування на тепловозному дизелі схеми

					0032.170123.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

повітропостачання з реєстровою системою наддування дозволить поряд зі зниженням витрати палива також підвищити надійність і ресурс самого двигуна і його агрегатів наддування, оскільки обидва агрегати наддування працюють у своєму діапазоні потужності дизеля, а виходить, час роботи кожного помітно менше часу роботи дизеля й ресурс роботи агрегату збільшується.

Класифікація систем повітропостачання тепловозних дизелів і аналіз їх переваг і недоліків дозволили виявити напрямки їх розвитку й резерви підвищення паливної економічності в експлуатації.

Практика експлуатації дизелів показала, що найбільш надійні й ефективні системи повітропостачання з мінімальною кількістю ступенів наддування (одноступінчасте наддування від турбокомпресора) і простим зв'язком агрегатів наддування з дизелем (послідовне з'єднання турбокомпресора, охолоджувача наддувочного повітря з поршневою частиною двигуна). Серйозним недоліком одноступінчастих систем наддування є зниження їх ефективності на режимах нижче середньої потужності дизеля через падіння енергії випускних газів. Оскільки ці режими займають близько половини часу роботи дизелів магістральних тепловозів, то резерви підвищення економічності двигунів в експлуатації пов'язані з поліпшенням характеристик системи повітропостачання на режимах нижче середньої потужності.

Найбільш ефективним засобом підвищення економічності й надійності дизелів з високим газотурбінним наддуванням на часткових режимах роботи є застосування реєстрової системи наддування, що містить два турбокомпресори, кожний з яких забезпечує найбільш економічну роботу дизеля на режимах нижче й вище 50% повної потужності. Дана система дозволяє збільшити подачу повітря на цих режимах.

Попередня оцінка підвищення паливної ефективності тепловоза 2ТЕ25К, обладнаного дизелем з реєстровою системою наддування, у порівнянні зі штатним дизель-генератором 21-26ДГ показала, що при роботі в експлуатації на трьох режимах навантаження із середньою потужністю 1331, 1816 і 1965 кВт дослідна система наддування забезпечує зниження витрати палива на 3,7; 1,05 і 0,9% відповідно.

					0032.170123.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Практика створення, дослідження й реалізації реєстрових систем наддування показала, що, незважаючи на складність конструкції, застосування їх доцільне, оскільки вони забезпечують істотне збільшення ефективності силової установки в експлуатації.

1.2 Огляд варіантів підвищення ефективності роботи енергетичних установок тепловозів

1.2.1 Способи підвищення ефективної потужності силової установки

Одним з основних способів збільшення значення ефективної потужності без зміни масо-габаритних показників дизеля є збільшення середнього ефективного тиску p_e в циліндрі дизеля.

Середній ефективний тиск є функцією цілого ряду величин, що визначають процеси сумішоутворення й згоряння палива [2]:

$$p_e = A \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \eta_m \rho_{k(s)}, \quad (1.2)$$

де A – постійний коефіцієнт;

η_i – індикаторний ККД;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

η_v – коефіцієнт наповнення;

η_m – механічний ККД;

$\rho_{k(s)}$ – щільність повітря.

Щільність повітря перед впускними органами газорозподілу визначається по формулі:

$$\rho_{k(s)} = \frac{P_k}{RT_m}, \quad (1.3)$$

де P_k – тиск перед впускними органами двигуна;

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

T_m – температура перед впускними органами двигуна;

R – газова постійна.

У цей час у транспортному двигунобудуванні спостерігається тенденція зменшення масо-габаритних показників шляхом скорочення числа циліндрів дизеля, при цьому значення ефективної потужності повинне залишатися колишнім або бути збільшеним. Це може бути досягнуте тільки шляхом збільшення тиску перед впускними органами двигуна, тобто тиску наддування P_k , тому що збільшення циклової подачі палива даремно, якщо одночасно не збільшується об'єм повітря, необхідний для його згоряння [2].

1.2.2 Системи наддування

Наддування – створення надлишкового тиску повітря у впускному колекторі двигуна [2].

Форсування двигуна по тискові наддування – це збільшення потужності двигуна за рахунок збільшення тиску наддування й відповідного збільшення циклової подачі палива.

Сукупність пристроїв, що забезпечують подачу у впускний колектор двигуна необхідного кількості повітря із заданим тиском, називається системою повітропостачання або, при наявності наддування, системою наддування.

У дизелях і двигунах внутрішнього згоряння застосовуються різні варіанти систем наддування.

На дизелях вітчизняних тепловозів застосовуються різні схеми й конструкції систем наддування. Основними ознаками, по яких різняться системи наддування різних дизелів, є [2]:

- тип нагнітача;
- тип привода нагнітача;
- наявність і конструкція системи проміжного охолодження наддувочного повітря.

Типи повітряних нагнітачів:

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

- об'ємні компресори;
- відцентрові компресори.

Типи привода агрегатів повітропостачання:

- механічний;
- газотурбінний.

На практиці найбільше поширення одержали системи газотурбінного наддування. Такими системами обладнані дизелі типу Д49, установлені на пасажирському тепловозі ТЕП70, вантажному 2ТЕ116 і на маневровому ТЕМ7.

1.2.3 Недоліки використовуваних у цей час систем наддування

У системах газотурбінного наддування дизелів вітчизняного виробництва в більшості випадків використовується один турбокомпресор високої продуктивності. Однак схема турбонаддуву з одним працюючим турбокомпресором має ряд істотних недоліків:

- вузький діапазон частот обертання колінчатого вала, відповідний до ефективної роботи турбокомпресора;
- значне зниження крутного моменту при роботі на малих частотах обертання;
- недостатня приємливість на перехідних режимах.

Як показують статистичні дані, тепловозний двигун, особливо маневрових і вантажних тепловозів, більшу частину свого робочого часу функціонує в режимі холостого ходу, перехідних режимах і режимах малих навантажень.

Серед різноманіття перехідних режимів роботи двигуна найбільше значення мають режими, від яких залежить продуктивність або якість технологічного процесу, здійснюваного енергетичною установкою. Ці режими є визначальними, а також мають місце при експлуатації тепловозів. Як правило, усі перехідні режими пов'язані з найбільшою зміною циклових подач палива [1].

До перехідних режимів відносяться:

- робота при розгоні локомотива з малої швидкості руху до номінальної;
- робота дизель-генератора при збільшенні навантаження;

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

– робота двигуна після подолання локомотивом підвищеного опору руху (скидання навантаження, пуск двигуна).

Перераховані недоліки в дизелів з газотурбінним наддуванням виникають у першу чергу через інерційність ротора турбокомпресора (не рівні прискорення ротора турбокомпресора й колінчатого вала дизеля). Внаслідок цього турбокомпресор працює на неекономічних режимах (з низьким значенням адіабатного ККД), а це у свою чергу приводить до погіршення процесу повітропостачання дизеля на всіх режимах роботи.

1.2.4 Удосконалювання систем наддування енергетичних установок

Потужність, яку може розвивати дизель, прямо залежить від кількості повітря й палива, які надходять у циліндри дизеля. Значить добитися підвищення потужності двигуна можна шляхом збільшення кількості цих складових. Збільшення кількості палива даремно, якщо одночасно не збільшується об'єм повітря, необхідний для його згоряння.

Одним з рішень цієї проблеми є збільшення об'єму повітря в циліндри, при цьому спалювання великої кількості палива дає можливість одержати більшу енергію. Це означає, що необхідний для згоряння палива повітря необхідно стиснути перед подачею в циліндри [3].

В 50-х роках минулого століття фірми Volvo і Scania у Європі й Commins у США правильно оцінили потенціал турбонаддуву важких дизелів у напрямку підвищення потужності й зниження питомої витрати палива. З тих пор показники двигунів і турбокомпресорів різко покращилися. Таким чином, можна відзначити, що вдосконалювання систем наддування дотепер є одним з головних напрямків у модернізації дизелів у цілому.

Раніше було сказано, що основні недоліки систем наддування з одним турбокомпресором високої продуктивності зв'язані насамперед з інерційністю ротора турбокомпресора. Тому в даних схемах доцільно зменшити масу ротора при роботі силової установки на низьких частотах обертання колінчатого вала, тому що при низьких частотах обертання колінчатого вала енергії газів, що відробили,

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Це сприяє більш інтенсивному розкручуванню ротора турбокомпресора (швидкість розкручування підвищується в 1,5-2 рази в порівнянні з ізобарним наддуванням), а отже, підвищенню тиску наддування P_k , циклової подачі палива $g_{\text{ц}}$ і коефіцієнта надлишку повітря, а також поліпшенню індикаторних показників дизеля. Однак застосування імпульсного наддування доцільно при $P_k=0,20$ МПа.

Система реєстрового наддування (рис. 1.10) – це система наддування, що містить не менш двох турбокомпресорів з можливістю відключення одного або відразу всіх турбокомпресорів. Включенням і вимиканням турбокомпресорів управляє електронний блок. Як показує досвід закордонного дизелебудування, застосування системи реєстрового наддування приводить до поліпшення якості роботи дизеля на перехідних, несталих режимах, а також у режимах малих навантажень.

Параметром, який задає, системі регулювання турбокомпресора є навантаження дизеля (точніше, переміщення рейки паливного насоса високого тиску – ПНВТ). Регулювання соплових апаратів турбокомпресора здійснюється з одночасним автоматичним коректуванням циклової подачі палива. Площа прохідного перетину соплового апарата турбіни може змінюватися в межах 40%.

Соплове регулювання застосовується з метою прискорення розгону турбокомпресора. Зменшення площі прохідного перетину соплового апарата турбіни приводить до збільшення тиску газів перед турбіною P_m , сприяє підвищенню потужності на валу турбокомпресора й більш інтенсивному його розгону. Наслідком цього є більш повне забезпечення дизеля необхідним при новому режимі кількістю повітря. У міру завершення перехідного процесу площа прохідного перетину соплового апарата збільшується до необхідної на кінцевому режимі.

Таким чином, регулювання турбокомпресора підвищує прийнятність дизеля, поліпшує повітропостачання, знижує димність випускних газів, на 25-30% зменшує тривалість розгону турбокомпресора (стосовно до дизеля 6ЧН15/18 із ТКР-14 Р-А).

1.2.5 Регістрова система наддування

Із усіх способів збільшення ефективності систем повітропостачання розглянемо систему реєстрового наддування.

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

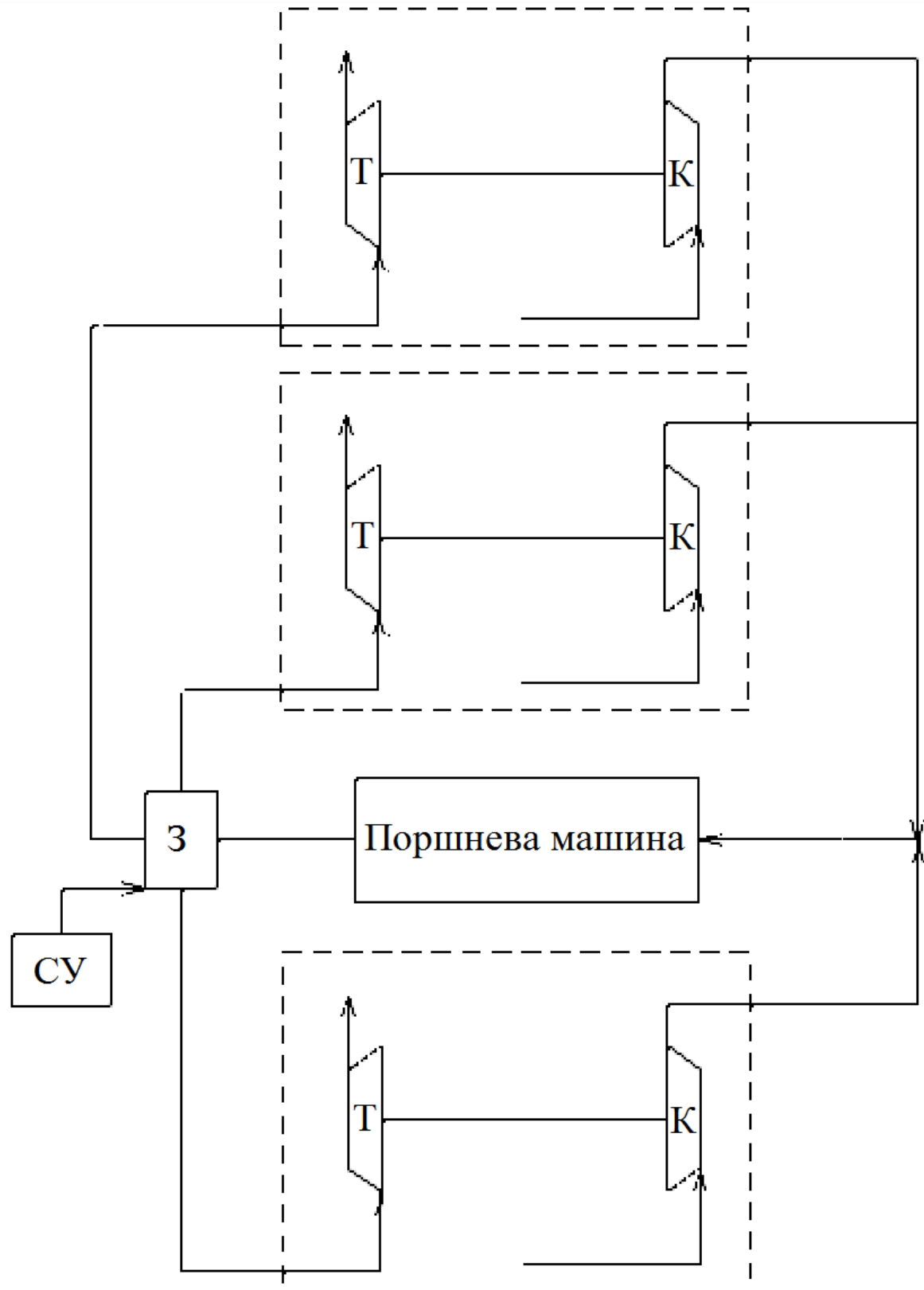


Рисунок 1.10 – Схема реєстрової системи наддування:

T – колесо турбіни; K – колесо компресора; З – заслінка, що включає/відключає ТК;

СУ – система керування тепловозом

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.170123.000.03MP.ПЗ

Арк.

