

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет "Транспортна інженерія"

Кафедра "Локомотиви"

"ДО ЗАХИСТУ"

Зав. кафедрою Б. Боднар Борис БОДНАР

" 16 " 01 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: "Поліпшення техніко-економічних характеристик
тепловозних дизелів за рахунок удосконалення паливної системи"

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

Виконав: студент групи ЛГ2226

Шевченко

Владислав ШЕВЧЕНКО

Керівник

Б. Боднар

Борис БОДНАР

Нормоконтролер

Колодій

Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент

Шевченко

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 technical and economic characteristics of diesel locomotives due to the improvement of the fuel system**”

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 *LG2226*:

Vladyslav SHEVCHENKO

Scientific Supervisor: Borys BODNAR

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2024

РЕФЕРАТ

Дипломна магістерська робота на тему «Поліпшення техніко-економічних характеристик тепловозних дизелів за рахунок удосконалення паливної системи» у загальному обсязі 77 аркушів розрахунково-пояснювальної записки і 6 аркушів демонстраційного матеріалу складається з 4 частин. Магістерська робота містить: 22 рисунки та 5 таблиць. Під час підготовки магістерської роботи було використано 23 наукових джерела перелік яких наведено у розділі «Список літератури».

Об'єктом дослідження в дипломній магістерській роботі виступають техніко-економічні характеристики тепловозних дизелів, а метою дослідження – пошук можливостей поліпшення техніко-економічних характеристик тепловозних дизелів при удосконаленні паливної системи дизеля.

Для досягнення поставленої мети в дипломній магістерській роботі при визначенні актуальності питання удосконалення паливної системи⁸ виконано огляд показників та параметрів, які впливають на паливну економічність дизеля, проаналізовано питання поліпшення паливної економічності за рахунок регулювання кута випередження впрыску палива.

Під час розрахунку основних параметрів дизеля використано методику експериментального дослідження по визначенню потужності приводу насосів високого тиску для отримання зусилля для реалізації апаратної частини, а саме силового розрахунку приводного механізму, гідравлічного приводу.

При проектуванні пристрою автоматичного корегування впрыску палива розглянуто схематичне розташування елементів модернізованого приводу паливних насосів, розроблено методику алгоритму функціонування пристрою, обрано шестерні, які будуть рухатися в осьовому напрямку.

Ключовими словами в дипломній магістерській роботі являються: ПОЛІПШЕННЯ, ДИЗЕЛЬ, ПАЛИВНА СИСТЕМА, ЕКОНОМІЧНІСТЬ, РЕГУЛЮВАННЯ, КУТ ВИПЕРЕДЖЕННЯ, ВПРИСК, ПАЛИВО, ПОТУЖНІСТЬ, ЗУСИЛЛЯ, ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ВИЗНАЧЕННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ПИТАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ.....	8
1.1 Огляд показників та параметрів, які впливають на паливну економічність дизеля.....	8
1.2 Огляд літературних джерел з поліпшення паливної економічності за рахунок регулювання кута випередження вприску палива	13
1.3 Аналіз альтернативних рішень з поліпшення паливної економічності за рахунок регулювання кута випередження вприску палива	15
1.4 Розгляд варіантів методу розрахунку паливної економічності дизеля 10Д100.....	26
2 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЯ	39
2.1 Методика експериментального дослідження по визначенню потужності приводу насосів високого тиску	39
2.2 Визначення необхідного зусилля для реалізації апаратної частини	43
2.3 Силовий розрахунок приводного механізму	45
2.4 Розрахунок гідравлічного приводу	51
2.5 Річне прогнозування витрати палива тепловозом 2ТЕ10Л	53
3 ПРОЕКТУВАННЯ ПРИСТРОЮ АВТОМАТИЧНОГО КОРЕГУВАННЯ ВПРИСКУ ПАЛИВА.....	60
3.1 Характеристика приводу	60
3.2 Конструкція приводу шестерень розподільчого вала.....	65
4 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМІНУ ОКУПНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРИСТРОЮ АВТОМАТИЧНОГО КОРЕГУВАННЯ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ВПРИСКУ ПАЛИВА НА ДИЗЕЛЬ 10Д100	67
ВИСНОВКИ.....	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	76

					<i>0032.226326.000.03MP.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Поліпшення техніко-економічних характеристик тепловозних дизелів за рахунок удосконалення паливної системи</i>	Літ.	Арк.	Акрушів
Розроб.		<i>Шевченко</i>				Н	5	77
Перевір.		<i>Баднар</i>				<i>УДУНТ, гр. ЛГ2226</i>		
Реценз.								
Н. Контр.		<i>Колодій</i>						
Затверд.		<i>Баднар</i>						

ВСТУП

Залізничному транспорту належить провідна роль у транспортній системі України, на якій експлуатується понад 1987 магістральних та 1343 маневрових тепловозів. На даний момент існує дуже багато проблем, які пов'язані з експлуатацією тепловозного парку. Найбільш помітні проблеми в Україні виникають через нестачу нафтових продуктів. Відомо, що усі шість залізниць за добу використовують більш, ніж пів мільйона тис тон пального.

Не менш важлива проблема, що пов'язана з забрудненням навколишнього середовища. Природа це цілісна система з великою кількістю збалансованих підсистем, порушення яких може призвести до зміни сталих у природі кругообігів речовин та енергії. Сучасний обсяг використання дизелів призвів до перевищення допустимих норм викидів у атмосферу. Цей недолік є однією зі складових, які сприяють розвитку екологічної кризи [2].

Ще один недолік, який став досить актуальним сьогодні – це зношеність тепловозного парку України, яка сягає 97%. Механічна система тепловозних дизелів включає в себе багаточисленні вузли, які складаються із зубчатих зчеплень. Не є виключенням і система приводу розподільчих кулачкових валів приводу паливних насосів високого тиску [3].

Автоматичному корегуванню кута вприску палива в циліндри дизеля присвячено ряд наукових робіт вітчизняних та зарубіжних вчених. Цим питанням в свій час займалися наукові колективи НДІ спеціальних кафедр вузів та відповідні відділи заводів-виробників.

Останні десять років значення норм токсичності вихлопних газів становляться більш жорсткішими, а потреби у збільшенні об'ємів перевезень зростають. Одночасно досить актуальним є питання зменшення витрат палива на виконання транспортної роботи через поліпшення витратних характеристик силових установок тепловозів [4].

На нашу думку, одним з реальних напрямлень удосконалення сучасних конструкцій тепловозних дизелів є впровадження автоматичного регулювання кута випередження вприску палива.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

Метою даної роботи являється аналіз можливості покращення економічних показників роботи тепловозних дизелів за рахунок зменшення витрати палива із застосуванням пристрою автоматичного корегування вприску палива у циліндр тепловозного дизеля та розробка методики складання алгоритму функціонування пристрою, що дозволить досягти покращення економічних та екологічних показників роботи тепловозного дизеля.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1 ВИЗНАЧЕННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ПИТАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

1.1 Огляд показників та параметрів, які впливають на паливну економічність дизеля

Аналіз розвитку сучасного дизелебудування свідчить про те, що треба вирішувати деякі важливі задачі, які на даний момент являються особливо актуальними. Одна з них пов'язана з запасами нафто продуктів: кількість нафтопродуктів зменшується, і тому підвищується її вартість. Шляхами вирішення цієї глобальної проблеми є підвищення економічності та ефективності роботи тепловозних дизелів. Особливо ця проблема відноситься до залізничного транспорту, адже відсоток дизельного палива, яке споживається, має суттєву частку в загальному балансі енергетичних витрат. Також не менш важливий фактор, який треба брати до уваги, це національні стандарти на вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах, які становляться жорсткішими. Вибір неоптимального кута випередження вприску палива (КВВП) несе за собою зміну жорсткості роботи дизеля, що в свою чергу підвищує знос кривошипно-шатунного (шатунно-поршневого) механізму.

Питання зменшення витрат палива тепловозними дизелями на даний момент вирішується різними шляхами: знаходження методів раціонального ведення потягу, виключення з робочого процесу частини паливних насосів високого тиску (ПНВТ) та інші. Досить погано досліджена система паливоподачі, в частині пристроїв, що відповідають за кут випередження вприску палива.

Паливо більш ефективно згорає, коли вприск його в циліндри відбудеться до того, як поршень досягне верхньої мертвої точки (ВМТ). Це пояснюється тим, що паливо має декілька фаз згорання, друга фаза - це фаза, під час якої відбувається найбільше виділення тепла, а отже енергії, що діє на поршень, який повинен задати обертовий момент колінчастому валу. Від цього залежить середній індикаторний тиск, середній ефективний тиск, індикаторна та ефективна потужність дизеля. Кут між початком вприскування палива та моментом, коли

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

поршень досягне (ВМТ), називають кутом випередження впорску палива [5].

У процесі експлуатації відбувається знос кулачків вала паливного насоса, штовхачів, плунжера, зубців розподільчих шестерень та інших з'єднань, тому кут випередження впорску палива змінюється у сторону збільшення. Результатом такого збільшення може бути факт догорання палива на стадії розширення робочого тіла, що веде за собою підвищення температури вихлопних газів. При цьому зі зниженням максимального тиску, паливо, що не встигло згоріти, викидається з вихлопними газами у вигляді чорного диму. Неповне згорання палива є однією з причин зниження потужності локомотива [2].

Оптимальне значення КВВП відповідає найвищій точці економічності дизеля при всіх однакових інших параметрах [5].

Другою задачею для залізничного транспорту на даний момент являється покращення рівня екологічних показників роботи тепловозів до рівня вимог міжнародних норм та стандартів. Аналіз методів оцінки та шляхів зниження негативного екологічного впливу на оточуюче середовище показує, що в даний час основними напрямками є удосконалення конструкції окремих вузлів дизеля, застосування нейтралізаторів та каталізаторів у випускній системі, використання альтернативних видів палива. Замість того визиває інтерес застосування присадок до палива, а також використання різних методів обробки палива перед його впорском в камеру згорання.

Зі зменшенням кута впорску палива на 4-5 градусів від рекомендованого, знижується максимальна температура циклу, що приводить до зниження концентрації оксиду азоту (NO_x) у середньому на 30-35%. Збільшення кута випередження підвищує концентрацію (NO_x) на 15-17% [2].

Зменшення кута призводить до зниження концентрації СО при роботі дизеля у діапазоні малих навантажень та, навпаки до збільшення її при роботі дизеля в області середніх та максимальних навантажень [6]. Коли кут впорску більше штатного – концентрація СО збільшується в області навантажень, що перевищують середні.

Результати експерименту показують, що при зменшенні кута випередження впорску палива спостерігається зростання вмісту продуктів неповного згорання

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

палива, але загальна токсичність дизеля не збільшується, тому що вихід найбільш токсичного та важко знешкодженого оксиду азоту знижується.

Розробка та установка на дизель спеціального обладнання, що дозволить змінювати кут випередження впрыску палива в залежності від зміни навантаження на дизель та зміни частоти обертання колінчастого вала, призведе до підвищення його економічних показників за рахунок зниження витрати палива та підвищення рівня екологічних показників [7].

Кожен двигун в залежності від умов організації паливоподачі, сумішеутворення та згорання має оптимальний по паливній економічності кута випередження впрыску палива (КВВП). Так як, умови паливоподачі, сумішеутворення та горіння залежать від зміни частоти обертання колінчастого вала та навантаження, то очевидно, що оптимальний КВВП буде залежати від цих параметрів. На рисунку 1.1 наведено залежності показників динамічної напруженості та паливної економічності дизеля від кута випередження впрыску палива, $N_e=100\%$, бачимо, що кут початку подачі палива суттєво впливає на питому ефективну витрату палива [8].

На рисунку 1.2 приведені залежності оптимального по питомій ефективній витраті палива КВВП в залежності від частоти обертання колінчастого вала при потужності дизеля 50, 75 та 100%. При збільшенні частоти обертання колінчастого вала скорочується час на підготовку палива до згорання, тобто зменшується період затримки, змінюються умови протікання гідродинамічних процесів в паливній системі та значення оптимальних по паливній економічності КВВП збільшується. При $n = 1200 \text{ хв}^{-1}$ і 100% навантаження оптимальний кут початку подачі палива складає 13,5 градусів до ВМТ, а при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ – 20,5 градусів.

Зі збільшенням навантаження оптимальний КВВП збільшується. Це пояснюється тим, що збільшення циклових подач призводить до росту тривалості згорання та для забезпечення його найбільшої ефективності (скорочення фази дифузійного горіння на лінії розширення) паливо необхідно подавати в циліндр двигуна раніше.

Притому, що зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала залежність

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

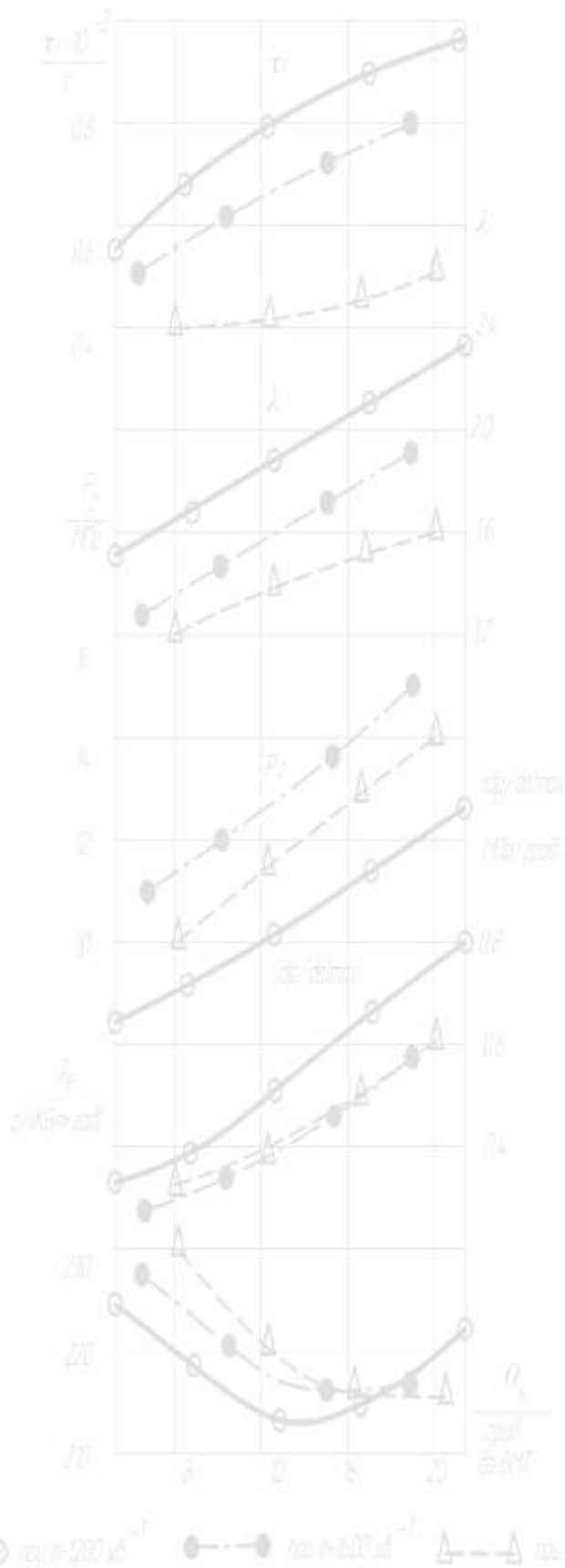


Рисунок 1.1 – Залежності показників динамічної напруженості та паливної економічності дизеля від кута випередження вприску палива, $N_e=100\%$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.226326.000.03MP.ПЗ

