

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “*Транспортна інженерія*”

Кафедра “*Локомотиви*”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав. кафедрою _____ Борис БОДНАР

“ _____ ” _____ 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: “**Розробка заходів з підвищення надійності циліндро-поршневої групи дизеля Д49**”

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

Виконав: студент групи *ЛГ2221*

_____ Ігор ВОСЬМЕРИК

Керівник _____ Дмитро КИСЛИЙ

Нормоконтролер _____ Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент _____

Дніпро, 2024

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: "Розробка заходів з підвищення надійності циліндро-поршневої групи дизеля Д49"

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

Виконав: студент групи ЛГ2221

_____ Ігор Ігор ВОСЬМЕРИК
Керівник _____ Дмитро КИСЛИЙ
Нормоконтролер _____ Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент _____

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: “**Development of measures to increase the reliability of the
D49 diesel cylinder-piston group**”

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

Done by the student of the group *LG2221*:

Ihor VOSMERYK

Scientific Supervisor: Dmytro KYSLYI

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2024

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: *«Транспортна інженерія»*

Кафедра: *«Локомотиви»*

Рівень вищої освіти: *другий (магістерський)*

Освітня програма: *«Локомотиви та локомотивне господарство»*

Спеціальність: *273 «Залізничний транспорт»*

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. Кафедрою _____ Борис БОДНАР

« ____ » _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу магістра

студенту групи ЛГ2221

Восмерика Ігора Миколайовича

1. Тема кваліфікаційної роботи: Розробка заходів з підвищення надійності циліндро-поршневої групи дизеля Д49
Керівник роботи: Кислий Дмитро Миколайович, к.т.н.
Затверджена наказом по університету від «17» січня 2023 р. №31ст
2. Строк подання студентом роботи: «12» січня 2024 р.
3. Вихідні дані до роботи: кількість об'єктів спостереження при дослідженні надійності – 12 дизелів; діапазон дослідження надійності – 200 тис км.
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):
 - 4.1 Конструктивні особливості, основні несправності та способи діагностування циліндро-поршневої групи дизеля
 - 4.2 Аналіз показників експлуатаційної надійності циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49
 - 4.3 Аналіз теплового та напруженого стану елементів циліндро-поршневої групи
 - 4.4 Розробка рекомендацій з підвищення надійності елементів циліндро-поршневої групи
 - 4.5 Розрахунок економічної ефективності при впровадженні технологічного устаткування

5. Перелік графічного матеріалу:

- 5.1 Будова поршня дизеля типу Д49
- 5.2 Аналіз статистичних даних про надійність циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49 з визначенням основних характеристик та закону розподілу напрацювання
- 5.3 Кількісні характеристики надійності циліндро-поршневої групи за статистичними даними про відмови
- 5.4 Показники та методи дослідження теплового стану поршнів
- 5.5 Аналіз та дослідження напруженого стану поршнів та гільз
- 5.6 Пропозиції з підвищення надійності елементів циліндро-поршневої групи
- 5.7 Технологічне обладнання та устаткування для надійності елементів циліндро-поршневої групи

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Обсяг розділу, %
1	Конструктивні особливості, основні несправності та способи діагностування циліндро-поршневої групи дизеля	28.11.2023	20
2	Аналіз показників експлуатаційної надійності циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49	28.11.2023	20
3	Аналіз теплового та напруженого стану елементів циліндро-поршневої групи	19.12.2023	20
4	Розробка рекомендацій з підвищення надійності елементів циліндро-поршневої групи	19.12.2023	20
5	Розрахунок економічної ефективності при впровадженні технологічного устаткування	09.01.2024	20
6	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	12.01.2024	
7	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	22.01.2024	

Студент _____ Ігор ВОСЬМЕРИК

Керівник роботи _____ Дмитро КИСЛИЙ

РЕФЕРАТ

Магістерська дипломна робота на тему «Розробка заходів з підвищення надійності циліндро-поршневої групи дизеля Д49» загальним обсягом 6 креслень та 82 аркуші розрахунково-пояснювальної записки, яка складається з 5 розділів. Проект містить 29 ілюстрацій, 8 таблиць та список літературних джерел з 17 найменувань.