30

Системи реєстрового наддування є одним з головних напрямків удосконалювання систем наддування.

Системи реєстрового наддування знайшли застосування за кордоном на тепловозних, судових, автомобільних дизелях, а також у газових двигунах.

Суть реєстрового наддування полягає в установці на дизель декількох (двох, трьох і більш) турбокомпресорів, продуктивність яких може бути різної. Дизель із системою реєстрового наддування може працювати відразу з усіма турбокомпресорами, а також залежно від необхідності передбачається відключення одного, декількох або всіх турбокомпресорів (у цьому випадку дизель буде працювати без наддування – як атмосферний двигун). Відключення турбокомпресорів необхідно в основному в перехідних і несталих режимах, а також у режимах малих навантажень.

Найпростішою схемою реєстрового наддування є система, що містить два турбокомпресори однакової продуктивності, що працюють паралельно, з можливістю відключення одного з них. Існують системи реєстрового наддування, що містять три турбокомпресори різної або однакової продуктивності, що працюють паралельно. Включенням, відключенням турбокомпресорів залежно від навантаження, частоти обертання колінчатого вала управляє електронний блок.

Випробування, проведені в США на дизелі двадцятитонного вантажного автомобіля, полягали у вимірі часу розгону автомобіля від 60 до 130 км/год і витрати палива в процесі даного розгону. Суть випробувань полягала у вимірі зазначених вище параметрів при установці на дизелі автомобіля системи газотурбінного наддування з одним турбокомпресором великої продуктивності; системи наддування, що містить два турбокомпресори низької продуктивності з можливістю відключення одного з них; системи газотурбінного наддування з турбокомпресором, геометричні розміри соплового апарата якого можна змінювати (турбокомпресора з регульованим сопловим апаратом – РСА). Результати випробувань наведені в табл. 1.1.

Як видно з табл. 1.1 результатів випробувань, застосування системи реєстрового наддування в порівнянні зі стандартною системою приводить до зниження витрати палива на 30% і до поліпшення динаміки розгону на 23%, а в

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Таблиця 1.1 – Результати випробувань реєстрової системи наддування

Тип схеми наддування	Час розгону від 60 до 130 км/год, з	Витрата палива, кг
З 1 ТК (стандартна система)	242	2,02
Регістрове наддування	186	1,41
ТК із РСА	155	1,78

порівнянні з турбокомпресором, у якого регульований сопловий апарат, до зниження витрати палива на 21% при погіршенні динаміки розгону на 20%.

При використанні системи реєстрового наддування знижується також температура наддувочного повітря. Зниження температури наддувочного повітря зменшує теплову напруженість енергетичної установки. Зниження теплової напруженості дозволяє продовжити термін служби різних вузлів і агрегатів силової установки, а також скоротити загальне число ремонтів.

Зменшення температури наддувочного повітря, крім того, скорочує ймовірність виникнення пожежі, що є дуже важливим при експлуатації тепловозів.

1.3 Аналіз впливу інтенсивності закручення повітряного заряду на робочий процес тепловозного двотактного дизеля 6ДН із охолоджувачем наддувочного повітря

Світовий досвід створення й експлуатації двигунів з наддуванням свідчить, що найбільш ефективним засобом підвищення агрегатної питомої потужності, ресурсу, поліпшення економічності й зниження токсичності випускних газів ДВС є застосування проміжного охолодження наддувочного повітря. Саме цей спосіб і було вирішено застосувати для підвищення техніко-економічних і екологічних показників тепловозного дизеля 6ДН.

Однак застосування проміжного охолодження наддувочного повітря вимагає рішення ряду наукових завдань, викликаних неминучими змінами, що

відбуваються в цьому випадку з робочим процесом двигуна. Так, зниження температури наддувочного повітря у впускному колекторі приведе до зниження температури заряду в циліндрі в період паливоподачі, що у свою чергу приведе до збільшення періоду затримки запалення, а це, у свою чергу, відіб'ється на характеристиці згорання палива. Охолоджувач наддувочного повітря також приводить до збільшення загальної витрати повітря, що відбивається на зміні інтенсивності вихрового руху повітряного заряду в циліндрах дизеля. Усе це, у свою чергу, приводить до зміни якості процесу сумішоутворення й згорання й, в остаточному підсумку, рівня індикаторного ККД дизеля.

Тому з повним правом можна затверджувати, що установка охолоджувача наддувочного повітря (ОНП) на тепловозний дизель 6ДН, доведений без ОНП, приведе до того, що параметри системи повітропостачання будуть неоптимальними, тобто потенційні можливості поліпшення техніко-економічних показників дизелі будуть реалізовані не повністю.

Був проведений комплекс розрахункових і експериментальних досліджень на вибір раціональних конструктивних і регульовальних параметрів системи повітропостачання тепловозного дизеля 6ДН із ОНП із метою поліпшення його техніко-економічних показників.

У даній роботі ставилося завдання вибору оптимального значення тільки одного конструктивного параметра максимального кута закручення по висоті впускних вікон циліндра. Оптимізація виконувалася розрахунковим шляхом на режимі номінальної потужності $N_e=588$ кВт (800 к. с.) при частоті обертання колінчастого вала $n=2200$ хв⁻¹ за допомогою вдосконаленої програми розрахунку характеристик двотактного дизеля, описаної в роботах [1, 2].

При проведенні розрахункових досліджень ухвалювали параметри навколишнього середовища.

На рис. 1.11, а, 1.11, б і 1.11, в наведені характеристики тепловозного дизеля 6ДН із ОНП при різних значеннях максимального кута закручення впускних вікон по висоті.

З рис. 1.11, а випливає, що мінімальне значення питомої ефективної витрати

					0032.170123.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

палива припадає на кут 42° (штатне значення 35°). При цьому ж куті забезпечується також мінімальна температура випускних газів після турбіни. Максимальний тиск згоряння при куті 42° має найбільше значення ($p_z=12,2$ МПа), але не виходить за межі обмежень $p_z=12,5$ МПа (рис. 1.11, б).

Відомо, що вплив кута закручення впускного вікна циліндра на показники робочого циклу двотактного дизеля є складним і проявляється безпосередньо через кілька взаємозалежних і взаємообумовлених процесів.

Зміна кута закручення приводить до зміни ефективного прохідного перетину впускних вікон циліндра й, природно, їхнього часу-перетину. Це, у свою чергу, позначається на витраті повітря через двигун і на інших інтегральних показниках газообміну. Так, збільшення кута закручення супроводжується зменшенням:

- прохідного перетину вікон;
- часу перетину вікон;
- витрати повітря через двигун.

Зміна витрати повітря, у свою чергу, приводить до зміни режимів спільної роботи поршневої частини, компресора й турбіни, а отже, до зміни механічного ККД двигуна.

Зміна кута закручення вікон викликає також зміни в характері плину заряду в циліндрі в періоди продувки й стиснення. При малих кутах закручення інтенсивність вихру в циліндрі до моменту початку упорскування палива виявляється недостатньою для якісного сумішоутворення. При кутах закручення, більших оптимальних, внаслідок високої інтенсивності вихру можливо взаємне накладення паливних факелів від сусідніх форсунок, що також супроводжується погіршенням умов сумішоутворення. Погіршення сумішоутворення в тому й іншому випадку супроводжується збільшенням тривалості згоряння палива, зниженням індикаторного (див. рис. 1.11, в) і ефективного ККД, збільшенням витрати палива.

Зменшення індикаторного ККД, викликане погіршенням якості сумішоутворення, виявляє, у свою чергу, зворотний вплив на показники газообміну й на режим спільної роботи лопаткових машин і поршневої частини. Це явище

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

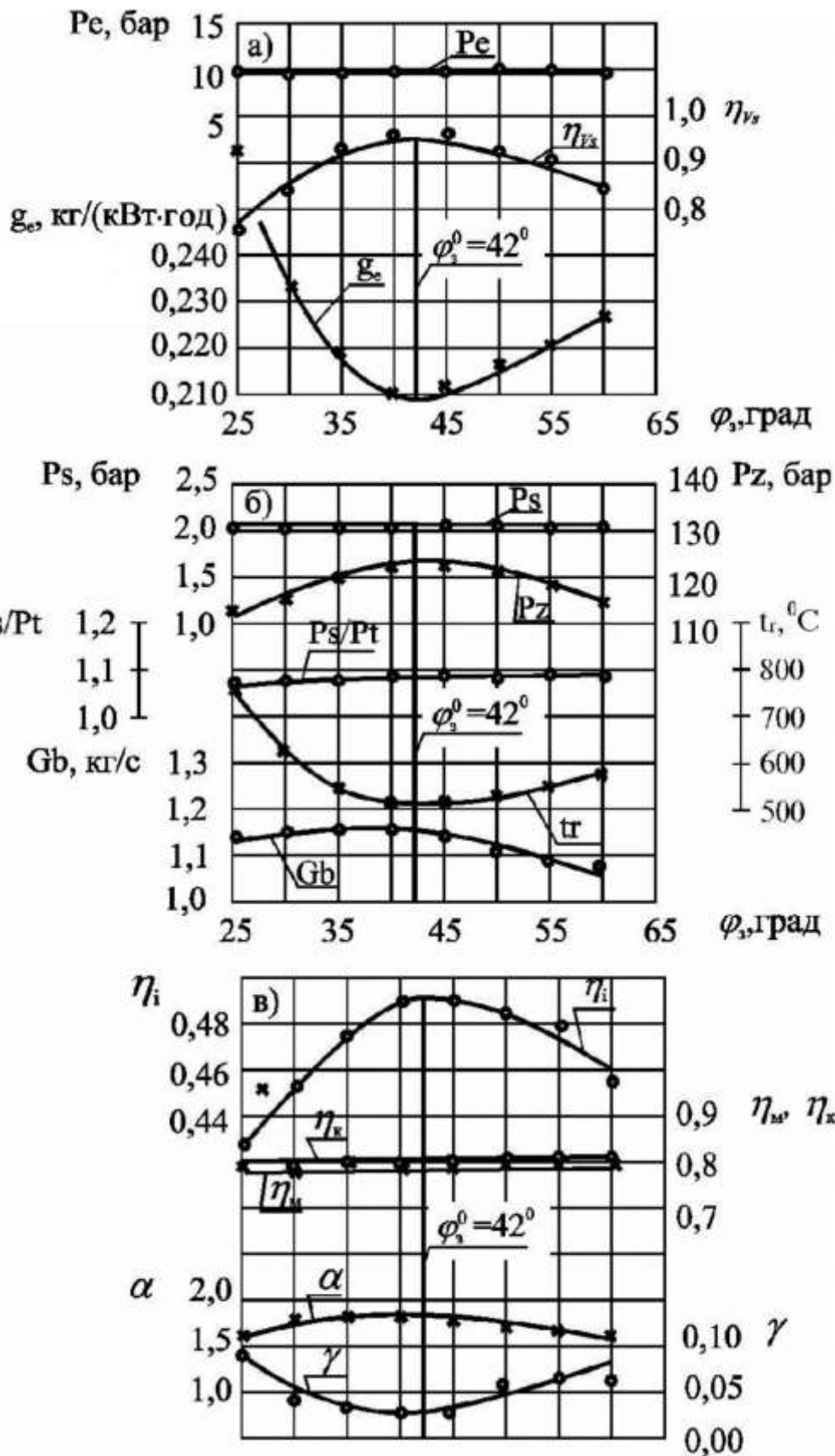


Рисунок 1.11 – Регульовальні характеристики тепловозного дизеля 6ДН із ОНП по максимальному куту закручення впускних вікон по висоті на номінальному режимі $n = 2200 \text{ хв}^{-1}$

можна пояснити тим, що при малому індикаторному ККД для підтримки незмінної ефективної потужності необхідно збільшувати циклову подачу палива. Збільшення витрати палива, що відбувається на тлі збільшення тривалості його згоряння, приводить до збільшення температури деталей ЦПГ (поршнів, перемичок між ВХ вікнами) і газів у випускному колекторі (рис. 1.11, б) навіть до рівня, що перевищує припустимий. Природно, що зміна температури газу перед турбіною позначається й на режимі її роботи.

Необхідно також відзначити, що максимум величини коефіцієнта наповнення (рис. 1.11, а) і мінімальне значення коефіцієнта залишкових газів (рис. 1.11, в) забезпечується при оптимальному максимальному куті закручення впускних вікон по висоті 42° . Показано, що з оптимальним кутом забезпечується рівномірний розподіл продувного повітря по перетину циліндра, у результаті чого досягається найбільш повне очищення циліндра від газів, що відробили.

Таким чином, проведений комплекс розрахункових досліджень дозволяє зробити головний вивід – застосування на тепловозній модифікації дизеля 6ДН охолоджувача наддувочного повітря вимагає конструктивних змін.

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

2 РОЗРОБКА ТА РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЯ З УДОСКОНАЛЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ

2.1 Розробка схемних рішень системи охолодження наддувочного повітря

Всі відомі способи охолодження наддувочного повітря в комбінованих двигунах можна розбити на дві групи: охолодження всередині циліндрів поршневої частини; охолодження поза циліндром.

Розглянемо найбільш розповсюджену систему охолодження наддувочного повітря (рис. 2.1).