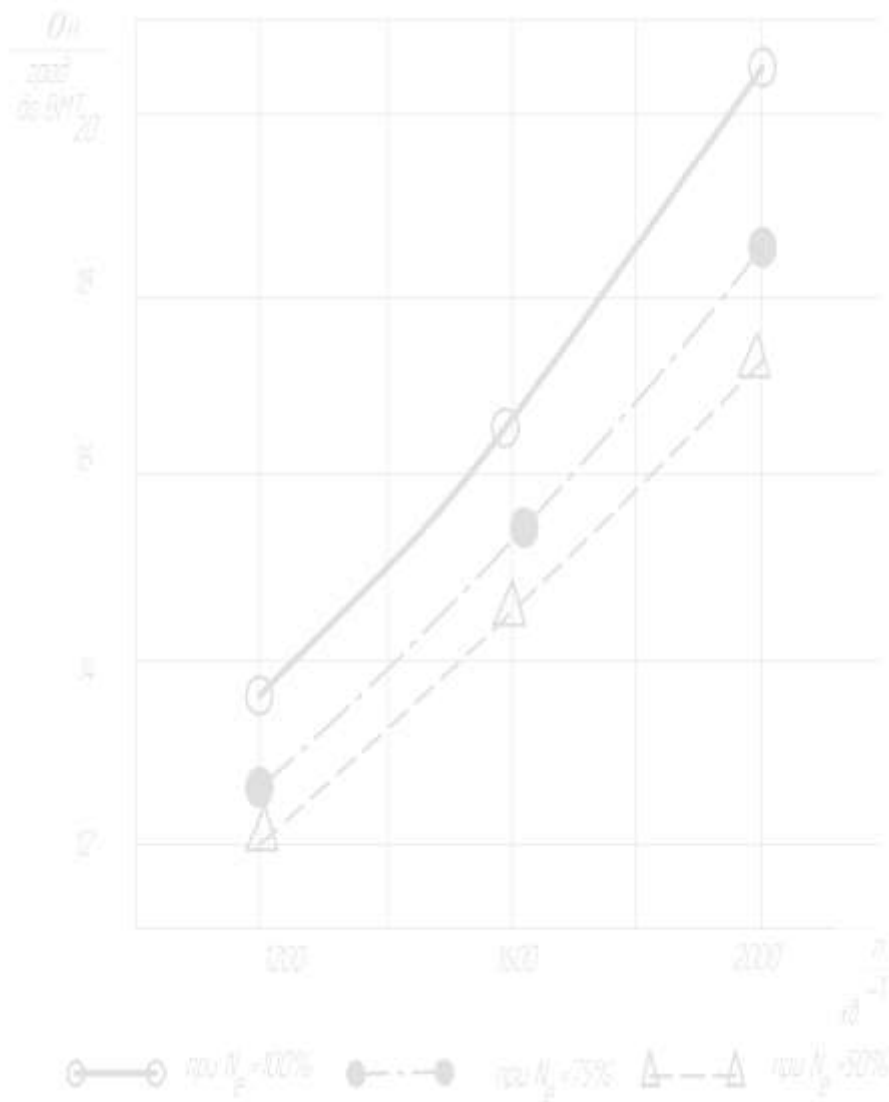


Рисунок 1.2 – Залежності по питомій ефективній витраті палива КВВП від частоти обертання колінчастого вала при різних значеннях потужності дизеля

КВВП від навантаження збільшується. Якщо при $n = 1200 \text{ хв}^{-1}$ при зменшенні навантаження з 50 до 100% кут початку подачі палива змінюється на 1,5 градуси, то при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ – на 2,5 градуси [8]. На основі проведених випробувань з урахуванням прийнятих обмежень по максимальному тиску згорання, максимальної швидкості збільшення тиску й умов забезпечення мінімальної питомої ефективної витрати палива з врахуванням даних, приведених вище, на графіку показано рекомендовану зміну КВВП по зовнішній характеристиці дизеля 6ЧН12/14 [8].

1.2 Огляд літературних джерел з поліпшення паливної економічності за рахунок регулювання кута випередження впрыску палива

Після аналізу літератури маємо змогу казати, що пристрій автоматичного ККВВП, реалізований в багатьох варіантах виконання має досить велике розповсюдження у дизелебудуванні. Даний принцип реалізується у двигунах внутрішнього згорання, які працюють на бензині, але має інший принцип роботи. В даному випадку корегуючим параметром виступає не впрыск палива, а подача у відповідний момент часу іскри, яка запалює паливо у циліндрі. Пристрій з таким принципом роботи застосований на автомобілях ВАЗ та їх модифікаціях.

Принцип роботи даного пристрою наступний: при зворотньо-поступальному русі поршень створює вакуум за допомогою якого паливо всмоктується у циліндр. До останнього, під'єднують шланг, який з'єднують з трамблером.

Трамблер виконаний таким чином, що внутрішня його частина може змінювати кут розвороту під дією вакууму.

Чим більші оберти колінчастого вала тим більше розрідження створюється у патрубку, який підводить паливо-повітряну суміш в результаті внутрішня частина трамблера розвертається на більший кут, який відповідає більш ранньому, або більш пізньому моменту подачі іскри.

У більш пізніх моделях автомобілів даного класу система відрізняється тим, що трамблер не має механічних контактів та працює за принципом датчика Хола [9].

Якщо брати до уваги більш габаритний транспорт, наприклад КамАЗ, ЗИЛ, ЯМЗ, КрАЗ та їх модифікації то головним елементом у системі корегування кута випередження впрыску палива є муфта, яка встановлена на передньому кінці кулачкового вала паливного насоса високого тиску.

Муфта складається з ведучої та веденої напівмуфт. Останні мають змогу обертатись одна відносно іншої, за рахунок дії рухомих важелів підпружинених у ведучій напівмуфті, яка під час руху розходяться та повертає за собою ведену напівмуфту, закріплену на валу паливного насоса, змінюючи таким чином момент

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

вприску палива у циліндри дизеля [10].

На сучасних автомобілях марки Nissan встановлюється механізм, який являє собою комплексний пристрій. Він складається з датчиків кута повороту колінчастого вала, навантаження на двигун, положення ротора ПНВТ та вимірювання температури двигуна, автомата випередження вприску палива, електромагнітного клапана управління вприском. Пристрій управляється модулем ПНВТ та забезпечує вприск палива в моменти, оптимальні для даних умов експлуатації двигуна. З датчиків сигнал надходить до модулю керування ПНВТ, який вираховує оптимальний кут випередження вприску палива та подає сигнал на електромагнітний клапан. Останній в свою чергу, в залежності від величини та продовження сигналу, відкривається у відповідний момент [11].

Існує досить багато варіантів систем, які не отримали розповсюдження. Вони представлені у літературі загального користування у вигляді патентів. Одним із представників є патент, в якому описано пристрій, який має ПНВТ, корпус якого встановлений на підшипниках кочення маючи змогу повертатися відносно вісі колінчастого вала на максимальний кут випередження вприску палива. ПНВТ з'єднаний з черв'ячним колесом терморегулятора. Зважаючи на зміну частоти обертання колінчастого вала дизеля, барометричного тиску, температури оточуючого середовища, терморегулятор змінює положення ПНВТ відносно колінчастого вала дизеля, таким чином змінюючи КВВП [12].

Існує патент, суть якого полягає в тому, що для автоматичного корегування ККВВП застосовано гідромеханічну муфту, яка складається з ведучої та веденої напівмуфти. Ведена напівмуфта по непрямолінійних шлицях вільно переміщується по ведучій напівмуфті. До останньої прикріплено гідроциліндр односторонньої дії, притиснутий до пружини з одного боку, а з іншого, при потребі зміни ККВВП, подається масло з окремої масляної системи, тиск якої завідомо більший, ніж тиск пружини. Переміщення поршня гідроциліндра викликає переміщення веденої напівмуфти в осьовому напрямку відносно ведучої напівмуфти. Ведуча напівмуфта з'єднана з валом приводу ПНВТ, ведена напівмуфта – з валом ПНВТ. Таким чином відбудеться зміна моменту вприску палива у циліндр [13].

					<i>0032.226326.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Представлено патент України «Автоматична система регулювання кута випередження подачі палива у дизельних двигунах». Суть цього патенту полягає в тому, що він складається з датчиків вимірювання частоти обертання колінчатого вала, температури вихлопних газів, тиску у циліндрах, сигнал з яких надходить до підсумовуючого пристрою, який забезпечує оптимізацію кута вприску палива у циліндри дизеля тепловоза. Також присутній пристрій, що перетворює електричний сигнал у механічний (кроковий двигун). Останній передає сигнал на блок, який безпосередньо здійснює регулювання кута випередження вприску палива у циліндр [13].

Відомий патент, який відноситься до дизелебудування та спрямований на покращення індикаторних та ефективних показників двигуна. Пристрій автоматичного вприску палива складається з золотника, який через систему отворів з'єднаний з гідравлічним циліндром поршень якого з'єднаний з системою важелів, яка з'єднана зі шліцьовою муфтою й безпосередньо змінює кут випередження вприску палива. У циліндрі влаштовано золотник на кінці якого шарнірно приєднані вантажі, з'єднані з пружиною, яка одним кінцем впирається у гідравлічний циліндр, вантажі з'єднані з колінчастим валом. При збільшенні обертів колінчастого вала, вантажі починають розходитися та переміщувати золотник відкриваючи при цьому отвори більшого діаметру. Масло під більшим тиском подається до гідроциліндру поршень якого з'єднаний з системою важелів, які кінетично пов'язані зі шліцьовою муфтою. Остання змінює кут випередження вприску палива [15].

1.3 Аналіз альтернативних рішень з поліпшення паливної економічності за рахунок регулювання кута випередження вприску палива

На етапі розробки даної магістерської роботи нами було обґрунтовано актуальність впровадження пристрою автоматичного корегування кута вприску палива (ККВВП) в циліндри дизеля тепловоза. Та по причині того, що вона актуальна було розглянуто декілька варіантів можливого втілення у життя такого пристрою. Один з них зображений на рис 1.3.

					<i>0032.226326.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

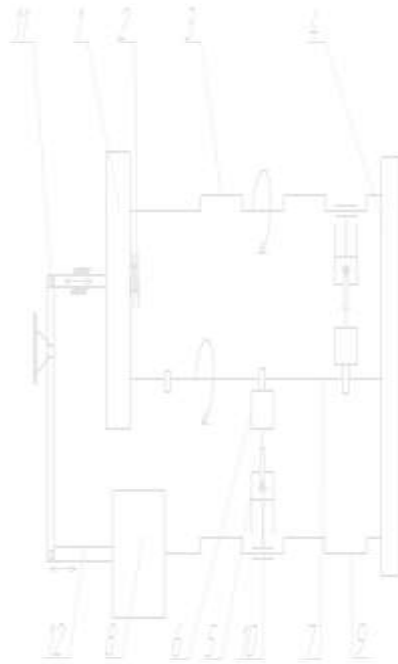


Рисунок 1.3 – Схема пристрою автоматичного ККВВП, принцип передачі зусилля механічний:

1 – блок ККВВП; 2 – пружина; 3 – верхній колінчастий вал; 4 – вертикальна передача; 5 – циліндр; 6 – ПНВТ; 7 – розподільчий вал; 8 – РЧО вала дизеля; 9 – нижній колінчастий вал; 10 – форсунка; 11 – система важелів; 12 – шток

До його складу входять: форсунка 10, ПНВТ 6, вертикальна передача 4, яка синхронізує роботу нижнього 9 та верхнього 3 колінчастих валів, розподільчий вал 7, регулятор частоти обертів (РЧО) 8 колінчастого вала 9, який автоматично змінює кількість палива, яке подається у циліндри 5 дизеля тепловоза.

РЧО 8 має тягу 12, яка з'єднана з системою важелів 11, що передає зусилля на тягу 3 (рисунок 1.4), яка з'єднана з ведучою шестернею блоку автоматичного ККВВП, зображеного на рисунку 1.2. Ведуча шестерня 1 на колінчастому вала 4 рисунку 1.4 має плаваюче закріплення та підпружинена пружиною 2 (рисунок 1.3) та 6 (рисунок 1.4). Кут нахилу зубців косозубих шестерень був обраний в залежності від відстані яку повинна пройти в осьовому напрямку ведуча шестерня, щоб забезпечити прокручування ведених шестерень на потрібний кут.

При підвищенні частоти обертання колінчастого вала РЧО 8 реагує та дає сигнал через тягу 12 на систему важелів 11, яка виконана з розрахунком того, що

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

сила переміщення тяги 12, що виходить з РЧО 8, буде збільшено завдяки різниці



Рисунок 1.4 – Блок КВВП, із застосуванням косозубих шестерень, та підпружиненою ведучою шестернею:

1 – ведуча шестерня; 2 – ведені шестерні; 3 – тяга; 4 – хвостовик колінчастого вала; 5 – хвостовики розподільчих валів; 6 – пружина

плечей важільної передачі 11. Далі сигнал передається на ведучу шестерню 1 блоку регулювання 1 (рисунок 1.4).

Так як ведуча шестерня рухома та косозуба, вона повинна забезпечувати одночасне переміщення в осьовому напрямку та обертання навколо своїх осей ведених шестерень 2, що закріплені на хвостовиках розподільчих валів 5. В даному випадку розподільчий вал раніше починає подавати сигнал на ПНВТ 6, який почне швидше закачувати паливо у форсунку 10, таким чином впрыск палива у циліндр 5 відбудеться швидше. При зменшенні обертів колінчастого вала 9 процес пройде у зворотному напрямку.

Розірвавши жорсткий зв'язок між колінчатим валом 4 та розподільчими 5 валами, досягнуто можливості автоматичного ККВВП.

Недолік цього варіанту полягає в тому, що при регулюванні кількості подачі палива РЧО постійно забезпечує регулювання частоти обертання колінчастого вала 3 та 9 (рисунок 1.3), а тяга 12, що з'єднана з системою важелів 11, постійно

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

переміщується, тому, разом з нею буде переміщуватися й ведуча шестерня 1 (рисунок 1.4) блоку ККВВП. У місці контакту ведучої 1 та ведених 2 шестерень присутні суттєві навантаження, які можуть призводити до інтенсивного механічного зносу шестерного механізму.

Ще одним важливим недоліком цього варіанту є можливий негативний вплив додаткового пристрою автоматичного ККВВП на роботу РЧО, бо при проектуванні регулятора не враховано той факт, що до вихідної тяги 12 додатково буде прилаштована система важелів 11 для передачі зусилля на ведену шестерню 1 (рисунок 1.3) блоку ККВВП 1.

Інший варіант пристрою автоматичного корегування КВВП зображено на рисунку 1.5.

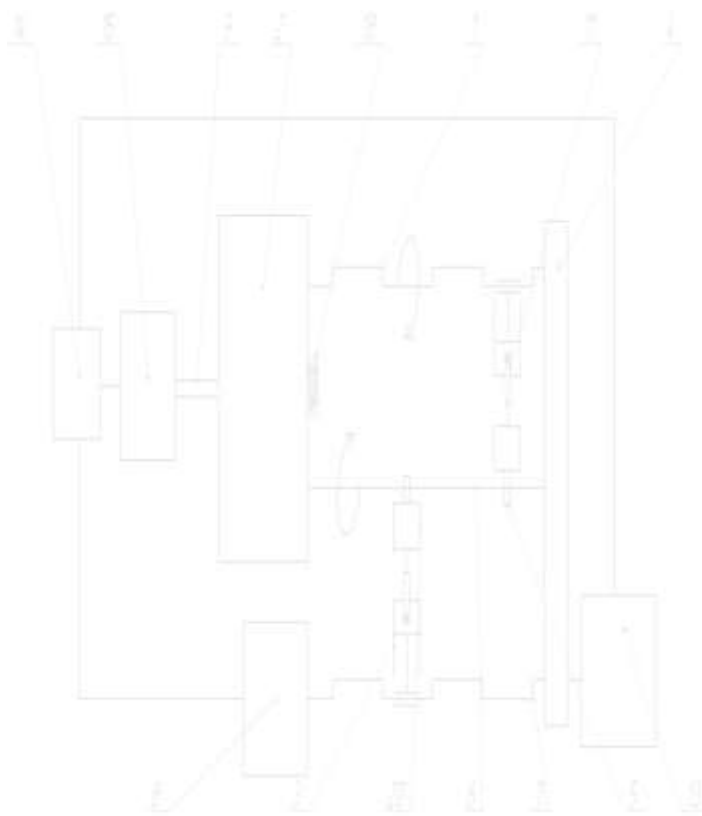


Рисунок 1.5 – Схема пристрою корегування кута випередження впрыску палива із застосуванням тахометра:

1 – верхній колінчастий вал; 2 – блок ККВВП; 3 – кроковий двигун; 4 – циліндр; 5 – ПНВТ; 6 – розподільчий вал; 7 – нижній колінчастий вал; 8 – регулятор частоти обертів колінчастого вала дизеля; 9 – тахометр; 10 – вертикальна передача; 11 –

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

форсунка; 12 – шток; 13 – пристрій підсумування сигналу; 14 – пружина

Пристрій в даному випадку включає в себе тахометр 9, що вимірює частоту обертання колінчастого вала 7, блок підсумування сигналу 13, в якому відбувається оптимізація ККВВП для даного режиму роботи дизеля, крокового двигуна 3, що призначений для перетворення електричного сигналу у механічний. Останній знаходиться у відсіку управління та жорстко зчеплений за допомогою штоку 4 з ведучою шестернею 1 блоку ККВВП 2 (рисунок 1.5), форсунки 11, ПНВТ 5, вертикальної передачі 10, що призначена для синхронізації роботи колінчастих валів 1 та 7. Сам блок ККВВП 2 складається з ведучої шестерні 1 та двох ведених шестерень 2.