Об'єктом дослідження в магістерській дипломній роботі виступає циліндро-поршнева група, а метою – розробка заходів з підвищення її надійності. Предмет дослідження – механічні, динамічні, та термічні процеси циліндро-поршневої групи.

При вирішенні поставлених задач дослідження ми розглянули конструктивні особливості циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49. Визначення основних несправностей циліндро-поршневої групи вказало основні напрями для підвищення експлуатаційної надійності, а огляд існуючої технології відновлення елементів циліндро-поршневої групи дав змогу визначити напрями для досягнення поставленої мети в ремонтному виробництві. Огляд методів діагностування та способів оцінки стану деталей циліндро-поршневої групи дизеля в експлуатації дозволив виявити невирішені питання в комплексному підході підвищення надійності циліндро-поршневої групи.

Проведений аналіз показників експлуатаційної надійності циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49, а саме первинний аналіз статистичних даних про надійність циліндро-поршневої групи дизеля вказав, що прогнозування безвідмовної роботи циліндро-поршневої групи узагальнено надає досить велику похибку.

При розробці рекомендацій з підвищення надійності елементів циліндро-поршневої групи ми навели варіанти модернізації поршня дизеля типу Д49, вказали методика усунення нагару, надали пропозиції зниження термічних напружень в поршнях й запропонували технологічне обладнання для нанесення керамічного покриття головок поршнів.

Ключовими словами в магістерській дипломній роботі є: надійність, циліндр, поршень, дизель, відновлення, діагностування, модернізація, напруження, технологія.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ, ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ ТА СПОСОБИ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРО- ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЯ	8
1.1 Конструктивні особливості циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49	8
1.2 Основні несправності циліндро-поршневої групи	9
1.3 Відновлення елементів циліндро-поршневої групи дизеля	16
1.4 Діагностування та способи оцінки стану деталей циліндро-поршневої групи дизеля в експлуатації	17
2 АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЯ ТИПУ Д49	20
2.1 Первинний аналіз статистичних даних про надійність циліндро- поршневої групи дизеля типу Д49 з визначенням основних характеристик та закону розподілу напрацювання	20
2.2 Визначення кількісних характеристик надійності циліндро- поршневої групи за статистичними даними про відмови	28
3 АНАЛІЗ ТЕПЛООВОГО ТА НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ	33
3.1 Основні показники та методи дослідження теплового стану поршнів	33
3.2 Огляд варіантів зниження температури елементів циліндро- поршневої групи	40
3.3 Аналіз та дослідження напруженого стану поршнів та гільз	47

					<i>0032.220257.000.03MP.ПЗ</i>							
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>								
<i>Розроб.</i>	<i>Васмерик</i>				<i>Розробка заходів з підвищення надійності циліндро-поршневої групи дизеля Д49</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>		
<i>Перевір.</i>	<i>Кислий</i>								5	82		
<i>Реценз.</i>								<i>УДУНТ, гр. ЛГ2221</i>				
<i>Н. Контр.</i>	<i>Колодій</i>											
<i>Затверд.</i>	<i>Боднар</i>											

ВСТУП

Проблема підвищення надійності технологічного устаткування є актуальною, оскільки це дозволяє підвищити продуктивність обладнання та збільшити навантаження, які впливають на нього. Втрати через недостатність надійності обладнання досить великі. Важливого значення підвищення експлуатаційної надійності та довговічності набуває для рухомого складу залізниць, де у ремонтній службі зайнято близько 30% усіх робітників, а вартість технологічного устаткування сягає 40% загальної вартості основних фондів.

Проблема надійності має вирішуватися на всіх етапах створення та експлуатації рухомого складу. При виготовленні надійність залежатиме від якості обробки та складання деталей. Щодо елементів двигунів внутрішнього згорання, то їх надійність залежить від стану та фізико-механічних властивостей поверхневих шарів деталей, де зароджуються процеси зношування та втомного руйнування. В даний час розроблені методи, які дозволяють змінювати будову та властивості поверхневих шарів деталей, зокрема, поверхнєве зміцнення, відновлення зношених деталей наплавленням або напиленням матеріалів з необхідними властивостями. Використання зносостійких матеріалів та сплавів підвищує термін служби деталей у 1,5-3 рази.