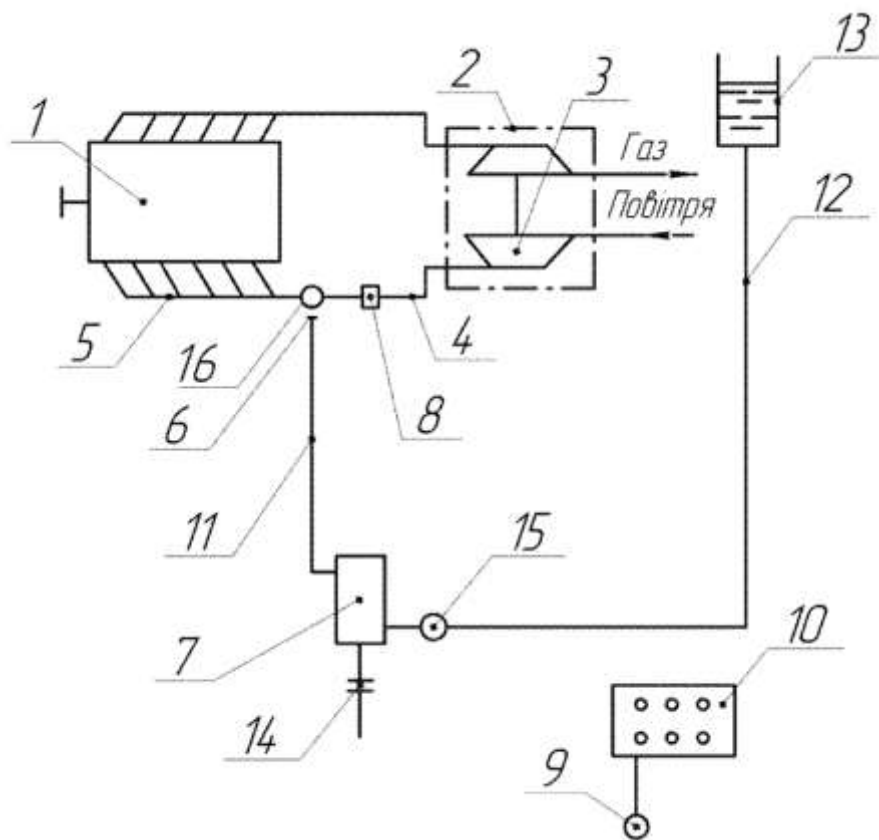


Рисунок 2.1 – Принципова схема системи охолодження наддувочного повітря ДВЗ:

1 – двигун; 2 – агрегат наддуву; 3 – компресор; 4 – повітропровід; 5 – впускний колектор; 6 – форсунка; 7 – водяний насос; 8 – датчик температури наддувочного повітря; 9 – датчик швидкості обертання вала двигуна; 10 – автоматичний орган управління; 11,12 – трубопровід; 13 – водяний бак; 14 – муфта; 15 – запірний клапан; 16 – відкритий повітроохолоджувач

Система охолодження наддувочного повітря працює таким чином.

Атмосферне повітря компресором 3 агрегатами наддуву 2 стискається і по повітропроводу 4 подається у впускний колектор 5 двигуна 1. Температура наддувочного повітря вимірюється датчиком 8, сигнал від якого подається в автоматичний орган управління 10. Для охолодження наддувочного повітря при його температурі вище допустимої по сигналу датчика 8 автоматичний орган управління 10 включає керовану муфту 14, з'єднуючи вал насоса 7 з валом двигуна 1, і відкриває запірний клапан 15.

Вода з бака 13 надходить в насос 7 і по трубопроводу 11 під тиском подається в форсунку 6. Вода форсункою 6 в розпиленому вигляді вприскується на поверхню відкритого повітроохолоджувача наддувочного повітря і в ньому випаровується, відбираючи від нього теплоту, в результаті чого температура наддувочного повітря знижується. Подача води до форсунки 6 регулюється положенням рейки насоса 7, яке змінюється автоматичним органом управління 10 по сигналу датчика 9 швидкості обертання вала двигуна.

При температурі наддувочного повітря нижче допустимої його охолодження припиняють. По сигналу датчика 8 автоматичний орган управління 10 вимикає керовану муфту 14, від'єднання вал насоса 7 від валу двигуна 1, і закриває запірний клапан 15. При цьому плунжерний насос 7 відключається і вода форсункою 6 не подається.

2.2 Вибір схеми повітропостачання і агрегатів наддування

Повітря, необхідний для згоряння палива в циліндрах і для очищення їх від продуктів згоряння, подається системою повітропостачання.

На дизелі Д49 застосований турбокомпресор з охолодженням наддувочного повітря (рис. 2.2).

Температура повітря після компресора

$$T_{B1} = T_0 \cdot \left(\frac{P_{\partial 1}}{P_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (2.1)$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

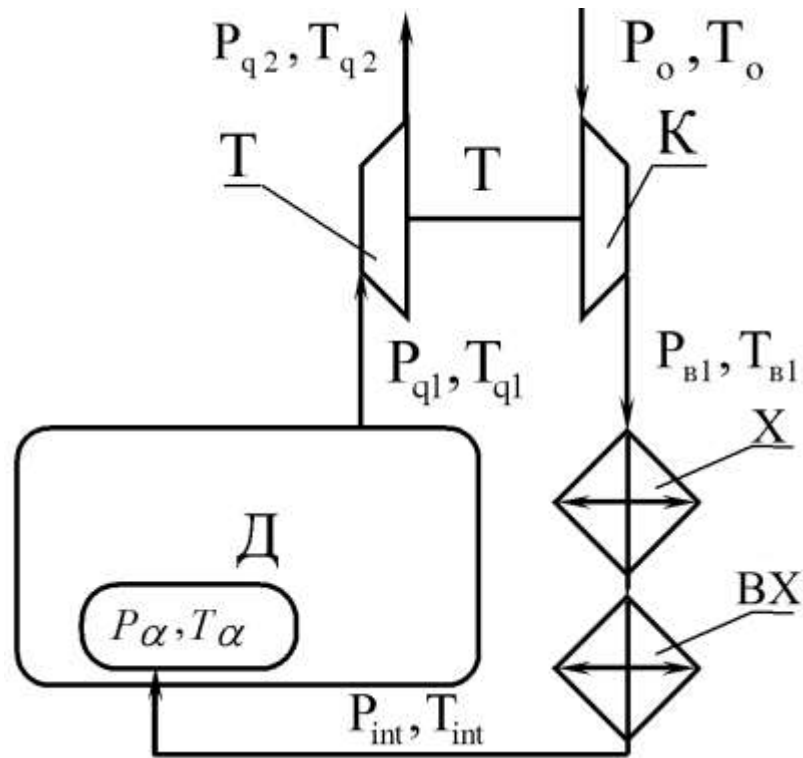


Рисунок 2.2 – Удосконалена схема наддування дизеля Д49

Д – дизель; ТК – турбокомпресор; К – відцентровий компресор; Т – газова турбіна; Х – охолоджувач повітря; ВХ – відкритий охолоджувач повітря

де T_0 – температура навколишнього середовища, приймаємо $T_0 = 293\text{K}$;

P_{B1} – тиск наддування, $P_{B1} = 0,27\text{ МПа}$;

P_0 – тиску навколишнього середовища, приймаємо $P_0 = 0,1013\text{ МПа}$;

n_k – показник політропи стиснення повітря в компресорі, приймаємо $n_k = 1,8$.

$$T_{B1} = 293 \cdot \left(\frac{0,27}{0,1013} \right)^{\frac{1,8-1}{1,8}} = 453\text{K}.$$

Температура повітря після охолодження

$$T_{int} = T_{B1} - (25 \div 90); \quad (2.2)$$

$$T_{int} = 453 - 90 = 363\text{K};$$

$$T_\alpha = T_{int} = 363\text{K}.$$

2.3 Розрахунок робочого циклу дизеля

2.3.1 Визначення витрати повітря для згоряння палива, складу й кількості продуктів згоряння

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг рідкого палива визначається з урахуванням його елементарного складу по співвідношенню:

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (2.1)$$

де C, H, O – відносний ваговий вміст або частка в паливі вуглецю, водню й кисню, обумовлені по середньому елементарному составу приймаємо $C=0,86$; $H=0,135$; $O=0,005$.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.135}{4} - \frac{0.005}{32} \right) = 0.501 \text{ кмоль пов./кг,}$$

або в масових одиницях

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right); \quad (2.2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0.86 + 8 \cdot 0.135 - 0.005 \right) = 14.64 \text{ кг пов./кг.}$$

В дизелях для повного згоряння й через недосконалість сумішоутворення в циліндр подається повітря більше, чим його необхідно по співвідношенням. Дійсна кількість для згоряння 1 кг палива:

$$L = \alpha \cdot L_0 \quad (2.3)$$

або

$$l = \alpha \cdot l_0, \quad (2.4)$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де α – коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі приймаємо $\alpha=2,1$.

$$L = 2.1 \cdot 0.501 = 1.052 \text{ кмоль пов./кг.}$$

або

$$l = 2.1 \cdot 14.64 = 30.74 \text{ кг пов./кг.}$$

При повному згорянні палива ($\alpha > 1$) продукти згорання складаються з вуглекислого газу CO_2 , водяної пари H_2O , надлишкового кисню O_2 і азоту N_2 .

Вміст складових продуктів повного згорання палива визначаємо з формул:

– кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12}; \quad (2.5)$$

– кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2}; \quad (2.6)$$

– кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21(\alpha - 1)L_0; \quad (2.7)$$

– кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0. \quad (2.8)$$

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{0.86}{12} = 0.072 \text{ кмоль } \text{CO}_2 / \text{кг пал.};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0.135}{2} = 0.0675 \text{ кмоль } \text{H}_2\text{O}/\text{кг пал.};$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$M_{O_2} = 0.21(2.1-1)0.501 = 0.1157 \text{ кмоль } O_2 / \text{ кг пал.};$$

$$M_{N_2} = 0.79 \cdot 2.1 \cdot 0.501 = 0.8312 \text{ кмоль } N_2 / \text{ кг пал.}$$

Загальну кількість продуктів згоряння палива визначаємо як суму окремих компонентів:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \quad (2.9)$$

де $M_{CO_2}, M_{H_2O}, M_{O_2}, M_{N_2}$ – вміст складових продуктів повного згоряння палива,

$$M_2 = 0.072 + 0.0675 + 0.1157 + 0.8312 = 1.0864 \text{ кмоль прод. сгор./кг пал.}$$

або

$$M_2 = M_0 + M_\alpha, \quad (2.10)$$

де M_0 – кількість продуктів згоряння при $\alpha=1$.

$$M_0 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 \cdot L_0, \quad (2.11)$$

де M_α – надлишкова кількість повітря в продуктах згоряння,

$$M_\alpha = (\alpha - 1)L_0 \quad (2.12)$$

$$M_0 = \frac{0.86}{12} + \frac{0.135}{2} + 0.79 \cdot 0.501 = 0.535 \text{ кмоль прод. сгор./кг пал.}$$

$$M_\alpha = (2.1 - 1) \cdot 0.501 = 0.551;$$

$$M_2 = 0.535 + 0.551 = 1.086 \text{ кмоль прод. сгор./кг пал.}$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

В дизелях при згорянні рідкого палива кількість молей продуктів згорання більше, ніж кількість молей свіжого заряду через збільшення сумарної кількості молекул у результаті хімічних реакцій розпаду молекул палива й утворення нових молекул.

$$\Delta M = M_2 - \alpha \cdot L_0; \quad (2.13)$$

$$\Delta M = 1.0864 - 2.1 \cdot 0.501 = 0.0343 \text{ кмоль/кг пал.}$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни, який характеризує відносну зміну об'єму при згорянні, визначаємо по формулі:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{\alpha \cdot L_0}, \quad (2.14)$$

де M_2 – загальна кількість продуктів згорання палива;

α – коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі;

L_0 – теоретично необхідна кількість повітря необхідна для згорання 1 кг палива.

$$\mu_0 = \frac{1.0864}{2.1 \cdot 0.501} = 1.033.$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші:

$$\mu = \frac{M_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}, \quad (2.15)$$

де μ_0 – хімічний коефіцієнт молекулярної зміни;

γ_r – коефіцієнт залишкових газів, приймаємо $\gamma_r = 0.03$.

$$\mu = \frac{1.033 + 0.03}{1 + 0.03} = 1.032.$$

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Визначення параметрів робочого процесу у характерних точках циклу.

Характерними точками циклу й розрахункової індикаторної діаграми є точки a , c , z і b , які відповідають кінцю процесів наповнення, стиснення, згоряння й розширення (рис. 2.3). Розрахунковим шляхом визначаємо тиск, температуру й об'єми в цих точках циклу.