Ведуча шестерня має змогу переміщуватися по хвостовику колінчастого вала в осьовому напрямку і водночас прокручуватися навколо своєї осі, завдяки її кріпленню до вала через гвинтоподібні шліци. Нахил яких підібраний за умови, прокручування на визначений кут ведених шестерень 2.

Між ведучою шестернею 1 та блоком дизеля встановлено пружину 6 (рисунок 1.6) за допомогою якої при зменшенні обертів відбувається процес зменшення кута випередження впрыску палива, прокручуючи зчеплені з нею з обох боків ведені шестерні 2, що насаджені нерухомо на розподільчі вали 5.

При роботі дизеля з датчика вимірювання частоти обертів колінчастого вала 7 сигнали поступають на пристрій підсумування сигналів 13, де визначається найбільш оптимальний варіант значення кута випередження впрыску палива та передається на кроковий двигун, який через шток 3 діє на ведучу шестерню 1, остання долаючи зусилля пружини 6, повертає навколо своєї осі ведені шестерні, а разом з ними й розподільчі вали які починають раніше взаємодіяти на ПНВТ 5, який в свою чергу на форсунку.

Таким чином впрыск палива у циліндр 4 дизеля відбудеться швидше. Недоліками такого пристрою являються низька ремонтоздатність в ході експлуатації, а також те, що впровадження такого пристрою призведе до збільшення економічних витрат через застосування елементів мікропроцесорної техніки.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Також був розглянутий варіант з пристроєм, який складається з РЧО 9, колінчастого вала 12 дизеля тепловоза, що з'єднаний з блоком ККВВП 2



Рисунок 1.6 – Блок автоматичного ККВВП у тепловозний дизель, що складається з прямозубих шестерень та має підпружинену ведучу шестерню:

1 – ведуча шестерня; 2 – ведені шестерні; 3 – шток; 4 – хвостовик колінчастого вала; 5 – хвостовики розподільчих валів; 6 – пружина

системою трубопроводів 13, гідравлічного поршня 10 та гідравлічного підсилювача 1.

В свою чергу блок ККВВП складається з ведучої циліндричної шестерні 1 (рисунок 1.8), що закріплена на хвостовику колінчастого вала 4 за допомогою гвинтоподібних шліців. Це дає змогу останній переміщуватись в осьовому напрямку відносно ведених шестерень 2, які жорстко насаджені на хвостовики розподільчих валів 5, та одночасно обертатись навколо своєї осі.

При збільшенні частоти обертання колінчастого вала РЧО 9 подає сигнал на гідравлічний поршень 10 за допомогою системи трубопроводів 13, далі на гідравлічний підсилювач 1, з якого вже підсилений сигнал передається на ведучу рухому шестерню 1 блока ККВВП 2 (рисунок 1.7), яка в результаті переміщується відносно ведених шестерень в осьовому напрямку та прокручується на кут

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

випередження впрыску палива, забезпечуючи більш ранній вплив на розподільчий вал 8, ПНВТ 7, форсунку 11, яка раніше впрыскує паливо в циліндр 6 дизеля тепловоза.

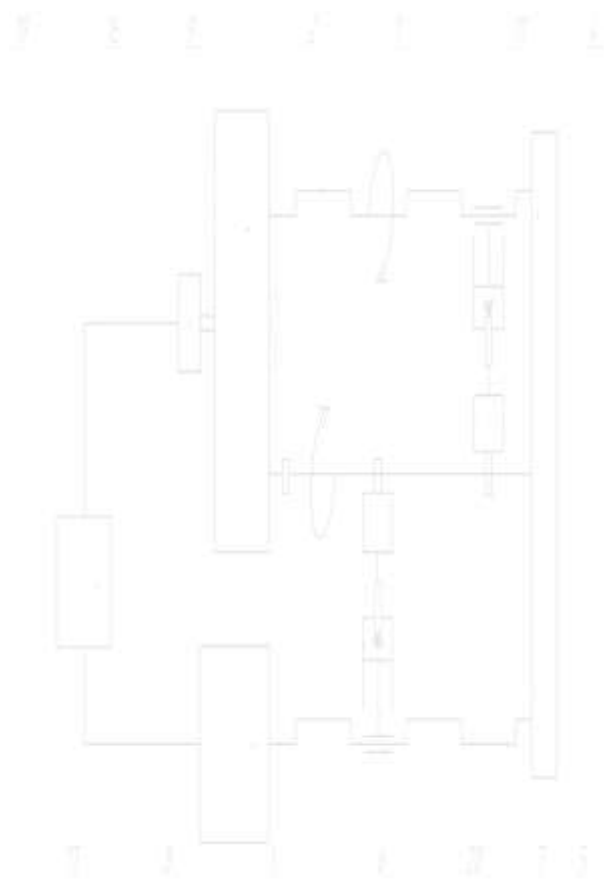


Рисунок 1.7 – Схема пристрою автоматичного ККВВП у дизель тепловоза гідростатичного принципу:

1 – гідравлічний підсилювач; 2 – блок ККВВП; 3 – шток; 4 – вертикальна передача; 5 – верхній колінчастий вал; 6 – циліндр; 7 – ПНВТ; 8 – розподільчий вал; 9 — РЧО колінчастого вала тепловозного дизеля; 10 – гідравлічний поршень; 11 – форсунка; 12 – нижній колінчастий вал; 13 – система трубопроводів

Максимальна частота обертів колінчастого вала дизеля 850 хв^{-1} , що обумовлено можливістю переміщення ведучої шестерні 1, тому подальше збільшення частоти обертів колінчастого вала 5 не викличе збільшення кута випередження впрыску палива.

Недоліком даного пристрою являється те, що для впровадження його потрібне обладнання, яке має велику вартість. Існує вірогідність того, що

					<i>0032.226326.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

модернізація тепловозних дизелів даним приладом не дасть позитивного впливу на економічний стан. Догляд за гідравлічною системою є досить трудомістким та затратним.

Не бажаний той факт, що при втіленні даного приладу треба змінювати



Рисунок 1.8 – Блок автоматичного корегування кута випередження вприску палива у тепловозний дизель, що складається з циліндричних шестерень:

1 – ведуча шестерня; 2 – ведені шестерні; 3 – шток; 4 – хвостовик колінчастого вала; 5 – хвостовики розподільчих валів; 6 – пружина

спосіб посадки шестерні на хвостовику колінчастого вала з гарячої на шліцьову, що ослабить його конструкцію.

Зважаючи на вище перераховане ми зупинилися на наступному варіанті схема якого зображено на рисунку 1.9. Даний варіант, який відрізняється від останнього принципом роботи виконуючого пристрою зазнав змін, тим, що змінилась кількість шестерень за допомогою, яких ми будемо повертати розподільчі вали на потрібний нам кут.

Відмовилися від шестерні колінчастого вала, як елемента, який безпосередньо приймає участь у процесі автоматичної зміни випередження кута вприску палива та добавили стабілізуючий пристрій.

Даний варіант має свої як позитивні так і негативні сторони. Одне з

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

позитивних є те, що хвостовик колінчастого вала не буде підлягати обробці. Це дасть змогу менш проблемного втілення даного приладу, адже хвостовик виготовлений з легованої сталі, яка більш складніше обробляється, фланці по яким будуть ковзати паразитні шестерні мають меншу вартість, та заміна фланців



Рисунок 1.9 – Частина приладу автоматичного керування кута випередження вприску палива:

1 – шестерня колінчастого вала; 2 – паразитні шестерні; 3 – тяга, що з'єднує привід та шестерню; 4 – хвостовик колінчастого вала; 5 – нерухомі фланці; 6 – пружина; 7 – шестерні розподільчих валів

при ремонті буде менш трудомісткою. Негативна сторона в тому, що треба замінити підшипник кочення на якому обертаються паразитні шестерні на підшипник ковзання, підчас осьового руху двоплечового важеля відбувається

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

перекіс, який треба компенсувати спеціальним пристроєм у вигляді хрестоподібного упору, який пружинами впирається у картер дизелю. Водночас пружини дають змогу з прикладанням менших зусиль повертати механізм у початкове положення.

Зважаючи на велику кількість заявлених раніше систем та пристроїв автоматичного корегування кута випередження впрыску палива у циліндри дизеля тепловоза можливо зробити висновок, що дана тема є досить актуальною. Оптимізація кута випередження впрыску палива сприяє покращенню економічного стану Укрзалізниці за рахунок зменшення витрати палива тепловозними дизелями.

Нами був запропонований пристрій ККВВП зображений на рисунку 1.9. Існує ряд умов за яких ми обрали саме цей варіант:

по-перше: головною відмінністю від інших варіантів є те, що саме цей варіант виконаний з гідростатичним принципом передачі зусилля від функціонального елемента, що формує закон зміни кута випередження палива до виконавчого механізму. Гідростатика є більш надійною, ремонтоздатною, зменшує кількість функціональних елементів пристрою, для впровадження більш економічно вигідна.

По-друге: в даному варіанті виконання, осьове переміщення здійснюють паразитні шестерні, що зменшують економічні витрати під час експлуатації та продовжують строки безвідмовної роботи.

По-третє: застосування у блоці ККВВП косозубих шестерень. За допомогою косих зубців відбувається прокручування ведених шестерень. В інших варіантах прокручування ведучої шестерні відбувається за рахунок гвинтоподібних шліців, які нарізані на хвостовику колінчастого вала дизеля. У випадку виходу зі строю блока ККВВП треба замінювати колінчастий вал. Доречнішим буде замінювати тільки шестерні, що дозволяє будова (косозубих шестерень) даного пристрою.

Також гідроприводи широко застосовуються у сучасному машинобудуванні, вони дозволяють істотно спростити кінематику пристрою, знизити їх металоємність, підвищити точність та надійність роботи, а також рівень автоматизації.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Основним пріоритетом гідравлічного приводу перед іншими приводами являється те, що він має найбільше відношення максимального зусилля, яке розвивається до маси рухомих частин та навантаження. Зі збільшенням даного співвідношення швидкодія приводу значно збільшується при більших вихідних потужностях. Час розгону не перевищує декількох сотих часток секунди.

Суттєвим пріоритетом гідроприводів є можливість отримання більших зусиль та потужностей при обмежених розмірах виконавчих силових агрегатів. В сучасних гідроприводах мінімальна величина та вага являється одним із головних параметрів, що характеризують систему. При малому тиску вага системи збільшується за рахунок розмірів гідроапаратури, при більшому тиску за рахунок збільшення товщини стінок [16].

Гідроприводи при гарній плавності руху забезпечують широкий діапазон безступінчастого регулювання швидкості виконавчих органів, реверсування робочих рухів й створення великих передаточних відношень.

Гідропривід має властивість високої механічної жорсткості, що пояснюється відносно більшим значенням модуля об'ємної пружності рідини [17].

Ці пріоритети призводять до того, що гідропривід має просту конструкцію, високий ККД (0,95...0,98), змогу вибору певного співвідношення швидкостей прямого та зворотнього ходів, високу надійність, гарні компоновальні можливості, самозмащуваності, умови для автоматизації [16].

Для підтвердження позитивного впливу даної системи на зменшення витрати палива необхідно провести відповідні, порівняльні і стендові випробування.

Перша частина стендових випробувань проводиться з відключеним пристроєм ККВВП. Режим роботи при проведенні випробувань від 450 хв^{-1} до 1000 хв^{-1} . При кожному підвищенні швидкісної позиції необхідно фіксувати данні витрати палива, побудувати діаграму залежності: значення витрати палива від частоти обертання колінчастого вала.

Друга частина випробувань відрізняється тим, що дизель працює з включеним пристроєм ККВВП. Данні графіків першої частини та другої частини порівняти.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

1.4 Розгляд варіантів методу розрахунку паливної економічності дизеля 10Д100

Існують варіанти оптимізації кута випередження впрыску палива по часу затримки горіння палива, так як відразу після впрыску палива в циліндр відбувається його спалах. Горіння палива буде проходити інтенсивніше при більших значеннях температури та тиску в момент його впрыску. Чим більше часу витрачається на підготовку палива до згорання тим більше неспгорівшого палива стискається в момент початку спалаху. В момент спалаху даного палива відбувається інтенсивне тепловиділення в результаті найбільший тиск згорання підвищується збільшуючи швидкість зростання тиску. Це призводить до зростання динамічних навантажень на деталі остова дизеля, на його механізми та необхідність збільшення маси деталей для забезпечення міцності при роботі на номінальних обертах.

Період затримки може бути виражений за наступною формулою:

$$\tau_i = B \cdot \left(\frac{T^m}{p} \right) \cdot e^{\frac{E}{(R_\mu T)}} \quad (1.1)$$

Період затримки має вагомий вплив на економічність дизеля, але в даній роботі розглядається такий, як кут випередження впрыску палива. Період затримки відбувається після впрыску пального, тому даний параметр не має впливу на кут впрыску.

В експлуатації режими роботи локомотивних двигунів мають досить великий діапазон із-за великого різноманітного роду служби тепловозів, маси поїзду, профілю шляху й кліматичних умов. Представлення про особливості роботи в конкретних умовах може бути отримана в результаті статистичного вивчення режимів.

Якщо розглянути зміну режиму роботи двигуна при веденні вантажного та пасажирського поїзда, то видно, що здійснюється циклічно: холостий хід-навантаження-холостий хід. За статистичними даними, середня частота таких циклів у двигунів вантажних локомотивів досягає 4-6 циклів за годину роботи під

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

навантаженням. Через деякі інтервали часу двигун зупиняють і охолоджують. Тривалість циклів досить нерівномірна і змінюється у широкому діапазоні. На ділянках з тяжким профілем та при підвищеній масі потягу двигун повинен реалізувати тривалий час (більше однієї години) нормальної потужності.

Час роботи під час холостого ходу, у співвідношенні до всього часу роботи, досягає до 30-70% й залежить від роду служби локомотива (поїзної чи маневрової), характеру ділянки (одноколійна, двоколійна), кліматичних умов та пори року. Найбільше часу тепловози працюють на холостому ходу, а саме це характерно для маневрових локомотивів при одноколійному шляху у зимовий період.

Визначення середньоексплуатаційної економічності дизеля 10Д100 на тепловозі 2ТЕ10Л. Для того, щоб оцінити зниження середньоексплуатаційних витрат палива дизелем 10Д100 скористаємося методикою [18], яка повністю придатна для аналізу й прогнозування якості паливо використання дизелем в реальних умовах експлуатації, для чого на кожному режимі потрібно враховувати реальне значення питомої ефективної витрати палива за час від якого залежить витрата палива на i -тому режимі в реальних умовах експлуатації. Величина значення питомої ефективної витрати палива в реальних умовах залежить від великої кількості факторів, наприклад кут випередження вприску палива, паливна ефективність тепловозного дизеля, теплотехнічних якостей дизеля та інші.

Так як витрата палива залежить не тільки від вище перерахованих факторів, а ще й від його маси й від великої кількості інших факторів, які в експлуатації викликають підвищення та зниження об'єму роботи дизеля при виконанні тепловозом одних і тих же об'ємів роботи, як результат обумовлюють пониження та підвищення витрати палива на вимірювач $V_{и}$. Оцінка паливоекосивної якості дизеля в цілому за цією методикою тяжка тому, що вона дає загальне представлення про енергозатрати перевізного процесу.