Показники якості рухомого складу при виготовленні визначають також її експлуатаційні властивості – зносостійкість, втомну міцність, корозійну стійкість та ін.

Основні рішення щодо забезпечення високої надійності рухомого складу, визначені на стадії його проектування або виготовлення, позначаються на його експлуатаційних та економічних показниках, які нерідко пов'язані між собою зворотною залежністю. Тому необхідно виявляти зв'язки між показниками надійності та можливостями їх підвищення на кожному етапі проектування, виготовлення та експлуатації тягового рухомого складу.

Спочатку надійність закладається під час проектування рухомого складу. Вона залежить від конструкції вузлів і деталей, матеріалів, методів захисту від шкідливих впливів, ремонтпридатності та інших факторів. Для забезпечення

оптимальної надійності та довговічності обладнання, конструктор зобов'язаний на стадії проектування передбачати певний рівень, який повинен гарантувати роботу обладнання протягом заданого відрізка часу в певних умовах експлуатації за мінімальних витрат на виготовлення та експлуатацію.

При виготовленні майбутня надійність у роботі залежить від якості виготовлення деталей та складальних одиниць, методів контролю, методів випробування та інших особливостей технологічного процесу.

Під час експлуатації надійність реалізується. Показники безвідмовності та тривалості роботи залежать від методів та умов експлуатації, від прийнятої системи ремонту, методів технічного обслуговування, режимів роботи та інших експлуатаційних факторів.

Таким чином проблема надійності тягового рухомого складу є комплексною, оскільки охоплює витрати у сферах створення та експлуатації машин.

У даній роботі розглядається циліндро-поршнева група дизеля типу Д49, особливості її конструкції, варіанти модернізації, а також основні несправності й методи їх усунення для підвищення надійності роботи дизеля, який в свою чергу підвищує надійність тепловоза в цілому.

1 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ, ОСНОВНІ НЕСПРАВНОСТІ ТА СПОСОБИ ДІАГНОСТУВАННЯ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЯ

1.1 Конструктивні особливості циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49

Поршень – один з основних і високонавантажених вузлів дизеля. Працездатність поршня сумісно з кришкою циліндра і шатунними вкладишами визначає ресурс дизеля до ремонту, пов'язаного з розбиранням дизеля. На всіх дизелях типа Д49 застосований поршень складової конструкції і відносно малої маси, що створює помірні інерційні навантаження на деталі шатунно-кривошипного механізму. Головка поршня відштампована з жароміцної сталі, для зниження температури охолоджується маслом відповідно до рис. 1.1.

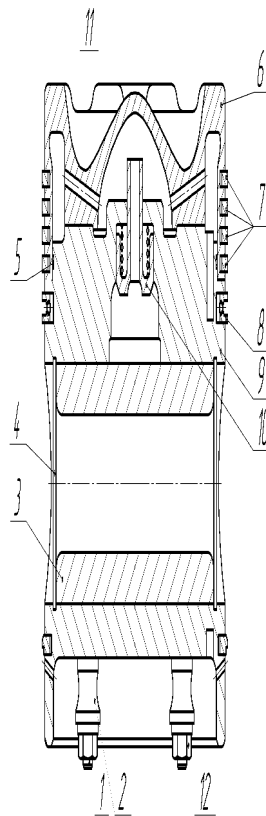


Рисунок 1.1 – Будова поршня дизеля типу Д49:

1 – шпилька; 2 – втулки; 3 – палець; 4 – стопорне кільце; кільце 5 – ущільнювача; 6 – головка; 7 – кільця компресійні; 8,9 – кільця маслосборні; 10 – масляна форсунка; 11 – пружина

Поршень дизеля сприймає сили тиску газів в циліндрі і передає їх на шатун, герметизує об'єм циліндра, що змінюється при його русі. Надійна робота поршневої групи залежить від забезпечення ефективних способів відведення тепла від днища поршня і створення сприятливих умов для роботи поршневих кілець. Через поршень може відводитися 4-7% тепла, що вводиться з паливом в циліндр двигуна [1].