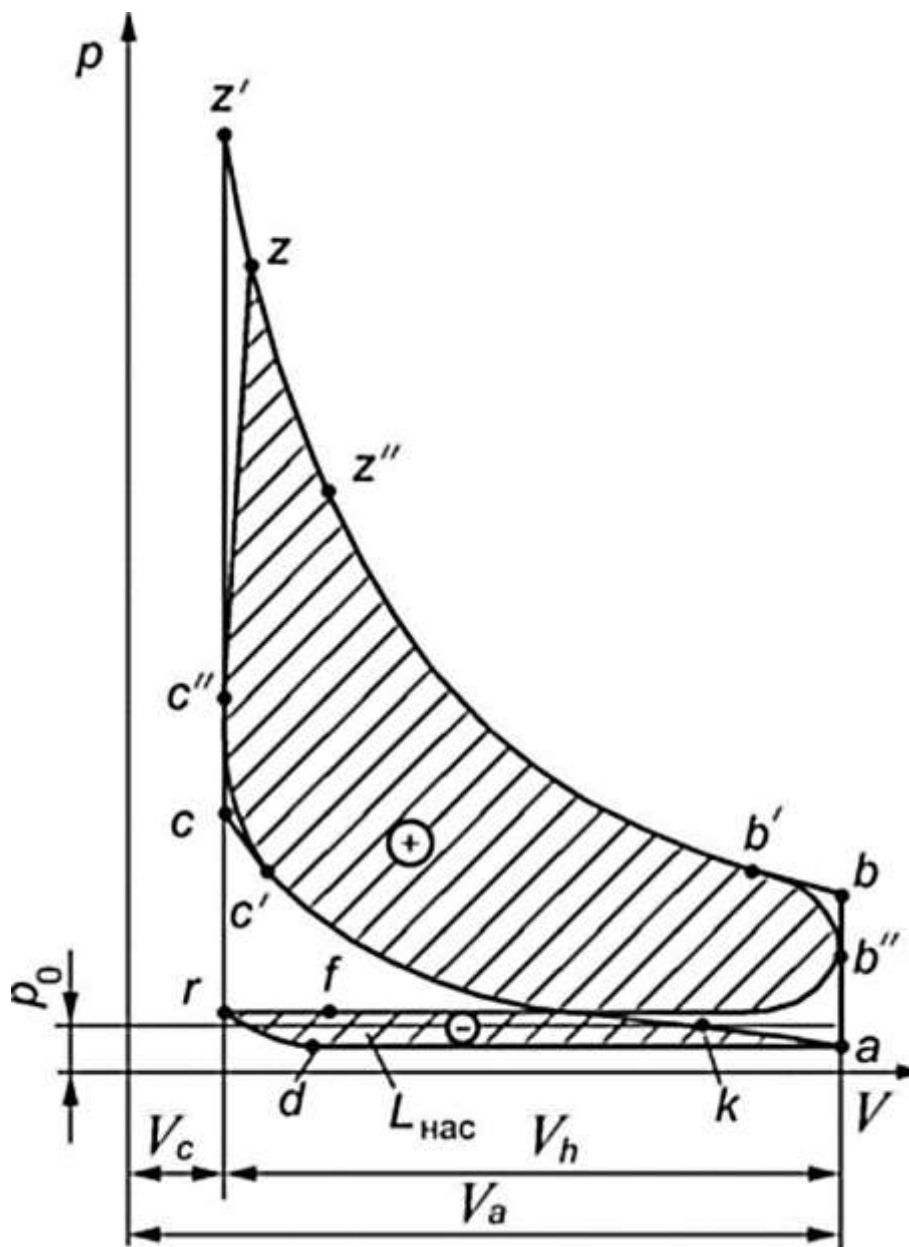


Рисунок 2.3 – Розрахункова індикаторна діаграма

Робочий об'єм циліндра:

$$V_S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S, \quad (2.16)$$

де d – діаметр циліндра;

S – хід поршня.

Діаметр циліндра й хід поршня приймаємо по двигуну прототипу, $d=0,26$ м;
 $S=0,26$ м.

$$V_S = \frac{3.14 \cdot 0.26^2}{4} \cdot 0.26 = 0.0138 \text{ м}^3.$$

Визначаємо номінальний об'єм простору стиснення

$$V_C = \frac{V_S}{\varepsilon_c - 1}, \quad (2.17)$$

де V_S – робочий об'єм циліндра;

ε_c – номінальна (геометрична) ступінь стиснення.

$$V_C = \frac{0.0138}{12.5 - 1} = 0.0012 \text{ м}^3.$$

Об'єми, відповідні до точок a і b :

$$V_a = V_b = V_C + V_S; \quad (2.18)$$

$$V_a = V_b = 0.0012 + 0.0138 = 0.015 \text{ м}^3.$$

Тиск наприкінці наповнення з урахуванням дослідних даних по експлуатованих дизелях визначаємо за формулою

$$P_a = (0.92 \dots 0.96) \cdot P_{\alpha}, \quad (2.19)$$

де P_{α} – тиск у впускному патрубку дизеля, $P_{\alpha} = P_n = 0,27$ МПа.

$$P_a = 0.94 \cdot 0.27 = 0.254 \text{ МПа.}$$

Температура робочого тіла наприкінці наповнення:

					<i>0032.170123.000.03MP.P3</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$T_a = \frac{T_\alpha + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \quad (2.20)$$

де T_α – температура повітря у впускному патрубку дизеля;

ΔT – величина додаткового нагрівання повітря від нагрітих стінок циліндра, приймаємо $\Delta T = 7$ К;

γ_r – коефіцієнт залишкових газів, приймаємо по прототипу;

T_r – температура залишкових газів, приймаємо $T_r = 850$ К.

$$T_a = \frac{363 + 7 + 0.03 \cdot 850}{1 + 0.03} = 384 \text{ К.}$$

Коефіцієнт наповнення знаходимо по формулі:

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_c - 1} \cdot \frac{P_a \cdot T_\alpha}{P_\alpha \cdot T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}; \quad (2.21)$$

$$\Phi_c = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{0.254 \cdot 363}{0.27 \cdot 384} \cdot \frac{1}{1 + 0.03} = 0.938.$$

Середній показник політропи стиснення визначаємо на підставі рівняння балансу теплоти в процесі стиснення. Тому що загальна віддача теплоти в процесі стиснення незначна, то процес сильно наближений до адіабатного. Визначаємо його із системи рівнянь, розв'язуваної методом ітерацій:

$$\left. \begin{aligned} \kappa_1 - 1 &= \frac{R_\mu (T_c - T_a)(1 + \gamma_r)}{(U_{C_{C.3.}} + \gamma_r \cdot U_{C_{П.С.}}) - (U_{a_{C.3.}} + \gamma_r \cdot U_{a_{П.С.}})} \\ T_c &= T_a \cdot \varepsilon_c^{k_1 - 1} \end{aligned} \right\}, \quad (2.22)$$

де $U_{C.3.}$ – внутрішня енергія 1 кмоль свіжого заряду при температурі, яка відповідає точці циклу, зазначеної в індексі;

$U_{П.С.}$ – внутрішня енергія 1 кмоль продуктів згоряння при температурі, яка відповідає точці циклу, зазначеної в індексі;

R_{μ} – постійна Больцмана; $R_{\mu} = 8.3144$ кДж/кмоль · град. .

$$U_{aC.3.} = C_{V_{C.3.}} \cdot t_a; \quad (2.23)$$

$$U_{aП.С.} = C_{V_{П.С.}} \cdot t_a; \quad (2.24)$$

$$U_{cC.3.} = C_{V_{C.3.}} \cdot t_c; \quad (2.25)$$

$$U_{cП.С.} = C_{V_{П.С.}} \cdot t_c, \quad (2.26)$$

де t – температура у відповідній точці циклу зазначеної в індексі, °С

$$C_{V_{П.С.}} = C_{V_0} - r_{\alpha} (C_{V_0} - C_{V_{\alpha}}), \quad (2.27)$$

де C_{V_0} – середня теплоємність продуктів згоряння при $\alpha = 1$ при відповідній температурі;

$C_{V_{\alpha}}$ – середня теплоємність надлишкового повітря при відповідній температурі.

Об'ємна частка надлишкового повітря в продуктах згоряння визначається по формулі:

$$r_{\alpha} = \frac{(\alpha - 1) \cdot L_0}{M_2}. \quad (2.28)$$

Об'ємна частка продуктів згоряння при $\alpha = 1$ у загальній кількості продуктів згоряння при $\alpha > 1$ знаходимо по формулі:

$$r_0 = \frac{M_0}{M_2}. \quad (2.29)$$

Задаємося нульовим наближенням $\kappa_{1.0} = 1,366$.

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$T_c = 384 \cdot 12.5^{1.366-1} = 968 K ;$$

$$t_c = 968 - 273 = 695^\circ C ;$$

$$r_\alpha = \frac{(2.1-1) \cdot 0.501}{1.0864} = 0.507 ;$$

$$r_0 = \frac{0.535}{1.0864} = 0.493 .$$

Причому, $r_\alpha + r_0 = 1$, що є перевіркою правильності їх обчислення

$$t_a = 384 - 273 = 111^\circ C ;$$

$$C_{V_{C.3.}} = \left(\frac{111-100}{200-100} \right) \cdot (20.985 - 20.839) + 20.839 = 20.855 \text{ кДж/кмоль} \cdot ^\circ C ;$$

$$U_{a_{C.3.}} = 20.855 \cdot 111 = 2315 \text{ кДж/кмоль} ;$$

$$C_{V_0} = \left(\frac{111-100}{200-100} \right) \cdot (22.903 - 22.526) + 22.526 = 22.567 \text{ кДж/кмоль} \cdot ^\circ C ;$$

$$C_{V_\alpha} = C_{V_{C.3.}} ;$$

$$C_{V_{П.С.}} = 22.567 - 0.507(22.567 - 20.855) = 21.699 \text{ кДж/кмоль} \cdot ^\circ C ;$$

$$U_{a_{П.С.}} = 21.699 \cdot 111 = 2409 \text{ кДж/кмоль} ;$$

$$t_c = 695^\circ C ;$$

$$C_{V_{C.3.}} = \left(\frac{695-600}{700-600} \right) \cdot (22.409 - 22.091) + 22.091 = 22.393 \text{ кДж/кмоль} \cdot ^\circ C ;$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$U_{c_{c.з.}} = 22.393 \cdot 695 = 15563 \text{ кДж/кмоль};$$

$$C_{V_0} = \left(\frac{695 - 600}{700 - 600} \right) \cdot (25.080 - 24.620) + 24.620 = 25.057 \text{ кДж/кмоль} \cdot ^\circ \text{C};$$

$$C_{V_\alpha} = C_{V_{c.з.}};$$

$$C_{V_{П.С.}} = 25.057 - 0.507(25.057 - 22.393) = 23.7064 \text{ кДж/кмоль} \cdot ^\circ \text{C};$$

$$U_{c_{П.С.}} = 23.7064 \cdot 695 = 16476 \text{ кДж/кмоль};$$

$$\kappa_1 - 1 = \frac{8.3144 \cdot (968 - 384)(1 + 0.03)}{(15563 + 0.03 \cdot 16476) - (2315 + 0.03 \cdot 2409)} = 0.36585;$$

$$\kappa_1 = 1.36585;$$

$$\Delta = \frac{1.366 - 1.36585}{1.366} = 0.0001,$$

що менше $2 \cdot 10^{-3}$. Остаточно приймаємо $\kappa_1 = 1.366$.

Тиск робочої суміші наприкінці стиснення

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon_c^{\kappa_1}, \quad (2.30)$$

де p_a – тиск наприкінці наповнення;

ε_c – ступінь стиснення;

κ^1 – показник адіабати стиснення.

$$p_c = 0.254 \cdot 12.5^{1.366} = 8.002 \text{ МПа.}$$

Ступінь підвищення тиску при згорянні

					0032.170123.000.03MP.P3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$\lambda_z = \frac{p_z}{p_c}, \quad (2.31)$$

де p_z – максимальний тиск згоряння, приймаємо за даними двигуна-прототипу;
 p_c – тиск робочої суміші наприкінці стиснення.

$$\lambda_z = \frac{13}{8.002} = 1.625.$$

Максимальну температуру згоряння T_z визначаємо по рівнянню згоряння, записаному у формі, зручної для обчислення наближеного її значення;

$$\left. \begin{aligned} t_z &= \frac{A}{(C_{V_{П.С.}})_{t_z} + R_\mu}, \\ A &= \frac{1}{\mu} \left[\frac{\xi_z \cdot H_u}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \gamma_r)} + \frac{U_{C_{С.З.}} + \gamma_r \cdot U_{C_{П.С.}}}{1 + \gamma_r} + R_\mu \cdot \lambda_z \cdot T_c - 273 \cdot \mu \cdot R_\mu \right]. \end{aligned} \right\} \quad (2.32)$$

де $(C_{V_{П.С.}})_{t_z}$ – теплоємність продуктів згоряння при $\alpha > 1$ при температурі t_z ;

ξ_z – коефіцієнт використання тепла, приймаємо $\xi_z = 0.8$;

H_u – нижча температура згоряння дизельного палива, приймаємо

$$H_u = 42500 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$(C_{V_{П.С.}})_{t_z} = (C_{V_0})_{t_z} - r_\alpha \cdot (C_{V_0} - C_{V_\alpha})_{t_z}, \quad (2.33)$$

де $(C_{V_0})_{t_z}$ – теплоємність продуктів згоряння при $\alpha > 1$;

$(C_{V_\alpha})_{t_z}$ – теплоємність надлишкового повітря при температурі t_z в $^\circ\text{C}$.

$$A = \frac{1}{1.032} \left[\frac{0.8 \cdot 42500}{2.1 \cdot 0.501 \cdot (1 + 0.03)} + \frac{15563 + 0.03 \cdot 16476}{1 + 0.03} + \right.$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$+8.3144 \cdot 1.625 \cdot 968 - 273 \cdot 1.032 \cdot 8.3144] = 55912.$$

Задаємо $t_z = 1610 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$C_{V_0} = \left(\frac{1610 - 1600}{1700 - 1600} \right) \cdot (28.430 - 28.179) + 28.179 = 28.204 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{ }^\circ\text{C};$$

$$C_{V_\alpha} = \left(\frac{1610 - 1600}{1700 - 1600} \right) \cdot (24.837 - 24.653) + 24.653 = 24.671 \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{ }^\circ\text{C};$$

$$(C_{V_{П.С.}})_{t_z} = 28.204 - 0.507 \cdot (28.204 - 24.671) = 26.413;$$

$$t_z = \frac{55912}{26.413 + 8.3144} = 1610 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta = \frac{1610 - 1610}{1610} = 0,$$

що менше $2 \cdot 10^{-3}$.

Остаточно приймаємо $t_z = 1610 \text{ }^\circ\text{C}$.