На даному етапі розглядаємо методику визначення середньоексплуатаційної економічності, запропоновану в [18]. Ця методика заснована на використанні паспортних даних, знятих при стендових випробуваннях на заводі

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виробнику: залежності питомої ефективної витрати палива g_e від потужності N_e по тепловозній характеристиці. Очевидно, що в умовах випробування дизеля забезпечуються мінімальні (оптимістичні) значення g_e , що зображено на рисунку 1.10 – зміна питомої ефективної витрати палива по тепловозним характеристикам для дизеля 10Д100.



Рисунок 1.10 – Зміна питомої ефективної витрати палива по тепловозним характеристикам для дизеля 10Д100

Для визначення середньо експлуатаційної економічності необхідно знати умови розподілення навантаження (потужності) дизеля за часом $N_e = f(\tau)$. Ці залежності можуть бути отримані шляхом тягових розрахунків для нових тепловозів, які будуть експлуатуватися на визначеній ділянці на i -тому режимі, або за середньостатистичними даними експлуатації конкретної серії тепловоза (рисунок 1.11).

Експлуатаційна витрата палива залежить від того, скільки часу дизель працює на різних навантажувальних режимах. Не дивлячись на явну доцільність використання даного дизеля у діапазоні навантажень, що мають найменшу питому ефективну витрату палива, особливості використання локомотива визивають необхідність тривалої роботи на економічних режимах і потребують

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

невиробничої витрати палива на різні допоміжні потреби.

У верхній частині графіку представлені середньосітьові значення тривалості використання на різних режимах потужності дизеля 10Д100 тепловоза 2ТЕ10Л у



Рисунок 1.11 – Залежність відносної потужності та відносної питомої ефективної витрати палива дизеля 10Д100 від часу роботи на кожному експлуатаційному

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

режимі

вантажному русі, які знаходяться у голові поїзда. Данні представлені у вигляді відносних величин.

$$\overline{N_{ei}} = \frac{N_{ei}}{N_{e\text{ном}}} \quad \text{та} \quad \overline{\tau_i} = \frac{\tau_i}{\tau_e}, \quad (1.2)$$

де τ_e – сумарний час роботи дизеля, характеризує відносну середньо експлуатаційну величину ефективної роботи на кожному i -тому режимі.

В якості самостійного i -го режиму прийнята робота дизеля на певній позиції контролера машиніста.

Якщо б дизель за весь час експлуатації $\tau_e=1$ працював би на номінальному режимі $N_{e\text{ном}}=1$, то відносна величина всієї максимально можливої ефективної роботи $L_{e\text{ном}} = N_{e\text{ном}} \tau_e = 1$, що на графіку представлено у вигляді великого прямокутника зі сторонами $O - (\overline{N_e} = 1) - S - (\overline{\tau} = 1)$.

Однак, насправді сумарна по всіх режимах ефективна робота дизеля $\sum L_{ei} = N_{e\text{ном}} \tau_i$ на рисунку 1.11 ця робота представлена площею, яка обмежена $O - R - A - 1 - 15 - S - 1,0$. Відношення дійсної роботи дизеля $\sum L_{ei}$ до максимально можливої ефективної роботи $L_{e\text{ном}}$ називається використання потужності, або відносною середньоексплуатаційною потужністю.

$$N_{\text{есрд}} = \frac{\sum N_{ei} \cdot \tau_i}{N_{e\text{ном}} \cdot \tau_e} = \sum N_{ei} \cdot \tau_i \cdot \quad (1.3)$$

Площа, що відповідає роботі дизеля, складається з роботи виконаної безпосередньо для привода тягового генератора $\sum L_{ei\text{тг}} \cdot A - 15 - 10 \cdot Q - T - S$ (рис. 1.11), витраченої на привід допоміжного обладнання $\sum L_{ei\text{тв}}$ й виконаної у режимі холостого ходу, коли тяговий генератор не має навантаження, а дизель

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

навантажується приводом допоміжного обладнання (площа $O - R - A - T - U$).

Заводські паспортні показники прийняті в якості базових для визначення величини підвищення витрати палива в заздалегідь відомих, запланованих, або в реальних умовах експлуатації.

Таке поставлення й вирішення питання дозволяє оцінити теплотехнічні якості дизеля в експлуатації за умов збереження паспортних характеристик дизеля. При цьому підвищення витрати палива повинне визначатися в порівнянні з паспортною величиною $g_{еном}$ – питомою ефективною витратою палива на номінальному режимі.

Основним початковим етапом визначення середньо експлуатаційної економічності є виконання оптимістичного аналізу (або оптимістичного прогнозу) якості паливо використання в експлуатаційних умовах, що базується в умовах роботи дизеля при найкращій теоретично можливій (паспортній) паливній економічності. Рішення такої задачі зводиться до визначення середньоексплуатаційної паливної собівартості одиниці роботи, виконаної дизелем на всіх експлуатаційних режимах, за умови збереження на i -тому режимі паспортних показників по питомій ефективній витраті палива g_{ei} . Величина ефективної потужності дизеля на i -тому режимі приймається рівною значенню частоти обертання колінчастого вала на i -тому режимі $n_{\partial i}$. При цьому в якості кожного самостійного режиму приймається робота дизеля на відповідній позиції контролера машиніста. Тривалість використання дизеля на кожній позиції контролера машиніста, тобто на кожному i -тому режимі τ_i , приймається рівною середньоексплуатаційному значенню роботи для тепловоза даної серії та виду роботи.

Негативний вплив на паливну економічність перехідних процесів при зміні режимів не враховується через відсутності паспортних даних про витрату палива на них, виконаної дизелем незалежно від того, для яких цілей вона виконана за час експлуатації на кожному i -тому режимі. Таким чином, у виразі (1.3) ефективна робота дизеля, виконується на i -тому режимі, реальними експлуатаційними величинами є лише значення τ_i та величина N_{ei} , в той час, коли

					<i>0032.226326.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

значення g_{ei} представлено як найменша важлива величина в експлуатації, яка прийнята незмінною, постійною за весь час на даному режимі. На рисунку 1.11 представлена ефективна робота дизеля на даному режимі у вигляді окремих прямокутників у координатах $N_{ei} - \tau_i$ суміщених із графіком $g_{ei} - \tau_i$.

Еталонною витратою палива на i -тому режимі називається величина використаного палива за умов виконання даної роботи зі збереженням питомої ефективної витрати номінального режиму

$$B_{ді}^{etal} = N_{ei} \cdot \tau_i \cdot g_{eном}. \quad (1.4)$$

В дійсності питома витрата палива на i -тому режимі відрізняється від номінального. Перевитрата палива на i -тому режимі ΔB_i буде залежати від різниці паспортних величин $g_{ei} - g_{eном}$, тобто

$$\Delta B_i = N_{ei} \cdot \tau_i \cdot (g_{ei} - g_{eном}); \quad (1.5)$$

$$B_i = B_{ді}^{etal} + \Delta B_i, \quad (1.6)$$

або у відносних величинах

$$B_{ді}^{etal} = N_{ei} \cdot \tau_i \cdot g_{eном} = N_{ei}. \quad (1.7)$$

Відносна питома витрата палива i -го режиму $g_{ei}/g_{eном}$. Відповідно сумарна еталонна витрата палива на всіх режимах у відносних величинах складе:

$$B_{д}^{etal} = \overline{\Sigma B_{ді}^{etal}}. \quad (1.8)$$

Ця величина тотожна відносній середньоексплуатаційній потужності, або коефіцієнту використання потужності:

$$\overline{B_{д}^{etal}} = \overline{N_{eср\partial}} = \overline{\Sigma N_{ei}} \cdot \tau_i. \quad (1.9)$$

Сумарна витрата палива на всіх режимах у відносних величинах:

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$\overline{B}_D = \Sigma B_i = \Sigma \overline{N}_{ei} \cdot \overline{\tau}_i \cdot \overline{g}_{ei}. \quad (1.10)$$

Показник паливної економічності дизеля:

$$\overline{B}_D = \frac{\overline{B}_D}{B_D^{etal}} = \frac{\Sigma \overline{N}_{ei} \cdot \overline{\tau}_i \cdot \overline{g}_{ei}}{\Sigma \overline{N}_{ei} \cdot \overline{\tau}_i}. \quad (1.11)$$

Сумарна перевитрата (відносно еталонної витрати):

$$\Delta \overline{B}_D = \Sigma \Delta \overline{N}_{ei} \cdot \overline{\tau}_i \cdot (\overline{g}_{ei} - 1). \quad (1.12)$$

Показник перевитрати понад \overline{B}_D^{etal} :

$$\overline{\Delta B}_D = \frac{\Delta \overline{B}_D}{B_D^{etal}} = \frac{\Sigma \overline{N}_{ei} \cdot \overline{\tau}_i \cdot (\overline{g}_{ei} - 1)}{\Sigma \overline{N}_{ei} \cdot \overline{\tau}_i}. \quad (1.13)$$

Визначення цих величин для дизеля 10Д100 тепловозу 2ТЕ10Л показано в таблиці 1.1

Еталонна витрата палива (відносна) для кожного експлуатаційного режиму роботи дизеля визначається за формулою (1.8) у графі 10 таблиці 1.1, сумарна еталонна витрата палива, яка визначається за формулою (1.9), чисельно рівна коефіцієнту використання потужності або відносному середньоексплуатаційному її значенню, приведені значення, у строчці графі 10, для дизеля 10Д100 складає:

$$\overline{B}_D^{etal} = \overline{N}_{ср\partial} = 0,283.$$

Витрата палива (відносна) для кожного експлуатаційного режиму визначається у графі 11. Сумарна витрата палива на всіх режимах визначається за формулою (1.10) і приводиться в нижній строчці графі 11. Ця величина показує, що економічність дизеля 10Д100 можливо покращити (1.11) $\overline{B}_D = 1,106$.

Перевитрата палива (відносна) для кожного експлуатаційного режиму приведена у графі 12. Як видно з таблиці (1.1), перевитрата палива відносно

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

еталонної характерна лише для режимів 0-8 позицій контролера машиніста. З 9-ої по 15-ту позиції контролера – витрата палива нижче еталонної.

Сумарна перевитрата (відносно еталонної витрати палива) визначається з

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Таблиця 1.1 – Визначення середньоексплуатаційної витраги палива дизелем 10Д100

Режими	$N_{дл}$ ОБ/ХВ	$N_{ет}$ КВТ	$N_{ет}$ г/(КВТ·ГОД)	$N_{ет}$ КВТ	$N_{ет}$ КВТ	$\overline{N_{ет}}$	\overline{Ge}	$N_{ет}$ т/в	$\overline{\tau}$	$B_{дл}$ г/кВт	$B_{дл}$ г/кВт	$\Delta B_{дл}$	$B_{итр}$	$B_{итр}$	$L_{ет}$ т/кВт	$L_{ет}$ т/кВт	
1	400	25	1255	5	6	0,011	5,553	8	9	0,52	0,0056	0,032	12	0	0	0	0
xx																	
2	430	270	388	35	0,067	2,557	0,011	0,02	0,02	0,0024	0,004	0,0017	0,0036	0,0005	0,0021	0,0003	
3	465	430	302	43	0,122	1,716	0,019	0,03	0,03	0,0058	0,007	0,002	0,0071	0,0008	0,0008	0,0053	
4	495	575	260	48	0,195	1,336	0,022	0,03	0,03	0,0091	0,010	0,0014	0,0097	0,0009	0,0084	0,0008	
5	530	750	245	57	0,34	1,084	0,026	0,02	0,02	0,0085	0,009	0,0007	0,0085	0,0008	0,0078	0,0007	
6	560	900	235	65	0,408	1,039	0,03	0,03	0,03	0,0142	0,014	0,0006	0,0138	0,0011	0,0132	0,0011	
7	590	1040	231	75	0,472	1,022	0,034	0,03	0,03	0,0141	0,014	0,0003	0,0135	0,001	0,0132	0,001	
8	625	1215	226	85	0,552	1	0,039	0,06	0,06	0,0248	0,024	0	0,023	0,0017	0,0231	0,0017	
9	660	1385	224	98	0,628	0,991	0,045	0,05	0,05	0,0314	0,031	-0,0002	0,029	0,0022	0,0292	0,0022	
10	690	1545	222	110	0,7	0,982	0,05	0,07	0,07	0,0525	0,051	-0,0008	0,0481	0,0036	0,0488	0,0037	
11	720	1705	223	120	0,733	0,986	0,055	0,05	0,05	0,0425	0,041	-0,0006	0,0389	0,003	0,0395	0,003	
12	755	1830	223	137	0,83	0,986	0,062	0,02	0,02	0,0224	0,022	-0,0003	0,0204	0,0017	0,0207	0,0017	
13	785	1935	223	155	0,677	0,986	0,07	0,02	0,02	0,0175	0,017	-0,0002	0,0159	0,0014	0,0161	0,0014	
14	820	2075	224	173	0,94	0,991	0,078	0,01	0,01	0,0141	0,014	-0,0001	0,0128	0,0012	0,0129	0,0012	
15	850	2205	226	190	1	1	0,087	0,01	0,01	0,018	0,018	0	0,0164	0,0016	0,0164	0,0016	
Сумарне значення					1	1	1	1	1	0,2833	0,313	0,0301	0,2607	0,0215	0,2567	0,21	

формули (1.11) і приведена графі 12, її значення $\Delta B_{img} = 0,030$. Ця величина дозволяє визначити значення показника перевитрати палива (1.12) $\Delta B_d = 0,16$.

Сутність оптимістичного аналізу якості паливо використання найбільш повно розкривається залежністю $\bar{N}_{ei} - \bar{t}_I - g_{ei}$, що представлена на рисунку 1.12 в просторовій системі координат. Вона дає наочне графічне зображення відносно середньоексплуатаційної величини витрати палива. Графік гарно ілюструє роль кожного режиму й кожної групи режимів роботи дизеля у формуванні середньоексплуатаційної витрати палива, наприклад:

$$\bar{B}_i = \frac{\bar{B}_i \cdot 100}{\Sigma \bar{B}_i} \quad (1.14)$$

Так, для дизеля 10Д100 найбільша витрата палива відповідає роботі дизеля при потужності 0,7, що відповідає 10-ій позиції контролера машиніста.

При виконанні аналізу, режим холостого ходу розглядається як експлуатаційний допоміжний режим, який необхідний для забезпечення приводу допоміжного обладнання під час руху та зупинок тепловозу з потягом. Загальна тривалість такої роботи складає для тепловозу 2ТЕ10Л, працюючого у вантажному русі, 52% усього часу роботи дизеля. Ця робота необхідна для приводу гальмівного компресора, допоміжного генератора, вентиляторів охолодження тягових електродвигунів та іншого. Середньоексплуатаційна потужність, яка втрачається на вище вказані потреби, на режимі холостого ходу при номінальній частоті обертання колінчастого вала, наприклад для дизеля 10Д100, складає 30-40 кВт.

Варто відмітити також незначну величину зниження економічності дизеля на режимах тяги через вплив такої паспортної величини на кожному режимі ($g_{eim} - g_{e_{om}}$), що свідчить про вдалий вибір тепловозної характеристики тепловозу.