1.2 Основні несправності циліндро-поршневої групи

Необхідність постановки тепловоза в ремонт для дострокової заміни втулок циліндрів виникає при наступних їх несправностях: задир внутрішньої робочої поверхні, що приводить часто до заклинювання поршня й інших тяжких наслідків (обрив поршня або шатуна, руйнування втулки циліндра, пошкодження колінчастого валу, блоку і кришки циліндра).

Основними причинами утворення задири втулки циліндра і поршня є [2]:

- порушення режиму роботи дизеля (різке навантаження непрогрітого дизеля, перегріву і різке охолодження втулок);
- недостатня кількість мастила;
- попадання води або абразивних часток на поверхні, що труться;
- порушення технології ремонту і складання шатунно-поршневої групи (відсутність полуди на поршні, перекося в з'єднанні поршня з шатуном, неправильне затягування шпильок кріплення вставки поршня, малий зазор між поршнем і втулкою і ін.);
- деформації втулки циліндра від зміни температури по довжині;
- пробій газів по мідному ущільнювальному кільцю між втулкою циліндра та кришкою, а також при виникненні тріщин у верхньому бурті втулки від різьбових отворів під шпильки чи водоперепускних отворів.

Пробій газів частіше відбувається в зимовий час, оскільки при низькій температурі підвищується щільність повітря і максимальний тиск згорання збільшується на 15-20%; течі охолоджувальної води з системи охолодження

Щоб уникнути похибок, виміри до обробки і після неї проводять одним і тим же інструментом.

Під час експлуатації в поршнів зношується частина (спідниця) направляючої і струмки, а в кілець, окрім зношення, можливий злам, пригорання і втрата пружності. Зношення кілець відбувається переважно в замках. Для поршнів дизеля типу Д49 характерним є зношення, задир, прогар днища, а також поява тріщин в струмках і бонках поршнів і їх вставок. У шатунів спостерігається збільшення зазору між пальцем і втулкою верхньої голівки шатуна, деформація голівок, зношення різьбового з'єднання шатунових болтів.

У поршнів можливі тріщини і відкладення нагару на поверхні, які охолоджується маслом.

Термічні тріщини та прогари голівок поршнів виникають через перегрів днища поршня. У ньому виникають високі термічні напруження. Головною причиною виникнення цієї несправності є погане охолодження голівки поршня внаслідок неякісного очищення внутрішнього боку днища поршня від нагару на поточних ремонтах ПР-2 і ПР-3, використання неякісного масла з низькими антинагарними властивостями, недостатнє надходження масла на охолодження поршня при завищених зазорах «на масло» у корінних і шатунних підшипниках колінчастого вала, неправильне регулювання паливної апаратури та шатунно-поршневої групи.

Закоксування поршневих кілець з частковою чи повною втратою їх рухливості пояснюється застосуванням неякісного масла, неправильним регулюванням паливної апаратури та її несправністю (підтікання форсунок, погане розпилювання палива), недостатчею повітря нагнітання при несправності агрегатів нагнітання. Підвищене зношення поршневих кілець відбувається через низьку якість матеріалу кілець, неправильну їх термообробку та зміцнення, погану фільтрацію повітря, що забирається ззовні.

Співвідношення витрат на експлуатацію локомотива за його життєвий цикл представлений на рис. 1.2 [4].

Звернувшись до діаграми, ми бачимо, що по витратах ремонт співставний з

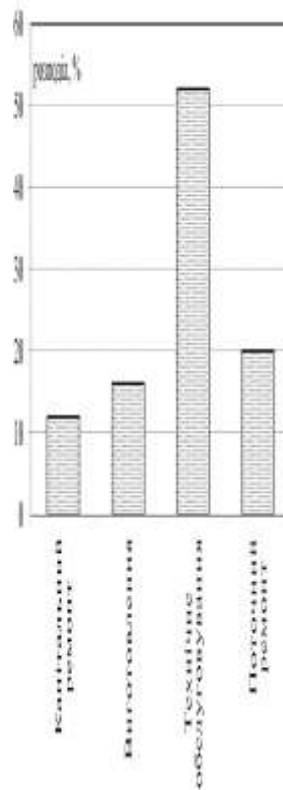


Рисунок 1.2 – Відсоткове співвідношення витрат на експлуатацію локомотивів виготовленням нового механізму (не випадково в багатьох випадках ремонту віддають перевагу блоковій заміні).