Знаходимо максимальну температуру згорання:

$$T_z = t_z + 273;$$

$$T_z = 1610 + 273 = 1883 \text{ К}.$$

Ступінь попереднього розширення;

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda_z \cdot T_c}, \quad (2.34)$$

де μ – дійсний коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші;

T_z – максимальна температура згорання;

λ_z – ступінь підвищення тиску;

					0032.170123.000.03MP.P3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

T_c – температура стиснення.

$$\rho = \frac{1.032 \cdot 1883}{1.625 \cdot 968} = 1.235.$$

Об'єм циліндра наприкінці згоряння (у точці z)

$$V_z = \rho \cdot V_c, \quad (2.35)$$

де ρ – ступінь попереднього розширення;

V_c – номінальний об'єм простору стиснення.

$$V_z = 1.235 \cdot 0.0012 = 0.001482 \text{ м}^3.$$

Ступінь наступного розширення продуктів згоряння

$$\delta = \frac{\varepsilon_c}{\rho}; \quad (2.36)$$

$$\delta = \frac{12.5}{1.235} = 10.121.$$

Середній показник політропи розширення й температуру наприкінці розширення визначаємо, вирішуючи методом ітерації систему рівнянь

$$\left. \begin{aligned} n_2 - 1 &= \frac{R_\mu \cdot (T_z - T_B)}{B - (U_{B_{П.С.}})_{t_B}}, \\ T_B &= \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.37)$$

де $(U_{B_{П.С.}})_{t_B}$ – внутрішня енергія продуктів згоряння (при $\alpha > 1$) при температурі t_B .

$$(U_{B_{П.С.}})_{t_B} = (C_{V_{П.С.}})_{t_B} \cdot t_B, \quad (2.38)$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

де $(C_{V_{П.С.}})_{t_B}$ – теплоємність продуктів згоряння.

$$(C_{V_{П.С.}})_{t_B} = (C_{V_0})_{t_B} - r_\alpha (C_{V_0} - C_{V_\alpha})_{t_B}, \quad (2.39)$$

де $(C_{V_0})_{t_B}$ – середня теплоємність продуктів згоряння (при $\alpha > 1$) при температурі t_B ;

$(C_{V_\alpha})_{t_B}$ – середня теплоємність надлишкового повітря (при $\alpha > 1$) при температурі t_B .

$$B = (C_{V_{П.С.}})_{t_z} \cdot t_z + \frac{(\xi_B - \xi_z) H_U}{\alpha \cdot L_0 \cdot (\mu_0 + \gamma_r)}, \quad (2.40)$$

де ξ_B – коефіцієнт використання теплоти в точка в циклу, приймаємо $\xi_B = 0.9$;

ξ_z – коефіцієнт використання теплоти z точка в циклу, приймаємо $\xi_z = 0.8$.

$$B = 26.413 \cdot 1610 + \frac{(0.9 - 0.8) 42500}{2.1 \cdot 0.501 \cdot (1.033 + 0.03)} = 46326.$$

Задаємось $n_2 = 1.25$,

$$T_B = \frac{1883}{10.121^{1.25-1}} = 1056 \text{ К};$$

$$t_B = 1056 - 273 = 783 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$(C_{V_0})_{t_B} = \left(\frac{783 - 700}{800 - 700} \right) \cdot (25.499 - 25.08) + 25.08 = 25.427 \text{ кДж/кмоль} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$(C_{V_\alpha})_{t_B} = \left(\frac{783 - 700}{800 - 700} \right) \cdot (22.714 - 22.409) + 22.409 = 22.661 \text{ кДж/кмоль} \cdot ^\circ\text{C};$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$(C_{V_{П.С.}})_{t_B} = 25.427 - 0.507(25.427 - 22.661) = 24.026 \text{ кДж/кмоль} \cdot ^\circ \text{С};$$

$$(U_{B_{П.С.}})_{t_B} = 24.026 \cdot 783 = 18812 \text{ кДж/кмоль};$$

$$n_2 - 1 = \frac{8.3144 \cdot (1883 - 1056)}{46326 - 18812} = 0.249997;$$

$$n_2 = 1.249997;$$

$$\Delta = \frac{1.25 - 1.249997}{1.25} = 2 \cdot 10^{-6},$$

що менше $2 \cdot 10^{-3}$. Остаточно приймаємо $n_2 = 1.25$.

Тиск газів у циліндрі наприкінці процесу розширення

$$P_B = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \quad (2.41)$$

де P_z – максимальний тиск згоряння, приймаємо $P_z = 13$ за даними дизеля-прототипу;

δ – ступінь наступного розширення.

$$P_B = \frac{13}{10.121^{1.25}} = 0.72 \text{ МПа.}$$

Визначення параметрів, що характеризують робочий цикл дизеля.
Розрахунковий середній індикаторний тиск циклу

$$P_{\text{мір}} = \frac{P_c}{\varepsilon_c - 1} \left[\lambda_z (\rho - 1) + \frac{\lambda_z \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{\kappa_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\kappa_1 - 1}} \right) \right]; \quad (2.42)$$

$$P_{\text{мір}} = \frac{8.002}{12.5 - 1} \left[1.625(1.235 - 1) + \frac{1.625 \cdot 1.235}{1.25 - 1} \left(1 - \frac{1}{10.121^{1.25 - 1}} \right) - \right.$$

					0032.170123.000.03MP.P3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$-\frac{1}{1.366-1}\left(1-\frac{1}{12.5^{1.366-1}}\right)]=1.573\text{МПа.}$$

Середній індикаторний тиск циклу з урахуванням округлення індикаторної діаграми поблизу точок c , z' , z , b визначається по формулі:

$$P_{mi} = \varphi_n \cdot P_{mir}, \quad (2.43)$$

де φ_n – коефіцієнт повноти індикаторної діаграми приймаємо $\varphi_n = 0.98$.

$$P_{mi} = 0.98 \cdot 1.573 = 1.542 \text{ МПа.}$$

Індикаторна потужність двигуна:

$$P_i = 2 \cdot 10^3 \frac{P_{mi} \cdot V_S \cdot i \cdot n}{\tau}, \quad (2.44)$$

де i – кількість циліндрів приймаємо за даними двигуна-прототипу $i = 12$;

n – частота обертання колінчатого вала приймаємо за даними двигуна-прототипа $n = 16.6 \text{ с}^{-1}$;

τ – коефіцієнт тактності, $\tau = 4$.

$$P_i = 2 \cdot 10^3 \frac{1.542 \cdot 0.0138 \cdot 12 \cdot 16.6}{4} = 2119,5 \text{ кВт.}$$

Індикаторний ККД

$$\eta_{it} = 8.3144 \frac{\alpha \cdot L_0 \cdot P_{mi} \cdot T_\alpha}{H_u \cdot \Phi_c \cdot P_\alpha}, \quad (2.45)$$

де T_α й P_α – відповідно температура й тиск на вході в дизель.

$$\eta_{it} = 8.3144 \frac{2.1 \cdot 0.501 \cdot 1.542 \cdot 363}{42500 \cdot 0.938 \cdot 0.27} = 0.455.$$

Питома індикаторна витрата палива:

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

$$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{it}}; \quad (2.46)$$

$$b_i = \frac{3600}{42500 \cdot 0.455} = 0.186 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год.}$$

Середній ефективний тиск циклу:

$$P_{me} = P_{mi} \cdot \eta_m, \quad (2.47)$$

де η_m – механічний ККД, приймаємо за даними двигуна-прототипу $\eta_m = 0.86$.

$$P_{me} = 1.542 \cdot 0.86 = 1.326 \text{ МПа.}$$

Ефективна потужність дизеля:

$$P_e = 2 \cdot 10^3 \frac{P_{me} \cdot V_S \cdot i \cdot n}{\tau}; \quad (2.48)$$

$$P_e = 2 \cdot 10^3 \frac{1.326 \cdot 0.0138 \cdot 12 \cdot 16.6}{4} = 1822,5 \text{ кВт.}$$

Ефективний ККД дизеля

$$\eta_{et} = \eta_{it} \cdot \eta_m; \quad (2.49)$$

$$\eta_{et} = 0.455 \cdot 0.86 = 0.391.$$

Питома ефективна витрата палива:

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}; \quad (2.50)$$

$$b_e = \frac{0.186}{0.86} = 0.214 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год.}$$

Годинна витрата палива:

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$B = b_e \cdot P_e; \quad (2.51)$$

$$B = 0.214 \cdot 1822,5 = 393,66 \text{ кг/год.}$$

Витрата повітря дизелем:

$$G_{air} = \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 \cdot B, \quad (2.52)$$

де φ – коефіцієнт продувки, приймаємо $\varphi = 1.1$.

$$G_{air} = 1.1 \cdot 2.1 \cdot 14.64 \cdot 393,66 = 13316,25 \text{ кг/год.}$$

Кількість відпрацьованих газів:

$$G_r = (1 + \varphi \cdot \alpha \cdot l_0) B; \quad (2.53)$$

$$G_r = (1 + 1.1 \cdot 2.1 \cdot 14.64) 393,66 = 13710 \text{ кг/год.}$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

3 РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ ТЕПЛОВОЗА ТА ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДА З МАТЕМАТИЧНИМ МОДЕЛЮВАННЯМ

3.1 Складання математичної моделі для визначення параметрів системи охолодження та приводу

3.1.1 Класифікація моделей в залежності від параметрів моделі

В залежності від основних параметрів математичні моделі можна класифікувати на групи (рис. 3.1) [5].

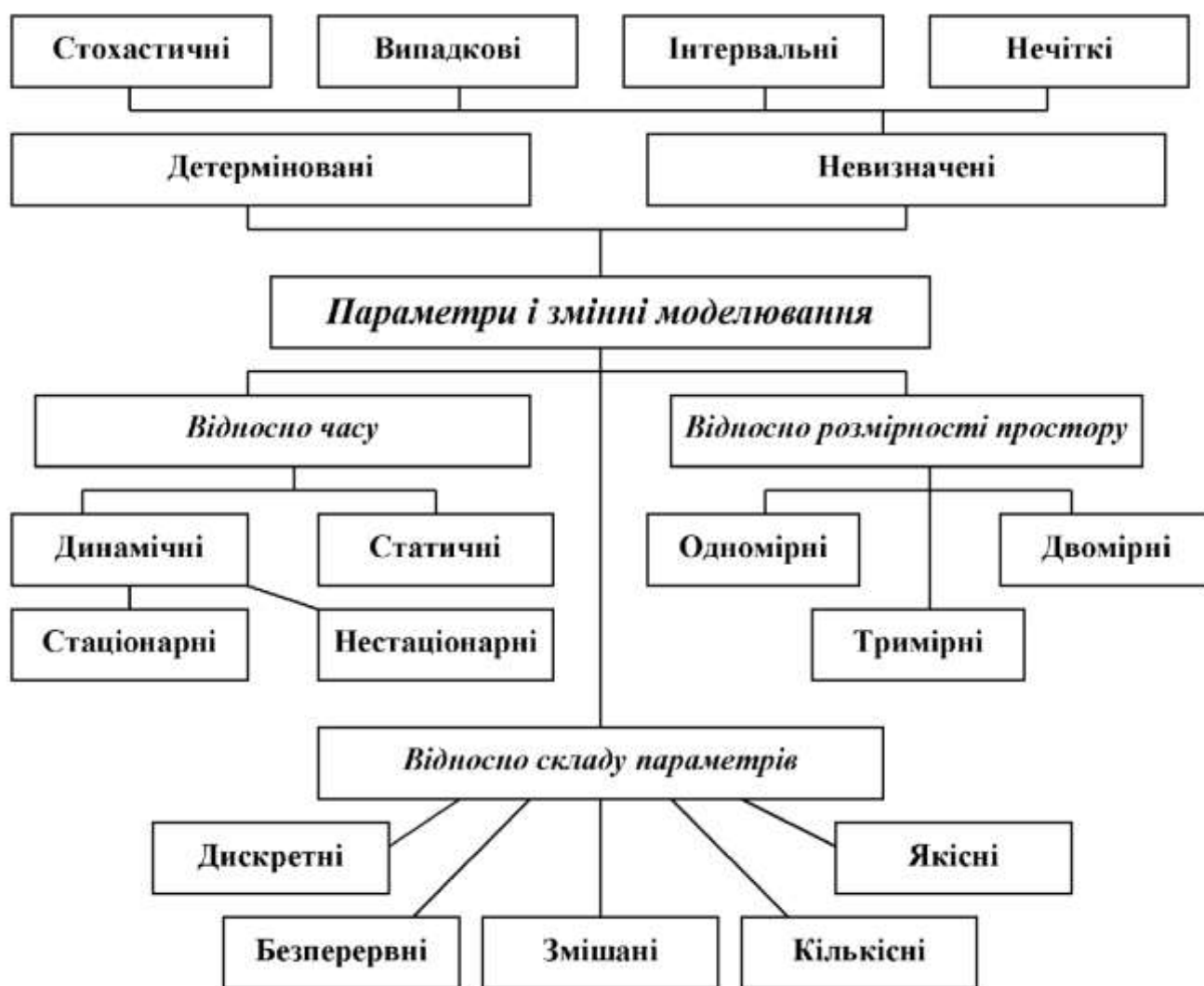


Рисунок 3.1 – Класифікація математичних моделей в залежності від параметрів моделювання [5]

Структурні моделі представляють об'єкт як систему з своєю структурою і

механізмом функціонування.

Функціональні моделі не використовують таких уявлень і відображають тільки ззовні сприйману поведінку (функціонування) об'єкту. В їх граничному виразі вони називаються також моделями «чорної скрині». В такому випадку описують з відомою точністю зв'язок між входами X і виходом Y системи на основі експериментальних даних без аналізу внутрішньої структури системи, яку можна розглядати як «чорну скриню». Модель відрізняється універсальністю методології збирання експериментальної інформації і будови моделей. До недоліків варто віднести складність різносторонньої інтерпретації параметрів моделей і обмеженість області їх дії з відповідною точністю рамок тих конкретних об'єктів, для яких вони побудовані.

Фінальна математична конструкція називається *формальною моделлю* або просто математичною моделлю, отриманою в результаті формалізації даної змістовної моделі (предмоделі).

Побудова змістовної моделі може проводитися за допомогою набору готових ідеалізацій, як в механіці, де ідеальні пружини, тверді тіла, ідеальні маятники, пружні середовища і т.п. дають готові структурні елементи для змістовного моделювання. Проте в областях знання, де не існує повністю завершених формалізованих теорій (передній край фізики, біології, економіки, соціології, психології, і більшості інших областей), створення змістовних моделей різко ускладнюється. Перш за все будують деяку інженерну концептуальну модель, яка виражається на початку словами в термінах даної науки (матеріалознавство, технологія). Ця концептуальна модель описується далі абстрактно-знаково за допомогою диференціальних або алгебраїчних рівнянь, геометричних співвідношень, логічних операцій тощо.