При виконанні оптимістичного аналізу до обов'язкових, неминучих витрат палива в експлуатаційних умовах треба віднести й витрату палива на таких допоміжних процесах як перехідні режими й прогрів дизеля під час довгострокових стоянок у зимовий період. Відсутність паспортних даних

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

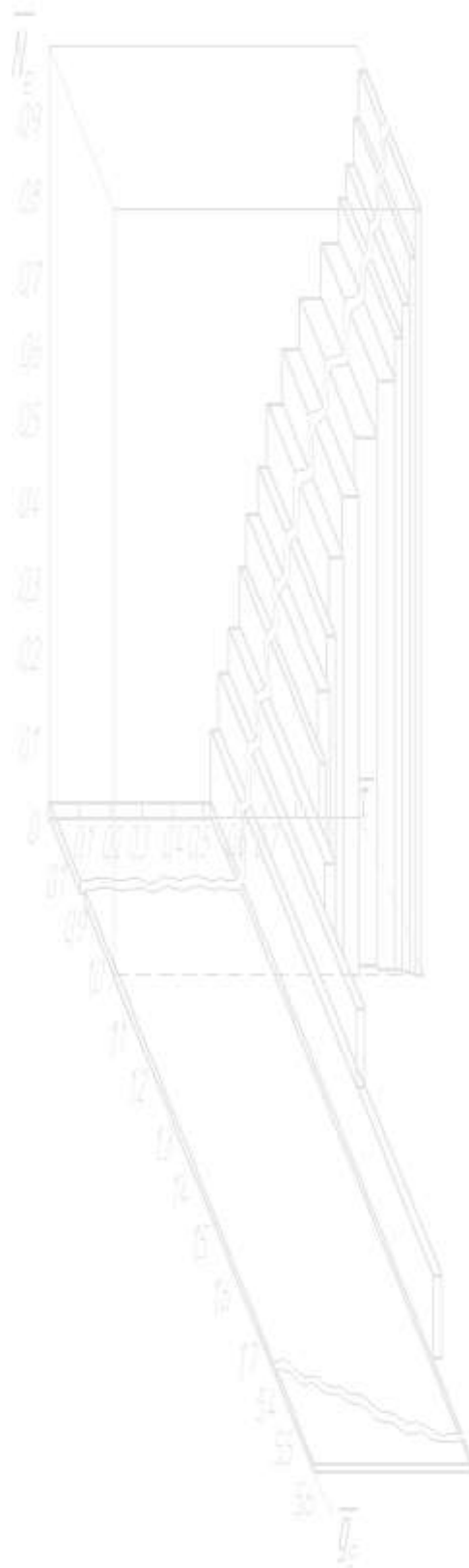


Рисунок 1.12 – Характеристика використання палива дизелем в експлуатації у просторовій системі координат (за паспортними даними)

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

тепловоза, що могли б характеризувати мінімальне збільшення витрати палива.

Підчас експлуатації за цими причинами, не дозволяє визначити вплив цих факторів з бажаною точністю. Але якщо враховувати відомі реальні середньо експлуатаційні значення витрати палива, що витрачається на прогрів, та витрати підчас роботи на перехідних режимах, відповідно рівних 6% та 2% від всієї експлуатаційної витрати палива, то можливо визначити неминуче зниження паливної ефективності дизеля.

Величина паливовитрати в реальних умовах експлуатації залежить від багатьох факторів таких як температура масла, води, наддувочного повітря та інше. Також по даній методиці можливо спрогнозувати підвищення витрати палива при нагаровідкладенні на впускних та на випускних вікнах втулки дизеля 10Д100, наприклад зменшення січення вікон на 1/3, як показав аналогічний аналіз, збільшує показник паливо витрати на 0,08.

Висновки до розділу. На базі проведеного нами аналізу можливо зробити висновки, що встановлення розробленого пристрою автоматичного регулювання кута випередження вприску палива на тепловозний дизель 10Д100 можливе та повинне дати позитивний результат за рахунок зменшення вмісту шкідливих речовин у вихлопних газах та підвищення економічності режимів роботи.

Нами була обрана методика складання алгоритму функціонування пристрою корегування кута випередження вприску палива, яка забезпечує визначення оптимального кута випередження вприску палива в залежності від зміни частоти обертання колінчастого вала та навантаження тепловозного дизеля, що дозволить зменшити витрати палива та обсяги викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЯ

2.1 Методика експериментального дослідження по визначенню потужності приводу насосів високого тиску

Було проведено експериментальні дослідження по визначенню потужності, яка відбирається на привід ПНВТ при роботі дизеля. Так як ми не маємо змоги визначити крутний момент шестерень приводу ПНВТ на самому дизелі, можна перевірити це на стенді для визначення продуктивності ПНВТ. Привід насосів – електродвигун. При використанні вольтамперметра типу Д128 зі змогою вимірювання змінної напруги до 500 В, амперметр зі змогою вимірювання змінного струму до 50 А. Даний експеримент проведено на трьох режимах роботи стенда: спочатку у режимі холостого ходу, потім на мінімальних обертах, після – максимальних. Відомо, що як при мінімальних так і при максимальних обертах колінчастого вала момент подачі палива однаковий, але кількість палива, що подається підвищується разом з підвищенням обертів, тому потужність приводу теж зростає.

Потужність електродвигуна приводу стенду два кіловати. На стенді встановлено два паливних насоси високого тиску та форсунки аналогічні до встановлених на дизелі 10Д100 вони налаштовані на тиск впрыску 210 МПа. Підчас досліду необхідно визначати наступні параметри: напругу електродвигуна та силу струму.

Мета експерименту: визначити значення потужності електродвигуна на максимальних та мінімальних обертах. Отримані результати занести до таблиці.

Потужність холостого ходу електродвигуна під час експерименту можна визначити за формулою:

$$P_{xx} = \sqrt{3} \cdot I_{xx} \cdot U_{xx} \cdot \cos\varphi, \quad (2.1)$$

де I_{xx} – значення фазного струму холостого ходу, А;

U_{xx} – значення фазної напруги холостого ходу, В.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

$\cos\varphi$ – номінальний коефіцієнт потужності двигуна в залежності від способу з'єднання обмоток.

$$P_{xx} = \sqrt{3} \cdot 4.9 \cdot 372 \cdot 0.85 = 2684 \text{ Вт.}$$

Визначити потужність під навантаженням можливо за формулою:

$$P_{450} = \sqrt{3} \cdot I_{450} \cdot U_{450} \cdot \cos\varphi, \quad (2.2)$$

де I – значення фазного струму при частоті обертання електродвигуна 450 об/хв, А;

U – значення фазної напруги при частоті обертання електродвигуна 450 об/хв, В.

$$P_{400} = \sqrt{3} \cdot 5.4 \cdot 372 \cdot 0.85 = 2957 \text{ Вт;}$$

$$P_{850} = \sqrt{3} \cdot I_{850} \cdot U_{850} \cdot 0.85, \quad (2.3)$$

де I_{850} – значення фазного струму при частоті обертання електродвигуна 850 об/хв, А;

U_{850} – значення фазної напруги при частоті обертання електродвигуна 850 об/хв, В.

$$P_{850} = \sqrt{3} \cdot 5.7 \cdot 372 \cdot 0.85 = 3121 \text{ Вт.}$$

Для того щоб приблизно дізнатися, яка потужність потрібна для нормальної та надійної роботи приводу насосів високого тиску, треба скористатися наступною формулою:

$$P_{ПРВТ} = \frac{P_{850} + P_{400}}{2} - P_{xx}; \quad (2.4)$$

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{СТЕНД} = \frac{2957 + 3121}{2} - 2684 = 360 \text{ Вт.}$$

Якщо враховувати, що на стенді встановлено тільки два насоси то для того, щоб ототожнити умови роботи стенда з двигуном 10Д100 (на стенді встановлено два насоси, а на дизелі 20 насосів), треба отримане значення підставити в наступну формулу:

$$P_{ПНВТ} = P_{стенд} \cdot 10, \quad (2.5)$$

де $P_{стенд}$ – потужність приводу паливних насосів високого тиску в умовах роботи стенда, кВт;

10 – коефіцієнт для переходу від стендових умов роботи на умови роботи на дизелі.

$$P_{ПНВТ} = 360 \cdot 10 = 3600 \text{ Вт} = 3,6 \text{ кВт.}$$

Після цього можливо скористатися формулою для розрахунку крутного моменту на шестернях:

$$M = \frac{P_{ПНВТ}}{\omega}. \quad (2.6)$$

де M – крутний момент на шестернях приводу ПНВТ

ω – частота обертання шестерень приводу ПНВТ

Для того, щоб правильно визначити значення останньої формули, треба конвертувати частоту обертання (об/хв.) в кутову швидкість (рад/с) за наступною формулою:

$$\omega_i = \frac{n_i \cdot 2 \cdot 3,14}{60}. \quad (2.7)$$

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

де n_i – крутний момент на шестернях приводу ПНВТ.

– при $n = 450 \text{ хв}^{-1}$

$$\varpi = \frac{450 \cdot 2 \cdot 3,14}{60} = 47 \text{ рад/с};$$

– при $n = 850 \text{ хв}^{-1}$

$$\varpi_1 = \frac{850 \cdot 2 \cdot 3,14}{60} = 89 \text{ рад/с};$$

– при $n = 450-850 \text{ хв}^{-1}$

$$\varpi_2 = \frac{89 + 47}{2} = 68 \text{ рад/с}.$$

$$M = \frac{3600}{68} = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахуємо момент для випадку коли частота обертання колінчастого вала максимальна. Розраховані значення заносимо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків параметрів експериментального дослідження

Чистота обертів, об/хв	Струм, А	Напруга, В	Потужність стенду, Вт	Потужність, Вт		Кутова швидкість, рад/с	Навантаження, Н·м
				для 20 насосів	для 2 насосів		
XX	4,9	372	2684	360	3600	-	-
450	5,4	372	2957			68	60
50	5,7	372	3121				

За табличними даними було побудовано графік залежності потужності, яку

споживає при роботі привід ПНВТ, від частоти обертання. Вона зображена на рисунку 2.1.



Рисунок 2.1 – Графік залежності потужності, що споживає привід ПНВТ, від частоти обертання колінчастого вала

Провівши аналіз графіку можливо сказати, що дана залежність має експоненціальну залежність.

2.2 Визначення необхідного зусилля для реалізації апаратної частини

Під час роботи зубчастих передач виникають сили, які треба розрахувати для того, щоб дізнатися, яке зусилля потрібно прикласти до шестерні, для подолання сили, яка виникає у зчепленні шестерень та протидіє переміщенню проміжних шестерень.

Ці явища враховуються відповідними коефіцієнтами при визначенні розрахункового навантаження на передачі. Сили в зачепленні визначаються у полюсі зачеплення P , при цьому мається на увазі, що все навантаження передається однією парою зубів. Розподілене навантаження по лінії $K1K2$ заміняємо результуючим вектором F_n . Він розкладається по осям координат в окружному F_t , в радіальному F_r та осьовому F_a напрямленнях зображеними на рисунку 2.2.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43



Рисунок 2.2 – Схема розподілу зусиль циліндричної, косозубої передачі
осьову та радіальну силу знаходять через окружну силу

Окружне зусилля визначаємо за допомогою заданого обертаючого моменту на шестернях за формулою:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_{t1}}, \quad (2.8)$$

де T_1 – крутний момент на шестернях приводу, Н·м;

d_{t1} – дільний діаметр шестерні, мм.

$$F_t = \frac{2 \cdot 60 \cdot 10^3}{200} = 600 \text{ Н.}$$

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (2.9)$$

де $\operatorname{tg} \beta$ – тангенс кута нахилу фрезерування.

$$F_a = 600 \cdot 0,268 = 161 \text{ Н.}$$

F_a , це та сила, яка протидіє при переміщенні проміжних шестерень розрахувавши її визначаємо, яке зусилля треба прикласти, щоб змінити величину значення кута положення розподільчого вала, тим самим кут випередження вприску палива.

2.3 Силовий розрахунок приводного механізму

Залежність між лінійним та кутовим переміщеннями шестерень пояснимо таким чином.

На рисунку 2.3 зображено: шестерні 1 та 2; відрізок АБ розмір, якого відповідає відстані лінійного переміщення паразитної шестерні; розмір відрізка АС відповідає відстані кутового переміщення шестерні розподільчого вала; кут $\operatorname{tg} \beta$ дорівнює куту нахилу зубів шестерні, кут γ відповідає величині значення кута повороту шестерні, що знаходиться на розподільчому валу.

Якщо пояснювати лінійне переміщення, то його можливо знайти за формулою:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{CA}{x}, \quad (2.10)$$

де CA – відрізок, що відповідає відстані кутового переміщення шестерні розподільчого вала, мм;

x – відрізок, що відповідає осьовому переміщенню проміжних шестерень, мм;

$\operatorname{tg} \beta$ – кут фрезерування зубів шестерень приводу ПНВТ.

$$CA = x \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.11)$$

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

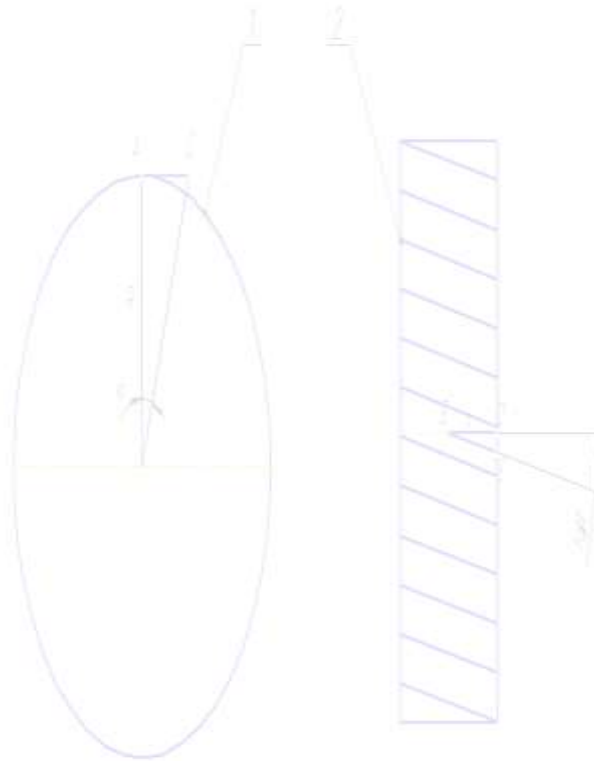


Рисунок 2.3 – Схема пояснення залежності лінійного та кутового переміщення шестерень приводу розподільчого вала

Якщо розглядати кутове переміщення то можемо виокремити рівняння:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{AC}{R}, \quad (2.12)$$

де R – радіус шестерень, мм.

Далі підставивши замість CA рівняння (2.10) отримаємо:

$$\operatorname{tgy} = \frac{x \cdot \operatorname{tg} \beta}{R}. \quad (2.13)$$

Можна скласти наступне рівняння:

$$y = \operatorname{arctg} \left(\frac{x}{R} \cdot \operatorname{tg} \beta \right). \quad (2.14)$$

Кут β може приймати значення від 8° до 20° , але відомо, що чим пологішим

буде кут нахилу зубів шестерні, тим менші будуть виникати осьові зусилля у зубчастому з'єднанні [19].

Величина x , має конструктивні обмеження, та може дорівнювати 200 мм.

Кут α теж має своє обмеження. На даний момент на дизелі 10Д100 КВВП (геометричний) має значення 10° до ВМТ при такті стиску [20]. З літературних джерел кут випередження вприску може приймати значення від 6° до 21° [8].

Якщо брати до уваги швидкість, яка розвиваються при роботі механізму, то можливо побудувати план швидкостей. Він зображений на рисунку 2.4.

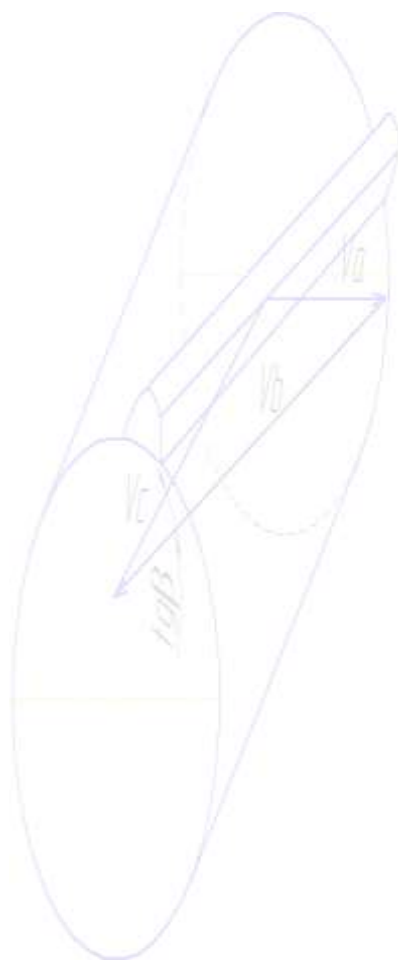


Рисунок 2.4 – План швидкостей у зубчастому зчепленні приводу кулачкових валів

Швидкість V_a направлена за напрямком оберткових рухів шестерень. Швидкість V_b направлена по площині контакту зуба в сторону ковзання шестерні розподільчого вала. Швидкість V_c є результуючою. Також треба представити, що система знаходиться в статичному стані, для знаходження сили V_a розглянемо формулу:

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{V_a}{V_b}. \quad (2.15)$$

Звідси

$$V_a = V_b \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.16)$$

Можливо зробити висновки, що переміщення описане у першому випадку та побудований план швидкостей у другому, існують в один момент часу, та підкоряються одному і тому ж закону. Тому можливо казати, що як співвідношення (2.7) так і співвідношення (2.2) має місце існувати.