В основі математичної моделі лежить уява про те, що поведінка реального об'єкту аналогічна поведінці концептуальної моделі. Перевага моделі полягає у наочності «фізичної» інтерпретації об'єкта. Недолік полягає в тому, що описати математичними символами можна концепцію, яка далека від реальності.

У разі складних об'єктів задовольнити всім вимогам, що пред'являються, в

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

одній моделі звичайно неможливо. Доводиться створювати цілий спектр моделей одного і того ж об'єкту (в деяких випадках – ієрархічну сукупність «вкладених» одна в іншу моделей). Для зменшення витрат розробку моделей і імовірності виникнення помилок розроблений алгоритм створення математичних моделей (рис. 3.2).



Рисунок 3.2 – Етапи математичного моделювання [5]

В більшості випадків математичний опис об'єкту включає звичайні диференціальні рівняння, особливо для динамічних моделей, диференціальні рівняння у частинних похідних, інтегродиференціальні рівняння тощо. Обов'язковим елементом математичної постановки задачі є прийняті допущення і спрощення при побудові моделі [5].

3.2 Розрахунок водяного контуру дизеля

Вихідні дані до розрахунку охолоджуючого пристрою тепловоза надано в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до розрахунку охолоджуючого пристрою тепловоза

Параметр	Значення
Ефективна потужність дизеля	$N_e = 1822,5$ кВт
Питома витрата палива дизелем	$g_e = 0,214$ кг/(кВт×год)
Тепловідведення: – в воду дизеля	$q_B = 14\%$
– в масло дизеля	$q_M = 7,8\%$
– в воду, яка охолоджує наддувочне повітря	$q_{nn} = 6,3\%$
Число коліс вентиляторів у холодильній камері	1
Робоча довжина секції холодильної камери	1206 мм
Подача масляного насоса	$B_M = 100$ м ³ /год
Швидкість в теплообміннику: – масла	$v_{MM} = 1,4$ м/с
– води	$v_{BT} = 2,0$ м/с
Питома теплоємність: – води	$c_B = 4,19$ кДж/(кг · К)
– повітря	$c_p = 1$ кДж/(кг · К)
Нижня теплота згоряння дизельного палива	$Q_H^p = 42500$ кДж/кг
Температура: – води на виході з дизеля	$t_1^B = 90^\circ$ С
– масла на виході з дизеля	$t_1^M = 85^\circ$ С
– зовнішнього повітря	$\tau_1 = 40^\circ$ С
– води на виході з охолоджувача наддувочного повітря	$t_1^{BnM} = 76^\circ$ С
Масова швидкість повітря в водяних секціях	$u_B = 8$ кг/(м ² · с)
Питома маса масла	$\rho_M = 900$ кг/м ³

Кількість тепла, що вводиться в дизель тепловоза з паливом:

$$Q_d = \frac{g_e \cdot N_e \cdot Q_H^p}{3600}; \quad (3.1)$$

$$Q_d = \frac{0.214 \cdot 1822,5 \cdot 42500}{3600} = 4604 \text{ кДж/с.}$$

Тепловідведення в воду дизеля:

$$Q_e = \frac{q_B}{100} \cdot Q_d; \quad (3.2)$$

$$Q_e = \frac{14}{100} \cdot 4604 = 644,5 \text{ кДж/с.}$$

Обираємо розрахункові параметри водяних секцій типу ВВ12:

– площа живого перетину для проходження повітря $\omega_1^e = 0,149 \text{ м}^2$, а для проходження води – $\omega_2^e = 0,00132 \text{ м}^2$;

– поверхня теплообміну, що омивається повітрям $F_1^e = 29,6 \text{ м}^2$.

За кривою (рис. 3.3) для $u_B = 8 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ знаходимо коефіцієнт теплопередачі для стандартних водяних секцій:

$$K_e = 52,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 0,0523 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Витрата води через секції:

$$G_e = \nu_e \cdot \omega_2^e \cdot z_e \cdot \rho_e, \quad (3.3)$$

де ν_e – лінійна швидкість течії води в трубках секцій, $\nu_e = 1 \text{ м/с}$;

$$G_e = 1 \cdot 0,00132 \cdot z_e \cdot 1000 = 1,32 z_e. \quad (3.4)$$

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

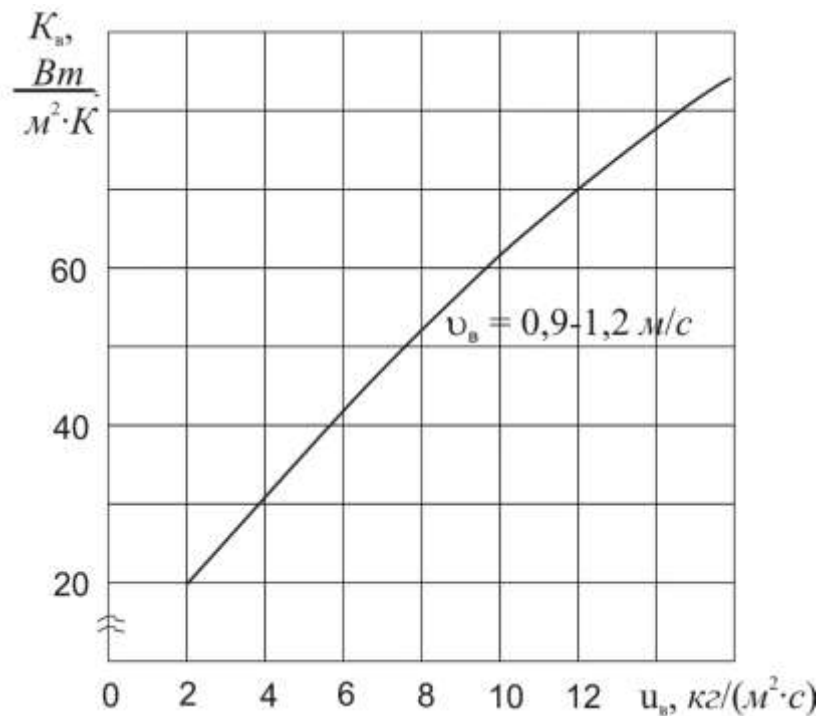


Рисунок 3.3 – Залежність коефіцієнта теплопередачі водяних секції від масової швидкості повітря в секціях

Витрата повітря через секції:

$$G_n = u_g \cdot \omega_1^g \cdot z_g = 8 \cdot 0,149 \cdot z_g = 1,192 z_g. \quad (3.5)$$

Система рівнянь теплового балансу:

$$\begin{cases} Q_g = G_g \cdot c_g \cdot (t_1^g - t_2^g); \\ Q_g = K_g \cdot F_g \cdot z_g \cdot \left(\frac{t_1^g + t_2^g}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^g}{2} \right); \\ Q_g = G_n \cdot c_p \cdot (\tau_2^g - \tau_1); \end{cases} \quad (3.6)$$

$$\begin{cases} 644.5 = 1.32 z_g \cdot 4.19 \cdot (90 - t_2^g), \\ 644.5 = 0.0523 \cdot 29.6 \cdot z_g \cdot \left(\frac{90 + t_2^g}{2} - \frac{40 + \tau_2^g}{2} \right); \\ 644.5 = 1.192 z_g \cdot 1 \cdot (\tau_2^g - 40), \end{cases} \quad (3.7)$$

Приймаємо $y_{\epsilon} = \frac{1}{z_{\epsilon}}$, і після перетворення отримаємо

$$\begin{cases} 136.2y_{\epsilon} = 90 - t_2^B, \\ 631.96y_{\epsilon} = \tau_2^B - 40, \\ 973.2y_{\epsilon} = 50 + t_2^B - \tau_2^B; \end{cases} \quad (3.8)$$

Вирішивши систему рівнянь, отримаємо

$$y_{\epsilon} = 0.0573 \rightarrow z_{\epsilon} = \frac{1}{0.0573} = 18 \text{ шт.}$$

$$t_2^{\epsilon} = 82.2^{\circ} \text{C}, \tau_2^{\epsilon} = 76.2^{\circ} \text{C}.$$

3.3 Розрахунок водяного контуру охолодження наддувочного повітря та масла теплообмінника

Кількість тепла відводиться в навколишнє середовище:

$$Q_{\epsilon}^{nm} = \frac{q_M + q_{nm}}{100} \cdot Q_D; \quad (3.9)$$

$$Q_{\epsilon}^{nm} = \frac{7,8 + 6,3}{100} \cdot 4604 = 758,7 \text{ кДж/с.}$$

На підставі даних, що розраховані раніше, складаємо систему рівнянь теплового балансу цього контуру

$$\begin{cases} Q_{\epsilon}^{nm} = G_{\epsilon} \cdot c_{\epsilon} \cdot (t_1^{\epsilon nm} - t_2^{\epsilon nm}), \\ Q_{\epsilon}^{nm} = K_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon} \cdot z_{\epsilon m} \cdot \left(\frac{t_1^{\epsilon nm} + t_2^{\epsilon nm}}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^{\epsilon nm}}{2} \right); \\ Q_{\epsilon}^{nm} = G_n \cdot c_p \cdot (\tau_2^{\epsilon nm} - \tau_1), \end{cases} \quad (3.10)$$

$$\begin{cases} 758.7 = 1.32z_{\text{вм}} \cdot 4.19 \cdot (76 - t_2^{\text{внм}}), \\ 758,7 = 0.0523 \cdot 29.6 \cdot z_{\text{вм}} \cdot \left(\frac{90 + t_2^{\text{вм}}}{2} - \frac{40 + \tau_2^{\text{вм}}}{2} \right); \\ 758.7 = 1.192z_{\text{вм}} \cdot 1 \cdot (\tau_2^{\text{внм}} - 40), \end{cases} \quad (3.11)$$

Позначимо $y_{\text{вм}} = \frac{1}{z_{\text{вм}}}$, після перетворення, отримаємо

$$\begin{cases} 137,2y_{\text{вм}} = 90 - t_2^{\text{внм}}, \\ 636.5y_{\text{вм}} = \tau_2^{\text{внм}} - 40, \\ 980,2y_{\text{вм}} = 36 + t_2^{\text{внм}} - \tau_2^{\text{внм}}; \end{cases} \quad (3.12)$$

Вирішивши систему рівнянь, отримаємо

$$y_{\text{вм}} = 0.0408 \rightarrow z_{\text{вм}} = \frac{1}{0.0408} = 26 \text{ шт.}$$

$$t_2^{\text{внм}} = 70,4^\circ \text{C}, \tau_2^{\text{внм}} = 66^\circ \text{C}.$$

Згідно з розрахунком, водяний контур охолодження води дизеля має $z_{\text{в}} = 18$ секцій, інший контур (охолодження наддувочного повітря і масла теплообмінника) – $z_{\text{вм}} = 26$ секцій. Згідно з завданням – система охолодження з однорядним розміщенням водяних секцій, з використанням водомасляного теплообмінника і вентилятором. З огляду на те, що поверхні секції засмічуються і теплорозсіювальна здатність знижується, а також для більш раціонального розміщення секцій, приймаємо кількість секцій для охолодження води дизеля $z_{\text{в}} = 20$. Тоді в холодильній камері вийде по 23 секції на бік (рис. 3.4).

3.4 Розрахунок теплообмінника

Кількість тепла, яке відводиться в масло:

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

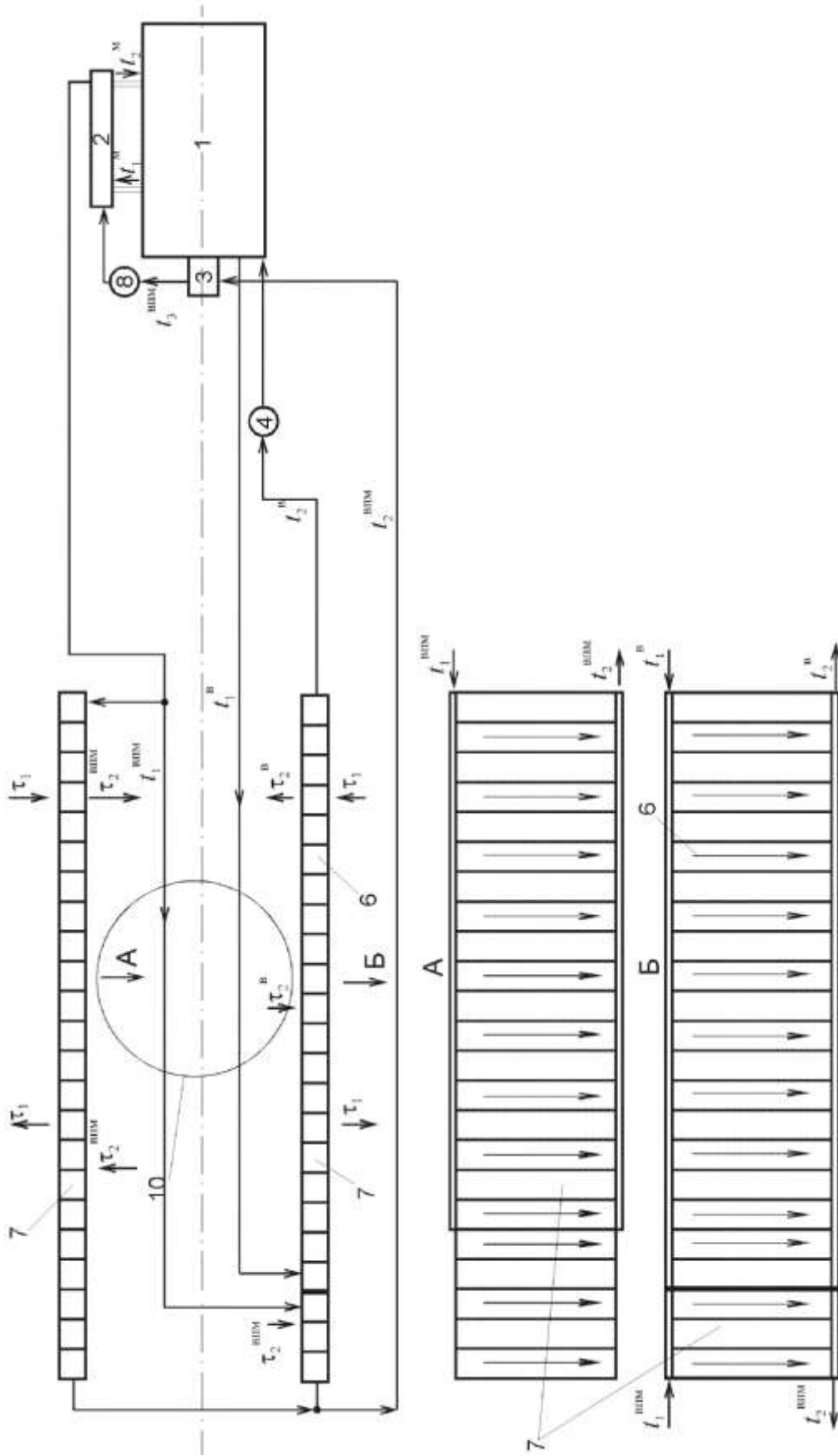


Рисунок 3.4 – Схема системи охолодження тепловоза:

1 – дизель; 2 – водомасляний теплообмінник; 3 – повітроохолоджувач; 4, 5 – водяні насоси першого і другого контурів; 6 – секція для охолодження води дизеля (перший контур); 7 – секція для охолодження масла, що відводить тепло від повітря наддування дизеля та масла теплообмінника (другий контур); 8 – масляний насос; 10 – вентилятор

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

0032.170123.000.03MP.ПЗ

$$Q_M = \frac{q_M}{100} \cdot Q_d; \quad (3.13)$$

$$Q_M = \frac{7,8}{100} \cdot 4604 = 419,7 \text{ кДж/с.}$$

Температура масла на виході з теплообмінника:

$$t_2^M = t_1^M - \frac{3600 \cdot Q_M}{\rho_M \cdot V_M \cdot c_M}, \quad (3.14)$$

де c_M – питома теплоємність масла, для заданого значення $t_1^M = 85^\circ \text{C}$ –

$c_M = 2,07 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, (рис. 3.5);

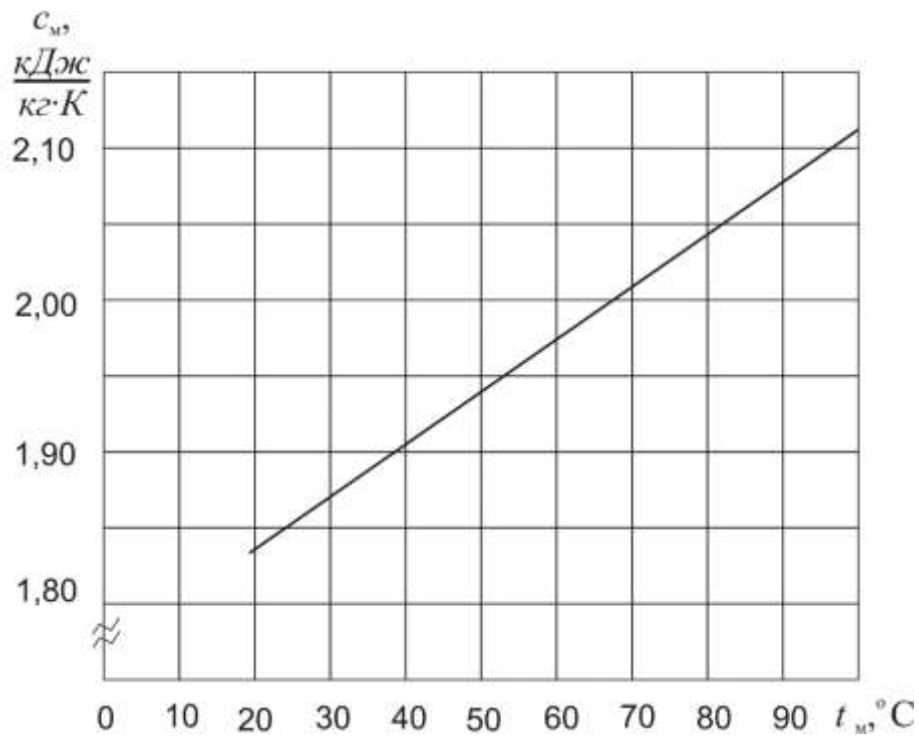


Рисунок 3.5 – Залежність теплоємності дизельного масла від його температури

$$t_2^M = t_1^M \cdot \frac{3600 \cdot Q_M}{\rho_M \cdot V_M \cdot c_M}; \quad (3.15)$$

$$t_2^M = 85 \cdot \frac{3600 \cdot 419,7}{900 \cdot 100 \cdot 2,07} = 76,9^\circ \text{C}.$$

Витрата води через водомасляний теплообмінник:

$$G_{внм} = \frac{B_в \cdot \rho_в}{3600}, \quad (3.16)$$

де $B_в$ – подача водяного насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$$B_в = 3600 \cdot \nu_в \cdot \varpi_2^6 \cdot z_{вм}; \quad (3.17)$$

$$B_в = 3600 \cdot 1 \cdot 0.00132 \cdot 26 = 123,6 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$$G_{внм} = \frac{123,6 \cdot 1000}{3600} = 34,3 \text{ кг/с.}$$

Температура води на вході в теплообмінник:

$$t_3^{внм} = t_2^{внм} + \frac{Q_м}{G_{внм} \cdot c_в}; \quad (3.18)$$

$$t_3^{внм} = 70,4 + \frac{419,7}{34,4 \cdot 4,19} = 73,4^\circ \text{C.}$$

Середня температура води і масла в теплообміннику:

$$t_{ср}^{внм} = \frac{t_2^{внм} + t_3^{внм}}{2}; \quad (3.19)$$

$$t_{ср}^{внм} = \frac{70,4 + 73,4}{2} = 71,9^\circ \text{C};$$

$$t_{ср}^M = \frac{t_1^M + t_2^M}{2}; \quad (3.20)$$

$$t_{ср}^M = \frac{85 + 76,9}{2} = 80,95^\circ \text{C.}$$

Площа поверхні теплообміну теплообмінника:

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

$$F_{mo} = \frac{Q_M}{K_{mo} \cdot (t_{cp}^M - t_{cp}^{внМ})}, \quad (3.21)$$

де K_{mo} – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, за графіком рис. 3.6 знаходимо $v_{mm} = 1,4$ м/с и $v_{вм} = 2,0$ м/с – $K_{mo} = 0.88$ кВт/(м²К)

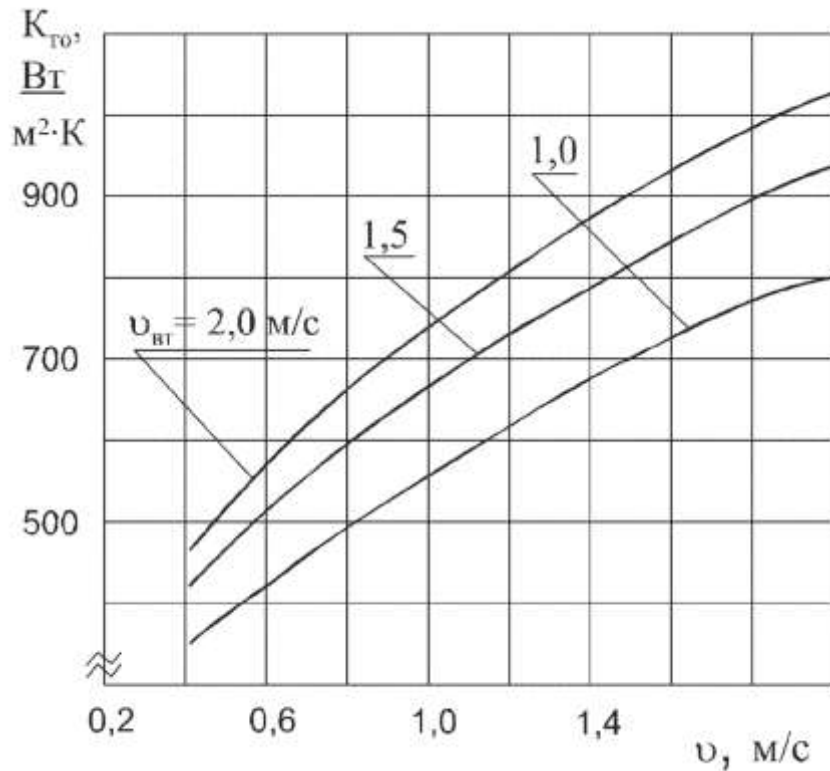


Рисунок 3.6 – Залежність коефіцієнта теплопередачі від лінійної швидкості масла

$$F_{mo} = \frac{419.7}{0.88(80.95 - 71.85)} = 52.4 \text{ м}^2.$$

Приймаємо діаметр трубок $d = 0,01$ м, тоді повна довжина трубок теплообмінника:

$$L = \frac{F_{mo}}{\pi \cdot d}; \quad (3.22)$$

при різних значеннях лінійної швидкості води для водомасляного теплообмінника

$$L = \frac{54,2}{3,14 \cdot 0,01} = 1669 \text{ м.}$$

При робочій довжині трубки $l = 2,0$ м число трубок теплообмінника

$$n_m = \frac{1669}{2} = 835 \text{ шт.}$$

3.5 Розрахунок вентилятора холодильної камери

Вибираємо вентилятор типу УК-2М з кутом установки лопатей $\alpha = 30^\circ$.

Опір секцій холодильника:

$$h_c = 4,6 \cdot u_g^{1,83}; \quad (3.23)$$

$$h_c = 4,6 \cdot 8^{1,83} = 206,7 \text{ Н/м}^2.$$

Опір жалюзі:

$$h_{жс} = 0,2 \cdot h_c; \quad (3.24)$$

$$h_{жс} = 0,2 \cdot 206,7 = 41,34 \text{ Н/м}^2.$$

Опір від звужень, розширень проходів і поворотів повітряного потоку в холодильній камері (шахті холодильника):

$$h_{хк} = 0,8 \cdot h_c; \quad (3.25)$$

$$h_{хк} = 0,8 \cdot 206,7 = 165,4 \text{ Н/м}^2.$$

Динамічні втрати потоку за вентилятором:

$$h_\partial = 0,9 \cdot h_c; \quad (3.26)$$

$$h_\partial = 0,9 \cdot 206,7 = 186,03 \text{ Н/м}^2.$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потрібний напір вентилятора:

$$H_{\epsilon} = h_{жк} + h_c + h_{хк} + h_{\partial}; \quad (3.27)$$

$$H_{\epsilon} = 41,34 + 206,7 + 165,4 + 186,03 = 599,5 \text{ Н/м}^2.$$

Витрата повітря через секції холодильної камери:

$$G_n^{\epsilon} = U_{\epsilon} \cdot \omega_1^{\epsilon} \cdot z_{\epsilon}; \quad (3.28)$$

$$G_n^{\epsilon} = 8 \cdot 0.149 \cdot 20 = 23.8 \text{ м/с.}$$

$$G_n^{\epsilon n m} = U_{\epsilon} \cdot \omega_1^{\epsilon} \cdot z_{\epsilon m}; \quad (3.29)$$

$$G_n^{\epsilon n m} = 8 \cdot 0.149 \cdot 26 = 31 \text{ м/с.}$$

Щільність повітря перед вентилятором:

$$\rho_n = \frac{100000}{R_n \cdot (\tau_{2cp} + 273)}, \quad (3.30)$$

де R_n – питома газова стала повітря, $R_n = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

τ_{2cp} – середня температура повітря в холодильній камері, $^{\circ}\text{C}$;

$$\tau_{2cp} = \frac{\sum_{i=1}^{\kappa} (G_n^i \cdot \tau_2^i)}{\sum_{i=1}^{\kappa} G_n^i} = \frac{(G_n^{\epsilon} \cdot \tau_2^{\epsilon}) + (G_n^{\epsilon n m} \cdot \tau_2^{\epsilon n m})}{G_n^{\epsilon} + G_n^{\epsilon n m}}; \quad (3.31)$$

$$\tau_{2cp} = \frac{(23,8 \cdot 76,2) + (31 \cdot 66)}{23,8 + 31} = 70,4^{\circ}\text{C}.$$

$$\rho_n = \frac{100000}{287 \cdot (70,4 + 273)} = 1,015 \text{ кг/м}^3.$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

Подача вентилятора:

$$B = \frac{G_n^{\delta} + G_n^{6nM}}{\rho_n}; \quad (3.32)$$

$$B = \frac{31 + 23,8}{1,015} = 54 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По графіку (рис. 3.7) визначаємо, що максимальний ККД ($\eta_{в max} = 0.83$) при $\alpha = 30^\circ$ досягається при $\bar{B} = 0.3$, що відповідає $\bar{H} = 0.078$.