Направлення фрезерування зубів шестерень повинно бути таким, щоб осьова складова сила виштовхувала з зачеплення проміжні шестерні. В результаті величина значення зусилля, яке треба реалізовувати для переміщення силового поршня в одну сторону буде менше.

Через невизначеність, яка з'явилася на шляху, а саме – відстань, на яку треба перемістити паразитні шестерні, для того, щоб прокрутити шестерні розподільчих валів на який нам потрібно кут.

Так як ступінь переміщення прямо пропорційно залежить від кута фрезерування зубів шестерні, чим більший кут тим менше переміщення в осьовому напрямку треба реалізувати паразитним шестерням осьове переміщення, для прокручування їх на потрібний нам кут. Були сформовані математичні залежності. Результати розрахунку, яких були занесені до таблиці 2.2 та побудована залежність, яка зображена на рисунку 2.5.

Проаналізувавши, залежність можливо сказати, що чим більший кут фрезерування зубів шестерень тим менша відстань потрібна для переміщення проміжних шестерень. Так якщо порівняти випадки коли кут фрезерування вісім градусів та кутового переміщення шестерень розподільчих валів – дев'ять градусів переміщення паразитних шестерень на 225 мм, а 15° та при кутовому переміщенні шестерень розподільчого вала на дев'ять градусів, треба реалізувати переміщення паразитних шестерень на 117 мм.

В нашому випадку задля збільшення економічності реалізації пристрою було обрано кут фрезерування зубів шестерні 15° та максимальне кутове

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

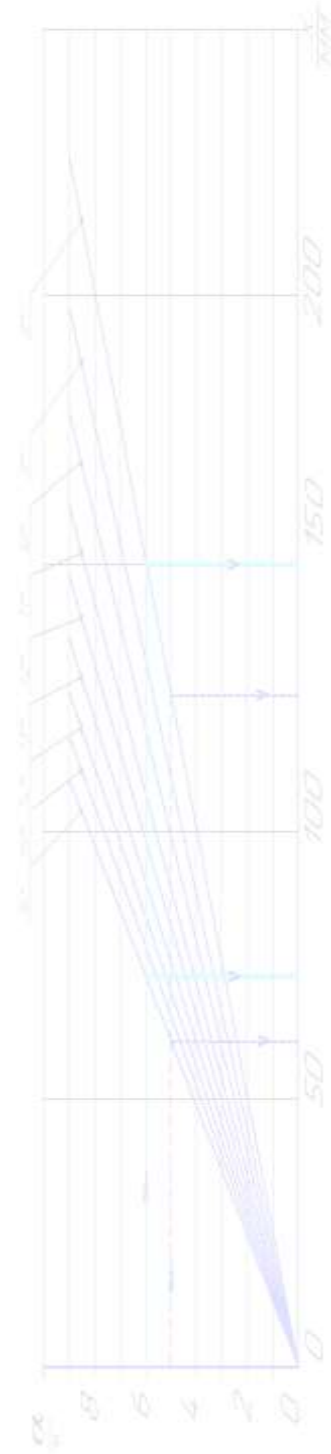


Рисунок 2.5 – Залежність кута фрезерування зубів шестерень від відстані осьового переміщення паразитних шестерень

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.226326.000.03MP.ПЗ

переміщення шестерні розподільчих валів 9° . Дані умови підставивши у вираз (2.14) отримаємо розрахунок потрібної відстані переміщення проміжних шестерень, для потрібного кутового переміщення ведених шестерень розподільчих валів, які були занесені до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахунок потрібної відстані переміщення проміжних шестерень, для потрібного кутового переміщення ведених шестерень розподільчих валів

кут α	Величина осьового переміщення, мм								
	8°	9°	10°	11°	12°	13°	14°	15°	16°
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	25	22	20	18	16	15	14	13	12
2	50	44	40	36	33	30	28	26	24
3	75	66	59	54	49	45	42	39	36
4	100	88	79	72	66	60	56	52	49
5	125	110	99	90	82	75	70	65	61
6	150	132	118	107	98	90	84	78	73
7	175	154	138	125	114	105	98	91	85
8	200	175	157	143	130	120	111	104	97
9	225	197	177	160	147	135	125	117	109

$$9 = \arctg\left(\frac{x}{200} \cdot \operatorname{tg}(15)\right). \quad (2.17)$$

З рівняння знаходимо $x=117$ мм. Дане значення максимальне тож дану відстань враховуємо при проектуванні пристрою.

За допомогою програмного комплексу Microsoft Excel зробили апроксимацію залежності. Отримуємо рівняння, яке описує дану залежність:

$$y = 0,04 \cdot x.$$

При цьому величина достовірності апроксимації $R^2=1$, це вказує на те, що за допомогою даного рівняння можливо вирахувати відстань осьового переміщення проміжних шестерень, якщо значення кута на який потрібно перемістити шестерні розподільчих валів, або навпаки, маючи осьове переміщення можливо знайти кут переміщення шестерні розподільчих валів.

Також треба відмітити, що пристрій має змогу працювати на інших тепловозних дизелях так, як на кожному дизелі економія палива за рахунок встановлення пристрою буде мати місце.

2.4 Розрахунок гідравлічного приводу

Пропонуємо гідростатичний привод, робочою рідиною якого є мастило, для осьового переміщення паразитних шестерень. Є можливість брати мастило з системи РЧО, але реалізація даного варіанту не ефективна тому, що масляна система РЧО заздалегідь була спроектована на певний тиск зусилля, якого б вистачало для переміщення рейки паливних насосів при зміні частоти обертання колінчастого вала.

Одним із альтернативних варіантів джерела забезпечення мастилом пристрою є встановлення на дизель додаткового насосу, що не є економічно вигідним рішенням. В такому разі був запропонований варіант джерела постачання мастилом приводу регулювання впрыску палива, безпосередньо, з системи тепловозу.

На дизелі 10Д100 встановлено шестерний насос, який нагнітає мастило з картеру дизеля з тиском 0,55 МПа, та якщо врахувати, що в систему входять багато споживачів мастила, що нагнітається насосом та зменшення тиску при роботі дизеля на холостих обертах, то можливо сказати, що продуктивність насосу може впасти на 50%, тому буде дорівнювати 0,275 МПа. В систему входить гідравлічний підсилювач, силовий гідропоршень, тяга, що з'єднує шток силового поршня та проміжні шестерні. Гідропривід, який проектується повинен відповідати вимогам ГОСТу та мати запас потужності біля 30%.

Параметр, який потрібно розрахувати це зусилля, яке буде розвивати

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

гідравлічний привід на кінці штоку силового гідроциліндра. Розрахункова схема даного параметру зображена на рисунку 2.6.

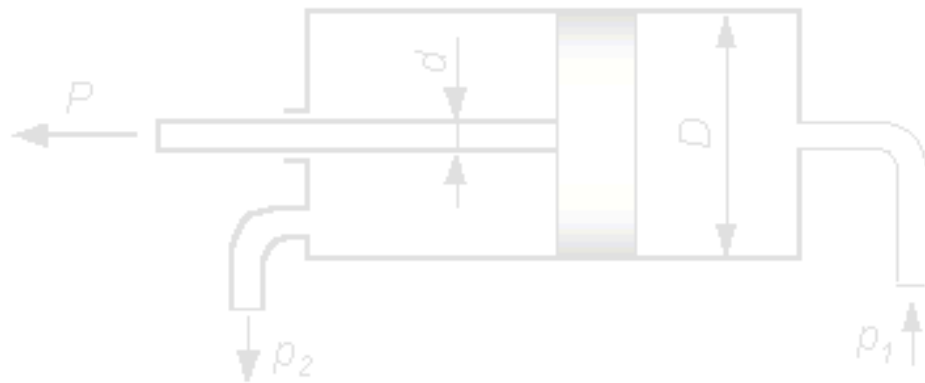


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема силового гідравлічного поршня

Для забезпечення надійної роботи приладу треба створити зусилля для переміщення проміжних шестерень. Для цього треба врахувати величину осьового зусилля підчас обертання шестерень приводу ПНВТ, яка приблизно дорівнює 161 Н.

Зусилля на кінці штоку можливо знайти за формулою:

$$P = p \cdot S, \quad (2.18)$$

де p – тиск у камерах поршня, МПа;

S – площа поперечного перетину циліндра, см².

Якщо враховувати, що поршень буде здійснювати переміщення в обидві сторони то:

$$P_1 = p_1 \cdot S_1, \quad (2.19)$$

де p_1 – тиск від гідропідсилювача з поршневої сторони, 0,275 МПа;

S_1 – площа силового поршня з поршневої сторони.

$$P_1 = 0,275 \cdot 1962 = 540 \text{ Н};$$

$$P_2 = p_2 \cdot (S_1 - S_2), \quad (2.20)$$

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

де p_2 – тиск штокової камери, 0,275 МПа;

S_2 – площа поперечного перетину силового поршня зі сторони штока, см².

$$P_2 = 0,275 \cdot (1962 - 785) = 255 \text{ Н.}$$

Спираючись на відоме нам осьове зусилля на приводі ПНВТ було прийнято діаметр циліндра 50 см. При даному діаметрі та при тиску мастила від масляного насосу дизеля 0,275 МПа привід повинен реалізовувати розрахункове зусилля не менше $P = 720 \text{ Н}$, що відповідає вимогам початкових умов.

2.5 Річне прогнозування витрати палива тепловозом 2ТЕ10Л

Після розгляду принципу визначення середньоексплуатаційної економічності дизеля 10Д100 з методики [11], можливо сказати, що даний розрахунок досить складний, тому що має детальні розрахунки, які не розглядаються в даній роботі. Такі, наприклад, як вплив використання потужності дизеля на привід тягового генератора, допоміжне обладнання, вплив перехідних процесів, витрата палива при прогріві тепловоза на стоянках, пристосованість дизеля до роботи на даному тепловозі, вплив закоксованості впускних вікон, також даний метод дає загальне представлення про енергоємність процесу роботи дизеля. Проведені розрахунки [11] показали, що всі вище приведені фактори впливу погіршують паливну ефективність самого дизеля, що призводить до підвищення показника паливо витрати.

Але нам потрібно визначити зменшення паливовитрат при автоматичній зміні кута випередження вприску палива. Для цього частково скористаємося статистичними даними з методики [11]. А саме, нам потрібні паспортні дані питомої ефективної витрати палива g_e , та статистичні дані часу роботи локомотива на кожній з позицій контролера машиніста τ . Так як дана методика може бути використана для прогнозу зміни величини значення паливо витрати на рік вперед тому максимальний час до якого будемо прирівнювати вкажімо рівним середньорічному часу роботи вантажних локомотивів. Відомо, що середньо

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

добовий час роботи вантажних локомотивів дорівнює 15,7 год, середня кількість діб у місяці 30,4, тому $\tau_{міс} = 478$ год, кількість місяців у році 12, тому

$$\tau_{рік} = 478 \cdot 12 = 5732 \text{ год.}$$

З літератури [8] відомо, що при встановленні на двигун 6ЧН12/14(СМД -31) пристрою автоматичного корегування кута випередження впрыску палива зменшиться значення питомої ефективної витрати палива на 2,24%. Тому можемо застосувати дану різницю у прогнозі витрати палива до та після застосування пристрою автоматичного корегування впрыску палива на дизелі 10Д100. Дану залежність зображено на рисунку 2.7.

У верхній частині графіка зображено питому ефективну витрату палива на перших п'яти положеннях контролера машиніста. Можемо зауважити, що на даній ділянці різниця у паливо витрата становить біля 0,75%. На середньому графіку різниця питомої ефективної витрати палива з 5...10 позиції контролера машиніста становить приблизно 1,5%. Також з 10...15 позиції економія палива становить приблизно 2,24%.

Користуючись статистичними даними з таблиці 2.2 розраховуємо приблизну питому ефективну витрату палива, значення якої знаходиться у стовпчиках 11-16, за формулою:

$$G = \sum_{i=1}^{a=15} g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot \tau_i \quad (2.21)$$

де g_{ei} – паспортні дані питомої ефективної витрати палива дизеля 10Д100, г/(кВт · год);

N_{ei} – паспортні дані потужності тепловозу 2ТЕ10Л, кВт;

τ_i – час у роботі тепловозу на i -тому режимі, або на відповідному положенні ручки контролера машиніста, год.

Добову питому ефективну витрату палива визначаємо за формулою:

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

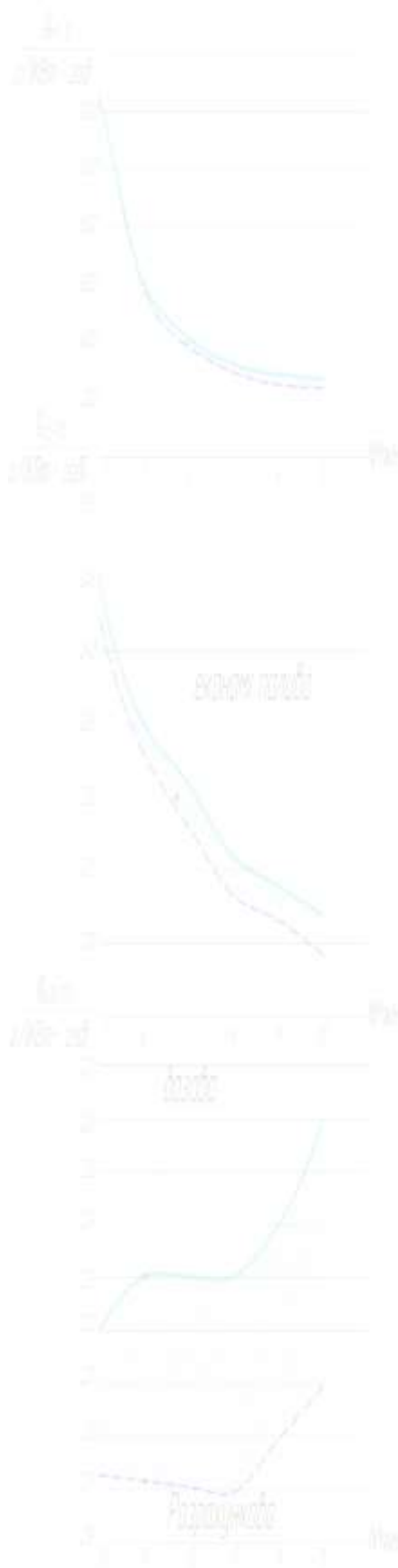


Рисунок 2.7 – Різниця показників паливовикористання до і після встановлення пристрою

$$G_{доб} = \sum_{i=1}^{a=15} g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot \tau_{i доб} \quad (2.22)$$

Також розрахуємо місячну витрату палива за формулою:

$$G_{міс} = \sum_{i=1}^{a=15} g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot \tau_{i міс}, \quad (2.23)$$

де $\tau_{i міс}$ – час у роботі тепловозу на i -тому режимі, або на відповідному положенні ручки контролера машиніста на протязі місяця, год.

Річну витрату палива визначаємо за формулою:

$$G_{річ} = \sum_{i=1}^{a=15} g_{ei} \cdot N_{ei} \cdot \tau_{i річ}, \quad (2.24)$$

де $\tau_{i річ}$ – час у роботі тепловоза на i -тому режимі, або на відповідному положенні ручки контролера машиніста на протязі року, год.

$$\tau_{i міс} = \tau_{i доб} \cdot 30,4, \quad (2.25)$$

де 30,4 – середня кількість днів у місяці, днів.

$$\tau_{річ} = \tau_{i міс} \cdot 12, \quad (2.26)$$

де 12 – кількість місяців в році, міс.

Для того, щоб спрогнозувати паливо витрату дизелем 10Д100 на рік нам потрібно знати статистичні данні, які були взяті з таблиці 2.3.

У першому стовпчику інформація, що відповідає за кількість позицій контролера машиніста, або кількість i -их режимів роботи дизеля.