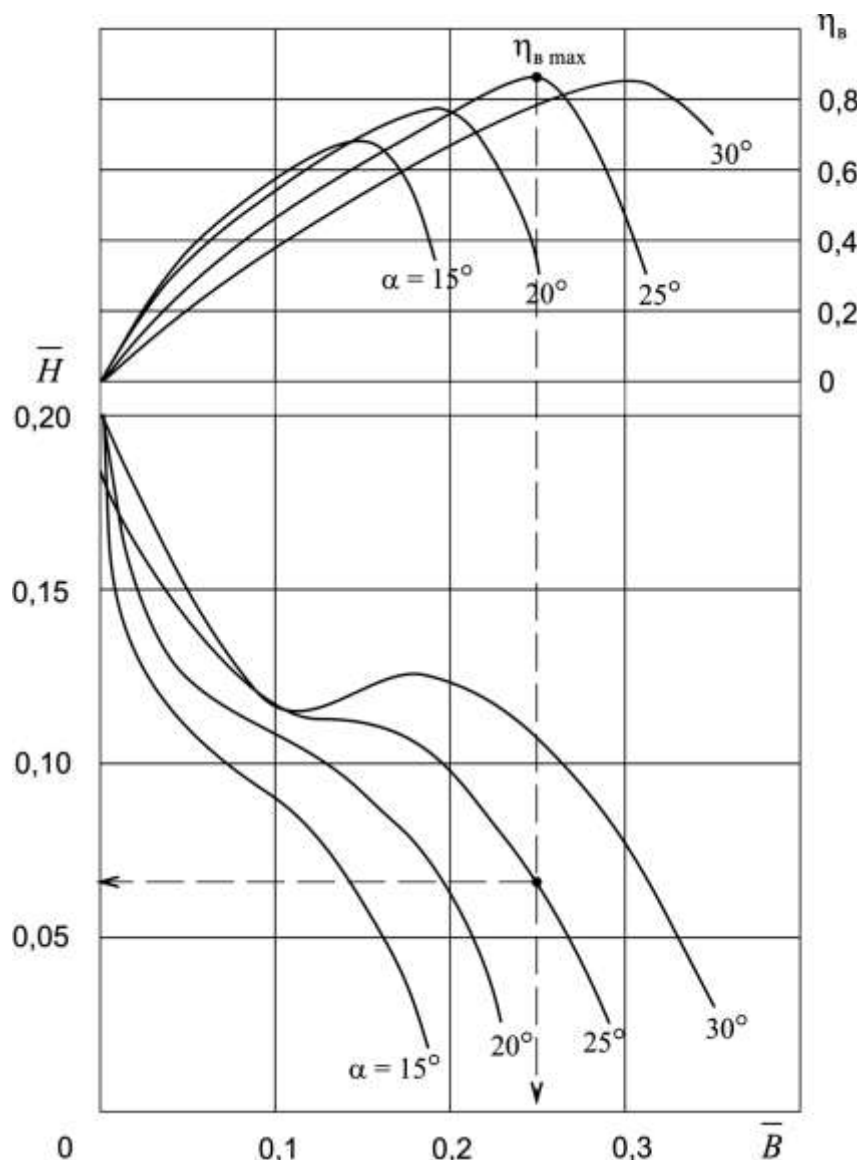


Рисунок 3.7 – Безрозмірні аеродинамічні характеристики осьових вентиляторів УК-2М

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.170123.000.03MP.ПЗ

Арк.

72

Вимірювач подачі вентилятора:

$$K_{\epsilon} = \frac{B}{\bar{B}}; \quad (3.34)$$

$$K_{\epsilon} = \frac{54}{0.3} = 180 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Вимірювач напору

$$K_H = \frac{H_{\epsilon}}{\bar{H}}; \quad (3.35)$$

$$K_H = \frac{599,5}{0.078} = 7685 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Діаметр вентиляторного колеса:

$$D_K = 4 \sqrt{\frac{16 \cdot \rho_n \cdot K_{\epsilon}^2}{\pi^2 \cdot K_H}}; \quad (3.36)$$

$$D_K = 4 \sqrt{\frac{16 \cdot 1,015 \cdot 180^2}{3,14^2 \cdot 7685}} = 1,62 \text{ м}.$$

Частота обертання вентилятора колеса:

$$n = 4 \sqrt{\frac{1}{16 \cdot \pi^2 \cdot \rho_n^3} \cdot \frac{K_H^3}{K_{\epsilon}^2}}; \quad (3.37)$$

$$n = 4 \sqrt{\frac{1}{16 \cdot 3,14^2 \cdot 1,015^3} \cdot \frac{7685^3}{180^2}} = 17,1 \text{ с}^{-1}.$$

Потужність, яка витрачається на привід вентилятора:

$$N_{\epsilon} = \frac{B \cdot H_{\epsilon}}{1000 \cdot \eta_{\epsilon \max}}; \quad (3.38)$$

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

$$N_e = \frac{54 \cdot 599,5}{1000 \cdot 0.83} = 39,0 \text{ кВт.}$$

В даному розділі було розраховано охолоджувальний пристрій тепловоза з удосконаленою системою повітропостачання. Отримані такі результати: з урахуванням факторів, які призводять до погіршення теплообміну і теплорозсіювальна здатність знижується, а також для більш раціонального розміщення секцій, прийнято кількість секцій для охолодження води дизеля $z_e = 20$, $z_{em} = 26$. Характеристики вентилятора холодильної камери: діаметр вентиляторного колеса $D_k = 1,62$ м; частота обертання вентилятора колеса $n = 17,1 \text{ с}^{-1}$; Потужність, яка витрачається на привід вентилятора $N_e = 39,0$ кВт.

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

4 ОЦІНКА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ДИЗЕЛЯ З УДОСКОНАЛЕНОЮ СИСТЕМОЮ ПОВІТРОПОСТАЧАННЯ

Факторів, від яких залежить витрата палива є багато, але більша частина їх пов'язана з конструкцією двигуна. Тому зупинимося тільки на тих, які можуть бути змінені під час руху.

Таким чинником є насамперед співвідношення палива та повітря, що надходить в циліндр. Для будь-якого палива є певна пропорція повітря, яка необхідна для повного його згорання, також кількість повітря, теоретично необхідного для повного згорання певної кількості палива. Зазвичай суміш для максимальної потужності береться декілька більшою, також з деяким надлишком палива, в порівнянні з нормальною (теоретично правильною) сумішшю.

Подальше збільшення суміші веде до втрати потужності, і суміш стає з точки зору економіки не вигідною, хоча і необхідною з інших причин (зменшення теплового навантаження, і т. д.). З іншого боку зменшення суміші веде спочатку до невеликої втрати потужності і одночасно до значного скорочення витрат; іншими словами витрата палива падає швидше, ніж потужність, і отже питома витрата палива буде нижчою на більш меншій суміші. Подальше зменшення суміші веде до швидкого падіння потужності і підвищенню питомої витрати палива.

Тому з точки зору економії палива бажана робота на малих сумішах, обмежується здатністю мотора до нормальної роботи, так як згорання меншої суміші буде більш повільним і тепловий стан двигуна - підвищеним. Крім того при сильному зменшенні суміші порушується рівномірний розподіл її по циліндрах. Все ж, як показали випробування, можна отримати «значну» економію у витраті палива при роботі двигуна на суміші, відрегульованої на незначне падіння потужності (числа оборотів).

Як пониження барометричного тиску, так і підвищення температури і вологості приводять до зменшення повітряного заряду і коефіцієнта надлишку повітря. Зменшення коефіцієнта надлишку повітря на режимах номінальної потужності і близьких до нього призводить до зниження індикаторного ККД η_i двигуна, яке найбільш різко проявляється при зростанні температури повітря на

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

всмоктуванні.

Очевидно, зниження індикаторного ККД при постійній подачі палива визначає падіння індикаторної і ефективної потужності двигуна та зростання індикаторної й ефективної витрати палива.

Отже, провівши певні розрахунки і отримавши відповідну годинну витрату палива $B_p = 393,66$ кг/год., можна провести порівняння з уже існуючою системою у якій паспортна питома витрата палива становить $b_{\Pi} = 212$ г/кВт·год..

При розрахованій потужності 1822 кВт питома витрата палива становить

$$b_p = \frac{393,66 \cdot 1000}{1822} = 211 \text{ г/кВт} \cdot \text{год.}$$

Ефективність запропонованої схеми становить:

$$E = \frac{|B_n - B_p|}{B_n} \cdot 100; \quad (4.10)$$

$$E = \frac{|212 - 211|}{212} \cdot 100 = 0,4\%.$$

Визначаємо залишок палива за добу у грошовому еквіваленті при годинній витраті $B_p = 393,66$ кг/год. та добовому ресурсі $T_{\text{доб}} = 23,5$ год:

$$F_{\text{паливо}} = E \frac{B_p \cdot c \cdot a}{100}, \quad (4.12)$$

де c – прийнята ціна дизельного палива за кг, грн.

$$F_{\text{паливо}} = 0,4 \frac{393,66 \cdot 50 \cdot 23,5}{100} = 1850 \text{ грн.}$$

Проведені розрахунки по визначенню техніко-економічних показників

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

роботи удосконаленої системи охолодження наддувочного повітря та аналіз витрат свідчать наявність техніко-економічного ефекту. Слід зазначити, що розрахунки проведені за умови повного навантаження дизеля при добовому ресурсі 23,5 год.

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

ВИСНОВКИ

При виконанні магістерської дипломної роботи на тему «Удосконалення системи повітропостачання дизеля тепловоза ТЕМ7» ми розглянули одну з основних задач підвищення паливної ефективності дизеля шляхом доведення системи повітропостачання.

При виконанні роботи ми виконали огляд методів підвищення ефективності робочих процесів тепловозних дизелів та розглянули наступні напрямки. Під час аналіз питання удосконалювання системи повітропостачання тепловозних дизелів ми визначили, що найбільш ефективним засобом підвищення економічності й надійності дизелів з високим газотурбінним наддуванням на часткових режимах роботи є застосування реєстрової системи наддування, яка містить два турбокомпресори. Огляд варіантів підвищення ефективності роботи енергетичних установок тепловозів довів, що використання системи реєстрового наддування дозволяє також знизити температуру наддувочного повітря. Зниження температури наддувочного повітря зменшує теплову напруженість енергетичної установки, що дозволяє продовжити термін служби різних вузлів і агрегатів, а також скоротити загальне число ремонтів, зменшує ймовірність виникнення пожежі. Аналіз впливу інтенсивності закручення повітряного заряду на робочий процес тепловозного дизеля довів актуальність питання модернізації охолоджувача наддувочного повітря.

При розробці схемних рішень удосконалення системи охолодження наддувочного повітря з використанням вказаних вище аргументів ми спроектували систему, в яку додано відкритий повітроохолоджувач, який дає змогу додатково знижувати температуру повітря на певних визначених режимах. З урахуванням вказаних параметрів виконано розрахунок робочого циклу дизеля на базі силової енергетичної установки тепловоза ТЕМ7. На підставі розрахунків можна стверджувати, що спостерігається збільшення потужності дизеля.

Для попередження теплового руйнування силової енергетичної установки при збільшенні потужності, ми виконали розрахунок охолоджуючого пристрою тепловоза та потужності привода з використанням математичного моделювання.

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

Він складається з таких пунктів: складання математичної моделі для визначення параметрів системи охолодження та приводу; розрахунки водяного контуру дизеля, водяного контуру охолодження наддувочного повітря та масла теплообмінника, вентилятора холодильної камери. Бачимо, що збільшена потужність дизеля при удосконаленні системи повітропостачання потребує удосконалення й системи охолодження.

Для оцінки техніко-економічних показників роботи дизеля з удосконаленою системою повітропостачання ми порівняли ефективну витрату палива цього дизеля з базовим. Різниця витрати палива склала 0,4%.

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Шепелев А. В., Шепелев В. А. Эффективность применения охладителей наддувочного воздуха при модернизации дизелей типа Д49 //Двигателестроение. – 1999. – № 4. – С. 35-37.
2. Ципленкин Г. Е., Иовлев В. И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува //Двигателестроение. – 2014. – № 3. – С. 16-22.
3. Гмыра Г.Н. Применение дизелей ЧН26/26 для модернизации тепловозов /Г.Н. Гмыра, В.М. Ширяев //Локомотив-информ. – 2008. – №2 – С. 32-35.
4. Біліченко В. В., Друкований М. М. Випробування дизельних двигунів під час роботи на біопальному //Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2007. – № 4. – С. 153-155.
5. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.
6. Белоусов Е.В. Цикл Міллера і його реалізація в суднових дизельних двигунах /Є.В. Белоусов, В.В. Чернявський //Двигуни внутрішнього згорання: всеукр. наук.-техн. журн. – 2013. – № 1. – С. 121-132.
7. Боковиков А.Н. Математична модель системи подачі повітря автомобільного дизеля для напівнатурного моделювання його динамічних режимів //Вантажівка. – 2009. – № 11. – С. 30-33.
8. Гріхів Л.В. Впорскування палива під тиском до 400 МПа /Л.В. Гріхів, А.А. Денисов, Е.Е. Старков //Національна асоціація вчених. – 2015. – №8 (13). – С. 24-28.
9. Математичні методи і моделі теплоенергетичного обладнання: навчальний посібник /Д. В. Степанов, Н. Д. Степанова. – Вінниця: ВНТУ, 2014. – 81 с.
10. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. /Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2010. – 360 с.

					0032.170123.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

11. Теорія та конструкція локомотивів. Допоміжні системи та устаткування: Підручник для ВНЗ залізничного транспорту /Б. Є. Боднар, Є. Г. Нечаєв, Д. В. Бобир. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2008. – 372с.
12. Теорія та конструкція локомотивів. Розрахунок охолоджувальних систем локомотивів: методичні вказівки до виконання контрольної роботи, курсового та дипломного проектування /Уклад.: Д.В. Бобирь, М.І. Капіца, О.Б. Очкасов, Л.В. Колодій. – Дніпро: Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2018. – 44 с.
13. Методичні рекомендації до виконання кваліфікаційної роботи за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» ОП «Локомотиви та локомотивне господарство» /Уклад.: Б. Є. Боднар, Д. В. Бобирь, Є. Б. Боднар; Укр. держ. ун-т науки і технологій. – Дніпро: УДУНТ, 2023. – 50 с.
14. Експлуатація локомотивів та локомотивне господарство. Організація ремонтного та екіпірувального господарства: підручник /Б.Є. Боднар, М.І. Капіца, Є.Б. Боднар, О.Б. Очкасов; за ред. д-ра техн. наук, проф. Б.Є. Боднара. – Електрон. вид. – Дніпро: Укр. держ. ун-т науки і технологій, 2022. – 220 с.
15. Економіка залізничного транспорту: підручник /О. М. Пшінько та ін.; за ред.: Ю. Ф. Кулаєва, Ю. С. Бараша, М. В. Гненного. – Дніпропетровськ: Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2014. – 480 с.

					<i>0032.170123.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81