Другий стовпчик ілюструє величину значення потужності з якою працював дизель на i -тому режимі. Значення питомої ефективної витрати палива приведені у третьому стовпчику таблиці 2.3.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Інформацію для заповнення четвертого стовпчика взято з графіку, який зображено на рисунку 2.7, тобто різниця питомої ефективної витрати палива до та після встановлення пристрою автоматичного корегування.

Для прогнозування витрати палива потрібен час на протязі якого тепловоз працює на i -тому режимі та i -тою потужністю. З сьомого по 10 стовпчик були проведені розрахунки часу роботи локомотива відповідно за добу, за місяць та за рік.

Витрата палива розраховувалася з врахуванням паспортних даних та даних, які враховують різницю між значеннями між значеннями показника питомої ефективної витрати палива які були взяті з літературних джерел та паспортними даними.

Для того, щоб розрахувати економію витрати палива тепловозом 2ТЕ10Л використовуємо формулу:

$$\Delta G_i = G_{i\delta} - G_{ip}, \quad (2.27)$$

де $G_{i\delta}$ – значення питомої ефективної витрати палива дизеля 10Д100 при врахуванні паспортних даних, г/(кВт · год);

$G_{iнов}$ – значення питомої ефективної витрати палива дизеля 10Д100 при врахуванні різниці значень паспортних даних та даних після встановлення пристрою корегування впрыску палива, г/(кВт · год).

Після розрахунку стало відомо, що встановлення пристрою буде більш ефективно впливати на зменшення витрати дизельного пального при експлуатації тепловозу на позиції контролера машиніста не нижче п'ятої. Отже, за добу роботи тепловоза 2ТЕ10Л витрата палива знизиться приблизно на 0,0347 т, за місяць 1,054 т, а за рік величина економії становить приблизно 12,64 т. З цього слідує, що у випадку використання пристрою автоматичного корегування кута випередження впрыску палива, економія пального становить 1,22% від загальної витрати.

Висновки до розділу. В даному розділі було виявлено від рівняння залежності відстані осьового переміщення від величини значення кутового

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

переміщення, описано експеримент по визначенню крутного моменту на шестернях приводу ПНВТ, розраховано значення величини зусилля, яке треба прикласти для переміщення проміжних шестерень, розраховано параметри гідравлічного приводу пристрою, розраховано середньоексплуатаційну витрату палива тепловозом 2ТЕ10Л. По даним розрахункам виявили, що дизель після встановлення на нього пристрою автоматичного корегування кута випередження впорску палива економить 12,64 т пального, що становить 1,22% від загальної витрати палива, при виявленні значення якої на дизелі не було встановлено пристрою автоматичного корегування.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

3 ПРОЕКТУВАННЯ ПРИСТРОЮ АВТОМАТИЧНОГО КОРЕГУВАННЯ ВПРИСКУ ПАЛИВА

3.1 Характеристика приводу

Пристрій автоматичного корегування впрыску палива складається з наступних елементів:

- трубопровід, який з'єднує функціональні елементи пристрою;
- гідравлічний підсилювач;
- силовий гідропоршень;
- модернізований привід ПНВТ;
- тяга передачі зусилля від гідравлічного приводу до проміжних шестерень.

Рідина є робочим середовищем в гідравлічних пристроях за допомогою яких виконується передача енергії.

Гідравлічною системою називається сукупність пристроїв призначених для приведення в рух машин та механізмів за допомогою робочої рідини.

Дана система має гідростатичний характер, тому в спокійній рідині можливі тільки нормальні навантаження стискування. Величина гідростатичного тиску однакова в точці та по всім напрямленням (не має залежності від орієнтації площі).

Система працює наступним чином: спочатку головний масляний насос нагнітає у гідропідсилювач мастило тиском від 0,275-0,55 МПа, воно знаходиться в резервуарах гідропідсилювача до тих пір доки не буде відкрито канал, який веде до гідравлічного силового поршня. В момент коли змінюється чистота обертів колінчастого вала, клапан РЧО реагує на зміну частоти та подає сигнал на рейки паливних насосів одночасно отримує сигнал гідравлічний підсилювач, відкриваючи таким чином канали до силового поршня. Далі мастило створює тиск у поршневій, або у штоковій камері тиск більший ніж 700 Н, переміщаючи таким чином з'єднану з силовим штоком тягу. Дана тяга передає зусилля на проміжні шестерні.

Переміщуючи тягу разом з проміжними шестернями в осьовому напрямку,

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

так як вони циліндричні косозубі, то шестерні розподільчих валів, які з ними межують, переміщуються у кутовому напрямку на кут до дев'яти градусів, змінюючи існуючий кут випередження впрыску палива на оптимальний для більш ефективного протікання процесу горіння палива.

Гідроприводи широко застосовуються у сучасному машинобудуванні, вони дозволяють істотно спростити кінематику пристрою, знизити їх металоємність, підвищити точність та надійність роботи, а також рівень автоматизації.

Основним пріоритетом гідравлічного приводу перед іншими являється те, що він має найбільше відношення максимального зусилля, яку розвивається до маси рухомих частин. Зі збільшенням даного співвідношення швидкодія приводу значно збільшується при більших вихідних потужностях. Час розгону не перевищує декількох сотих часток секунди.

Суттєвим пріоритетом гідроприводів є можливість отримання більших зусиль та потужностей при обмежених розмірах виконавчих силових агрегатів. В сучасних гідроприводах мінімальна величина та вага має місце, як одних із головних параметрів, що характеризують систему. При малому тиску вага системи збільшується за рахунок розмірів гідроапаратури, при більшому тиску за рахунок збільшення товщини стінок [16].

Гідроприводи при гарній плавності руху забезпечують широкий діапазон безступінчастого регулювання швидкості виконавчих органів, реверсування робочих рухів і створення великих передаточних відношень.

Гідропривід має властивість високої механічної жорсткості, які пояснюється відносно більшим значенням модуля об'ємної пружності рідини [17].

Ці пріоритети вказують на те, що гідропривід має просту конструкцію, високий ККД (0,95-0,98), змогу вибору певного співвідношення швидкостей прямого та зворотнього ходів, високу надійність, гарні компоновальні можливості, самозмащуваності, умови для автоматизації [16].

До недоліків гідравлічного приводу можливо віднести:

- залежність його характеристик від в'язкості робочої рідини;
- втрати на тертя та витіки, що знижують ККД приводу та визивають

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

розігрів робочої рідини;

- жорсткі вимоги до точності виготовлення;
- вибухо- та пожежобезпека;
- розчинність повітря та проникнення вологи, які порушують роботу гідроприводу та автоматичних пристроїв;
- необхідність застосування фільтрів тонкої очистки, що значно підвищують вартість гідроприводу [16].

При правильному конструюванні та експлуатації гідроприводів відмічені недоліки можуть бути зведені до мінімуму.

Гідропривід ефективно застосовується в системах зі зворотно-поступальним рухом робочого органу, в механізмах подачі та автоматичної зміни напрямку руху.

Гідроприводи в великій кількості оснащені гідравлічною апаратурою, яка дозволяє компанувати різні системи в широкому діапазоні функціональних можливостей [20].

Якщо порівнювати гідровичислювальну техніку та електронну, то вона значно поступається по розмірам, але є нечутливою до електромагнітних полів, може працювати при порівняно вищих температурах, в об'єктах з високим рівнем вібрації, низька вартість та інші [20].

Масляним насосом називається машина, яка перетворює механічну енергію в гідравлічну. Так, наприклад насос, який в нашому випадку буде виступати в ролі головного джерела енергії мастила для роботи пристрою, це головний масляний насос, який забезпечує циркуляцію мастила у системі змащування дизеля, тип насосу – шестерний. Встановлюється він на передньому торці дизеля та приводиться у дію від нижнього колінчастого вала, продуктивністю 120000 л/год. Схема насосу знаходиться на рисунку 3.1 [19].

Витиснувачами шестерних насосів є дві однакові шестерні, ведуча та ведена, що знаходяться в зчепленні й поміщенні у корпус між двома щільно підігнаними до торцевих дисків. При обертанні шестерень у вказаному напрямку через один патрубок проходить всмоктування, а через інший подача. Рідина з

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62



Рисунок 3.1 – Схема масляного шестерного насоса

камери всмоктування переноситься у порожнину нагнітання до периферії корпусу між впадинами зубів.

Силовий гідропоршень виступає в якості органа, який буде забезпечувати зворотно поступальні рухи системи було застосовано силовий гідроциліндр подвійної дії.

Схему його конструкції зображено на рисунку 2.6.

Силовий гідропоршень складається з корпусу, в якому знаходиться поршень, який жорстко з'єднаний зі штоком, прикладають навантаження. Поршень та шток посаджені з мінімальним зазором й ущільнені за допомогою гумових кілець. Рідина, що поступає у циліндр під тиском долає силу тертя й зовнішнє навантаження, яке приложене до силового штоку.

В гідроциліндрах подвійної дії рух у дві сторони відбувається за допомогою сили тиску мастила. Плунжерні гідроциліндри прості у виготовленні, оскільки обробляється тільки поверхня під плунжер, проте відпадає необхідність у дзеркалі внутрішньої поверхні циліндра. Оскільки система працює з рухомих штоком, то циліндр було жорстко закріплено на кришці відсіку управління.

При переході системи у зворотній режим роботи, підчас подачі мастила у гідропоршень, з протилежної камери мастило відводиться назад у картер дизеля.

Також важливим фактором являється час заповнення поршневої та штокової камер, або час спрацювання системи у випадку зміни частоти обертів колінчастого вала. Даний показник можливо регулювати змінюючи прохідні отвори по яким до виконуючого органу подається мастило. Час спрацювання

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

повинен бути як найменше коротшим.

Гідравлічний підсилювач призначений для керування потоком робочої рідини. За допомогою нього забезпечується направлення потоку до потрібного виконуючого органу, а також здійснюється реверс системи. Схема конструкції гідравлічного підсилювача зображена на рисунку 3.2.

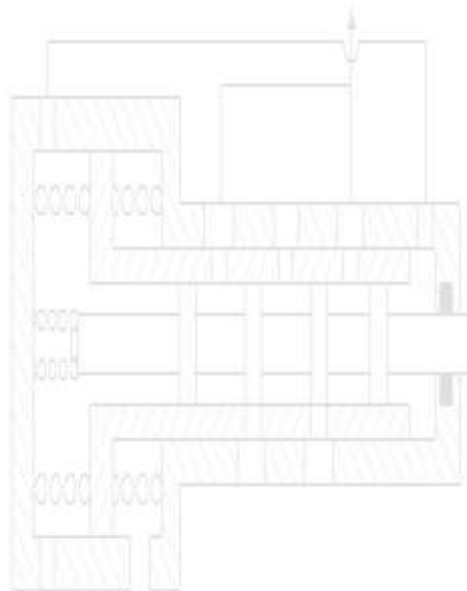


Рисунок 3.2 – Схема конструкції гідравлічного підсилювача

Робочим елементом гідравлічного підсилювача циліндричного типу є плунжер, який переміщується в осьовому напрямку в корпусі золотника, в якому виконані канали для підводу та відводу рідини. Рідина протікає через вікна живлення в корпусі та через відповідні проточки між плунжерами та гільзою дорівнюють (0,003-0,0015) мм [16].

В даному випадку нами було обрано двопозиційний гідропідсилювач, фіксація якого відбувається у двох положеннях. Він дволінійний, тобто з'єднаний з виконуючим органом, двома магістралями, з автоматичним управлінням.

Основним параметром, який характеризує гідравлічний підсилювач є покриття плунжером витратних вікон у середньому його положенні. В даному випадку розмір поршня та розміри вікон оптимізовано по показникам герметичності та величиною зони нечутливості [17].

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

3.2 Конструкція приводу шестерень розподільчого вала

Для переміщення проміжних шестерень виконавчий пристрій має тягу, яка з'єднується з гідравлічним силовим поршнем. Вона повинна забезпечувати точне без перекосів та без відхилень в осьовому напрямку переміщення шестерень. Водночас дана деталь пристрою обмежена по вазі, а також у розмірах. Тому вона при мінімальних витратах матеріалів та трудоемності повинна безперешкодно виконувати свої функції.

Для цього треба оптимізувати матеріал з якого вона буде виконана, товщину металу який для цього потрібен, її форму та форму стандартних виробів з яких її буде виготовлено, вирішити проблему з перекосами.

Як найкращий варіант, тягу треба виготовити у формі кола, адже як відомо кути є концентраторами напружень, а як наслідок початковою точкою руйнування всієї конструкції. Але дана форма не задовольняє нас з конструктивних міркувань. Як варіант її можна зробити прямокутної форми, але дана форма являється не раціональною з погляду дії перекосів. Тому було вирішено зробити даний виріб хрестоподібної форми. Два її краї мали б більшу довжину ніж два інших за конструктивними міркуваннями. З обох боків будуть встановлені пружини, які впираються у картер дизеля. Інші два боки будуть жорстко з'єднані з проміжними шестернями. Форма, яку було обрано для тяги зображено на рисунку 3.3.

Для того, щоб забезпечити рух механізму без перекосів було прийнято, зовнішній діаметр пружини 90 мм, довжина без навантаження 60 мм, лінійний розтяг 117 мм – для пружин, які встановлені під проміжними шестернями. Зовнішній діаметр 90 мм, лінійне стиснення 117 мм, довжина пружини без навантаження 177 мм, для пружин, що знаходяться між картером дизеля та тягою, яка з'єднує гідропоршень та проміжні шестерні.

В результаті дві пари пружин компенсують один одного, не створюючи зайвого навантаження, що протидіє осьовому переміщенню проміжних шестерень, водночас балансуючи дану систему передачі зусилля. Також для попередження перекосу тяги підчас роботи пристрій має направляючі, що

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65



Рисунок 3.3 – Тяга, що з'єднує виконавчий пристрій та гідравлічний підсилювач жорстко з'єднані з хрестоподібною тягою. Підчас руху вони переміщуються по втулках, які жорстко закріплені у картері дизеля.

Висновки до розділу. В даному розділі було наведено основні конструктивні характеристики пристрою, обрана форма конструкції тяги передачі зусиль від гідравлічного підсилювача до проміжних шестерень.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

4 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМІНУ ОКУПНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРИСТРОЮ АВТОМАТИЧНОГО КОРЕГУВАННЯ КУТА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ВПРИСКУ ПАЛИВА НА ДИЗЕЛЬ 10Д100

Співвідношення витрат суспільної праці на виробництво та впровадження нової техніки і отриманих від її застосування економічних результатів. Поняття нової техніки охоплює нові й модернізовані конструкції машин, механізмів і приладів, будівель і споруд, сировини, матеріалів, технологічні процеси, що перевершують за своїми технічними та економічними показниками діючі.

Витрати на виробництво нової техніки зводяться в основному до капітальних вкладень на дані цілі, а результати полягають у збільшенні обсягу продукції, її здешевлення, підвищенні якості, зростанні продуктивності праці, та підвищення ефективності виробництва. Поряд з новою, вже застосовуваною, хоча і в недостатніх масштабах, технікою існує новітня техніка, яка знаходиться на початкових стадіях виробництва та впровадження. До неї відносяться, наприклад, реактори на швидких нейтронах, комп'ютери п'ятого покоління, новітні типи роботів і інші. Новітня техніка вимагає великих капітальних вкладень на освоєння, передачу в масове виробництво, просування в сфери застосування, але може дати надалі вельми значний ефект [23].

Нова техніка вимагає менших капітальних вкладень на впровадження та удосконалення, дає обмежений за розмірами, але окуплюється в короткі терміни і швидко реалізований ефект. Економічна ефективність нової техніки визначається тими ж методами, що і ефективність капітальних вкладень, тобто шляхом зіставлення витрат на нову техніку з одержуваних від її застосування ефектом. Різниця абсолютна (загальна) і порівняльна ефективність розповсюдженої техніки. Абсолютна – вимірюється співставленням одержуваного від нової техніки ефекту (у вигляді зростання випуску продукції і зниження її собівартості або, збільшення прибутку) до витрат на її створення та впровадження.

Порівняльна ефективність застосовується для вибору оптимального з наявних варіантів нової техніки шляхом визначення термінів окупності різниці капітальних вкладень за порівнюваним варіантів за рахунок економії на поточних

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

витратах або шляхом порівняння наведених витрат за варіантами. Економічна ефективність нової техніки розраховується по всьому циклу робіт з її створення і впровадження, включаючи наукову розробку, проектування і складання кошторису, виробництво дослідного зразка і його випробування, випуск продукції і її впровадження.

Ефективність визначається максимально можливим масштабам впровадження при оптимальних умовах і фактично можливих об'ємах по п'ятиріччям та рокам. При цьому розраховується: зниження витрат на виробництво нової техніки порівняно з еквівалентною за потужністю старої; приріст випуску продукції внаслідок застосування нової техніки; приріст прибутку у виробника і споживача за рахунок збільшення обсягу продукції, зниження собівартості і зміни цін. Перехід на виготовлення нової продукції пов'язаний з додатковими витратами виробника на її освоєння, що в перший час може привести до скорочення прибутку або збитків. Додаткові витрати по застосуванню нової техніки можуть виникати і у споживачів.

Вони компенсуються за рахунок підвищення прибутку в міру збільшення обсягу виробництва і зниження собівартості продукції. На період освоєння зростання витрат і збитки можуть бути покриті банківськими позиками. Ціна на нову техніку повинна бути встановлена на такому рівні, щоб забезпечити зацікавленість виробників у випуску, а споживачів - в застосуванні нової техніки. Використання нової техніки крім поліпшення госпрозрахункових показників призводить до вивільнення робочих, полегшення і оздоровлення умов праці, зниженню витрати матеріалів, в тому числі дефіцитних, підвищення якості та надійності виробів.

Планова економічна ефективність нової техніки визначається за плановими даними про обсяг продукції, собівартості, окупності капітальних вкладень на пристрій, що розробляється, фактична ефективність може відрізнятись від планової при зміні масштабів виробництва, цін матеріалів, створенні нових виробничих площ, фактична ефективність зіставляється з плановою, а також з показниками, розрахованими, виходячи з незмінності технічної бази та обсягу виробництва [23].

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Розрахунок економічної ефективності застосування нової техніки проводиться відповідно до Методичних вказівок з визначення економічної ефективності нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій на залізничному транспорті.

До нової техніки в локомотивному господарстві відносяться: вдосконалені і нові зразки тягових засобів і устаткування, застосовуваного на ремонті і технічному обслуговуванні ТРС; засоби механізації та автоматизації виробничих процесів на ремонті, екіпіровці, експлуатації локомотивів; вдосконалення технологічних процесів.

Рішення про доцільність впровадження нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій приймається на основі розрахунку економічного ефекту. Річний ефект являє собою загальну суму економії живої праці, матеріалів і капітальних вкладень. Величина річного економічного ефекту визначається як різниця приведених затрат до та після впровадження пристрою автоматичного корегування кута випередження впрыску палива.

Для того, щоб визначити термін окупності впровадження пристрою автоматичного корегування кута випередження впрыску палива треба:

$$T = \frac{K}{Z_1 - Z_2}, \quad (4.1)$$

де K – витрати на виплату робітникам заробітної плати та кошти витрачені на матеріали для виготовлення пристрою, грн;

Z_1, Z_2 – вартість палива витраченого дизелем за рік до та після встановлення на нього пристрою, що розробляється.

Для того, щоб знайти коефіцієнт економічної ефективності:

$$E_k = \frac{1}{T}. \quad (4.2)$$

Витрати на впровадження складаються з витрат на виплату заробітної плати працівникам заводу таблиця 4.2, та з витрат на виготовлення самого пристрою. Ці

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

дані відображено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Кількість та вартість використаних матеріалів

Матеріал	Кільк. вик. матеріалу, од. натур. величини	Варт. мат., грн/од. натур. величини	Повна вартість, грн	Амортизаційні відрахування, грн	Всього затрачено, грн
Швелер	2	250	500	50	550
Пружина	4	150	600	60	660
Гідравлічний підсилювач	1	3000	3000	300	3300
Силовий гідро поршень	1	800	800	80	880
Інше	-	1000	1000	100	1100
Всього	-	-	5900	590	6490

При розрахунках річної заробітної плати було враховано доплата за роботу у вечірній час вона складає 20% від тарифної ставки, доплати за роботу у нічний час вона складає 40% від тарифної ставки. Також було враховано виплату премій у розмірі 40% від річної тарифної ставки, та доплату у розмірі 3% за наробіток років [23].

Було враховано ту кількість людей та вид їхньої професії, які присутні при проведенні капітального ремонту (КР-2). Тобто комплексні бригади, це бригади, що організовані на дільницях поточного ремонту та обслуговування локомотивів. В склад комплексної бригади входять слюсарі третього розряду, яким дозволено демонтувати та розібрати пристрій після його обмивки, слюсарі четвертого розрядів, що виконують ремонт механічного обладнання, слюсар шостого безпосередньо має керівництво над слюсарями, спостерігаючи за процесом

ремонту та встановлюючи подальший порядок дій, для ремонту. Також бригадир та майстер останній безпосередньо зв'язаний керівництвом та через бригадира на дає програму ремонту на поточний день.

При складенні таблиці 4.1 було враховано вартість матеріалу з якого будуть зроблені частини пристрою та самих частин, які потрібні для нормальної роботи даного пристрою.

КР-2 – відновлення експлуатаційних характеристик, справності і сповненого ресурсу (терміну служби) всіх агрегатів, складальних одиниць і деталей, включаючи базові, повну заміну дротів і кабелів, і навіть модернізації, проводиться на тепловозоремонтних заводах.

В цілях підвищення якості ремонту та технічного стану ремонту введено порядок закріплення за комплексною бригадою конкретного локомотива. Який вона буде постійно обслуговувати.

Виконуючи КР-2 бригади працюють в одну зміну та мають дев'яти годинний робочий день.

Умови безвідмовної роботи будуть виконуватися, таким чином не підвищуючи терміну окупності пристрою, коли під час ремонту буде присутня висока якість робіт, що виконуються у встановлені норми, при наявності на заводі потрібного високоякісного обладнання, присутність на заводі сучасних технологічних матеріалів, що своєчасно прибувають на завод. Сітьові нормативи обов'язково потрібні для впровадження на всіх, також і в нашому випадку. В тому випадку кили комплексна бригада не буде виконувати об'єм робіт встановлений на поточний день або тиждень, або місяць. То термін окупності буде збільшуватися прямо пропорційно разом зі збільшенням часу простою локомотива у ремонті. При цьому враховується зниження трудоемності за рахунок покращення технологічного процесу, покращення та нормування праці [23].

Від якості планово попереджувальних ремонтів та обслуговування залежить надійність експлуатації локомотива та тривалість терміну окупності впровадження пристрою.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрата коштів на заробітну плату робітникам на рік вперед враховується по причині виходу зі строю пристрою підчас експлуатації, та необхідність обслуговування його у цих випадках. Додаткові витрати праці, запасних частин та матеріалів вважаються невиробничими витратами заводу та підвищують собівартість технічного обслуговування.

Додаткові витрати можливо знайти за формулою :

$$Z_{дон} = Z_{год} \cdot Ч, \quad (4.3)$$

де $Z_{год}$ – витрати на виплату робітникам заробітної плати та кошти витрачені на технологічні матеріали, грн;

$Ч$ – час на протязі якого локомотив знаходився у простої, год.

Також для зниження терміну окупності серед заходів по покращенню якості ремонту та швидкості його виконання мають велике значення методи технічного діагностування. Для того щоб спрогнозувати та розрахувати можливу поведінку локомотива в умовах експлуатації, потрібно проводити випробування, лабораторний спектральний аналіз маси палива, електроліту та охолоджуючої рідини. У результаті діагностування локомотива встановлюється стан, який об'єкт має на даний момент. Але технічне діагностування потребує додаткових витрат [23].

Для контролю робіт від яких залежить якість ремонту локомотива, потрібен комплекс робіт організаційного, технічного, економічного характеру. Комплексна система управління якістю в тепловозоремонтних заводах передбачає: покращення стану локомотивного парку, підвищення колективної та персональної відповідальності за якість експлуатаційної роботи та ремонтів локомотивів, підвищення строку служби та підвищення надійності роботи вузлів, обладнання та покращення культури виробництва.

У процесі роботи за тривалий період експлуатації вузли та механізми поступово зношуються і старіють. Змінюється їх технічний стан , продуктивність, надійність та інше.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Найбільш помітний фізичний знос, в результаті дії сил тертя, впливу навколишнього середовища, а також тривалого терміну роботи, старіють навіть недіючі вузли. Старіючи фізично, деталі втрачають частину своєї вартості, рівну тій величині, яка перейшла на вартість виробничої продукції у звітний період (рік). Крім фізичного старіння основні засоби схильні і моральному старінню (зносу).

Моральне старіння основних фондів може відбуватися з двох причин. Першою причиною стає зниження вартості нових застосовуваних основних фондів, які надходять на заміну раніше встановлених, таких же за технічними параметрами, як і нові. Вартість нових машин виявляється нижче вартості таких же старих. Отже, старі деталі та механізми стають небажаними, бо морально застаріли із-за них доводиться розраховуватися за старою, високою ціною. Таке явище, як зменшення вартості машин та устаткування внаслідок здешевлення їх відтворення, виникає за рахунок більш досконалої техніки і технології, впровадження нового високопродуктивного обладнання та інших досягнень сучасності.

Амортизаційні витрати на ремонт на рік можливо знайти за формулою (4.4), дане значення складає приблизно біля 10% вартості ремонту однієї рухомої одиниці [23]. Даний розрахунок відображено в таблиці 4.1.

$$A = Z_{рем} \cdot B, \quad (4.4)$$

де $Z_{рем}$ – витрати на ремонт пристрою, що розробляється, грн;

B – відсоток витрат на фізичне та моральне старіння пристрою автоматичного корегування кута випередження впрыску палива, відносна величина; $B=10\%$.

Взявши значення річної витрати палива до встановлення пристрою, який розробляється 1036 т палива та після його встановлення 1023 т палива, то значення економічного ефекту становить біля 170000 тис грн. Значення

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

собівартості впровадження пристрою з таблиці 4.1, можливо розрахувати термін окупності впровадження пристрою за формулою (4.1):

$$T = \frac{6490 + 527237}{13571600 - 13401600} = 3,14 \text{ років} = 3 \text{ роки } 2 \text{ місяці.}$$

Для того, щоб знайти коефіцієнт економічної ефективності скористаємося формулою (4.2):

$$E_k = \frac{1}{3,14} = 0,32.$$

Після визначення останнього показника можливо сказати, що впровадження пристрою автоматичного корегування кута випередження вприску палива цілком доцільне з економічної сторони.

Висновки до розділу. У ході написання даного розділу було розраховано термін окупності впровадження пристрою автоматичного корегування кута випередження вприску палива. Підчас розрахунку були враховані основні витрати на впровадження пристрою які складаються з собівартості матеріалу для виготовлення амортизаційних розходів на ремонт, витрат на річну заробітну плату, при розрахунку якої було враховано доплату за роботу у вечірній, нічний час, доплати у вигляді премій та процентів за вислугу років. Але було багато чого не враховано, тому можливо сказати що термін окупності був порахований з похибкою $\pm 5\%$, його значення склало 3 роки 2 місяці. Коефіцієнт економічної ефективності склав 0,32, значення якого підтверджує ефективність впровадження пристрою автоматичного корегування кута випередження вприску палива.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В процесі розробки даної магістерської роботи було огляд літературних джерел, проведено їх аналіз, який показав, що дане питання досить актуальне на залізничному транспорті.

При визначенні актуальності питання удосконалення паливної системи ми виконали огляд показників та параметрів, які впливають на паливну економічність дизеля, проаналізували питання поліпшення паливної економічності за рахунок регулювання кута випередження вприску палива, розглянули альтернативні рішення з поліпшення паливної економічності за рахунок регулювання кута випередження вприску палива й варіанти схем конструкції пристрою автоматичного корегування кута випередження вприску палива, в яких описали спосіб передачі зв'язку від функціонального елемента до приводу паливних насосів.

Під час розрахунку основних параметрів дизеля ми використали методику експериментального дослідження по визначенню потужності приводу насосів високого тиску для отримання зусилля для реалізації апаратної частини, а саме силового розрахунку приводного механізму, гідравлічного приводу.

При проектуванні пристрою автоматичного корегування вприску палива було розглянуто схематичне розташування елементів модернізованого приводу паливних насосів, також розроблено методику алгоритму функціонування пристрою, обрали шестерні, які будуть рухатися в осьовому напрямку.

Визначення економічного ефекту від впровадження пристрою автоматичного корегування кута випередження вприску палива на дизель 10Д100 виконали на підставі прогнозованого зменшення витрати палива.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 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.
- 2 Аксенов И. М. Повышение конкурентоспособности железнодорожного транспорта //Залізничний транспорт України. – 2001. – №2. – С. 15-17.
- 3 Правила технічної експлуатації залізниць України. – К. Мініст. тр-ту Укр., 2003. – 104 с.
- 4 Боднар Б. Є., Нечаев Є. Г., Бобир Д. В. 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.
- 5 Никитин Е.А. Дизели типа Д49: пути снижения повреждаемости деталей. //Локомотив. – 2000. – №10. – С. 28-31.
- 6 Трактори та автомобілі: навч. посібник /за ред. проф. А. Т. Лебедева. – К.: Вища освіта, 2004. – 336 с.
- 7 Милаева И. И. Сравнительная характеристика конструкции зарубежных двигателей при эксплуатации /И. И. Милаева //Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – №11. – С. 250-255.
- 8 Милаева И. И. Сравнение преимуществ и недостатков бензиновых и дизельных двигателей /И. И. Милаева //Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2016. – №16. – С. 186-191.
- 9 Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки /В. Б. Струтинський. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
- 10 Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки /А. І. Панченко //Техніка АПК. – 2006. – С. 11-13.
- 11 О выборе параметров поршневого двигателя, работающего в составе гибридной энергоустановки автомобиля /А.Н. Туренко, В.А. Богомолов,

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

- Ф.И. Абрамчук, А.И. Харченко, А.И. Шилов //Автомобильный транспорт. – 2008. – №22. – С. 7-13.
- 12 Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови: навч. посіб. /Ю.Ф. Гутаревич та ін. К.: НТУ, 2015. – 244 с.
- 13 Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є. Автомобільні двигуни: підручник. – К.: Арістей, 2006. – 476 с.
- 14 Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания /Е.В. Белоусов. – Херсон: ОАО ХГТ, 2006. – 451 с.
- 15 Белоусов Е.В. Усовершенствование слоевого метода сжигания твердых топлив в двигателях внутреннего сгорания /Е.В. Белоусов, Б.Г. Тимошевский, Т.П. Белоусова //Зб. наук. праць УДМУ. – 2001 – №6 (378). – С. 68-77.
- 16 Белоусов Е.В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС /Е.В. Белоусов //Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №1. – С. 72-78.
- 17 Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: монографія /І.В. Парсаданов. – Х.: Центр НТУ «ХП», 2003. – 244 с.
- 18 Сучасні способи підвищення екологічної безпеки експлуатації енергетичних установок: монографія /С.О. Вамболь, О.П. Строков, В.В. Вамболь, О.М. Кондратенко. – Х.: Стиль-Издат, 2015. – 212 с.
- 19 Долганов К.Є. Система живлення для переобладнання дизеля в газовий двигун /К.Є. Долганов, А.А. Лісовал, О.І. П'ятничко, Ю.П. Майфет. //Вісник НТУ-ТАУ. – 2002. – №7. – С. 295-299.
- 20 Врублевский А.Н. Определение цикловой подачи газового топлива с электронным управлением топливопливоподачи /А.Н. Врублевский, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский, А.П. Кузьменко, С.О. Подлящук //Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – №2. – С. 33-37.
- 21 Мигаль В.Д. Техническая диагностика двигателей. Практические основы

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

діагностирования / В.Д. Мигаль. – Харьков: Майдан, 2014. – 444 с.

22 Левченко Д. В. Усреднення індикаторних діаграм ДВЗ, знятих сучасними цифровими системами реєстрації /Д.В. Левченко //Автомобильный транспорт. – 2017. – №41. – С. 71-76.

23 Фінансово – економічний аналіз діяльності підприємств: Навч. посіб. /М.Я. Коробов – К.: Т-во Знання, 2000. – 378 с.

					0032.226326.000.03MP.ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		