Якщо ж урахувати, що значна частина технічного обслуговування спрямована на боротьбу з тертям (зміна змащення, регулювання вузлів тертя і т. ін.), стає зрозуміло, що саме тертю й викликаному ним зношуванню ми зобов'язані більшою частиною пов'язаних з технікою витрат. Це показано в табл. 1.1.

Очевидно, що протистояти зношуванню, підвищуючи механічні властивості поверхонь тертя, можна тільки в певних межах, оскільки із двох взаємодіючих поверхонь одні завжди виявиться менш стійкою і, отже, буде зношуватися. Найефективнішим є розділення тертьових поверхонь за допомогою змащення, однак, незважаючи на очевидні досягнення в цій області, повністю виключити взаємодію тертьових поверхонь (і їхнє зношування) вдається тільки в окремих випадках, та й то потрібно, як правило, застосування складних додаткових пристроїв. Особливі проблеми тут виникають при нестабільних режимах роботи механізмів, таких, як запуск, зупинка, перегрів, переохолодження

Таблиця 1.1 – Несправності циліндро-поршневої групи дизеля

Несправність ЦПГ	Причина виникнення	Метод та спосіб виявлення	Спосіб усунення
Термічні тріщини поршня	Перегрів днища поршня	Візуально, УЗД, магнітопорошкова дефектоскопія	Заміна
Прогар головки поршня	Перегрів днища поршня	Візуально	Заміна
Тріщини в бонках і по поясах головки поршня	Виникнення квалитратів напружень у притисках	УЗД, магнітопорошкова дефектоскопія	Заміна
Тріщини у вставці поршня	Фізична втома металу	УЗД, магнітопорошкова дефектоскопія	Заміна
Знос поясків поршня під компресійні кільця	Природне фізичне зношення	Шаблон, цуп	Підбір кільць під висоту пояска
Послаблення посадок втулки під поршневої пальця	Вібрації, великі навантаження	Щуп, на дотик	Відновлення осадкового місця методом наплавки
Злам, пригорання і знос поршневих кільць	Запалання кільць, застоювання неясного масла	Візуально	Заміна
Деформація головки поршня	Потрапляння механічних домішок чи води у палець	Візуально	Заміна поршня
Знос чи відшарування подуш з збій поршня	Потрапляння крихливості, потрапляння води у палець	Візуально	Відновлення подуш
Знос і викривлення втулки головки відносно шатуну з поршнем	Фізичне зношення та неоднорідність металу	Візуально	Відновлення втулки методом наплавки з наступним розточуванням
Пошир задрів на дзеркалі гільзи циліндра	Фізичне зношення та неоднорідність металу	Візуально	Шліфування та пасивація
Скоч пасадкового пояса циліндрової гільзи	Фізичне зношення та неоднорідність металу	Візуально	Заміна гільзи циліндра
Знос внутрішньої робочої поверхні циліндрової втулки	Втома металу	Нутромір, візуально	Шліфування та пасивація
Повищення ущільнення втулки в бочці дизеля	Втома металу	Опресуванням повітрям та водою	Заміна ущільнень
Тріщини циліндрової гільзи	Деформація металу	УЗД, магнітопорошкова дефектоскопія	Заміна гільзи

і т. ін., коли змінюються властивості змашення або не забезпечується його оптимальний розподіл у зоні тертя. Крім того, при зношуванні поверхонь умови змащування значно погіршуються, що, у свою чергу, додатково збільшує

зношування.

Дизелі 1А-5Д49 тепловозів 2ТЕ116 мають високу пошкоджуваність і змінюваність деталей. Основні види пошкоджень розподіляються у відсотках таким чином [4]:

- тріщини в кришках циліндрів – 6,1%;
- прогари, злами і вигини клапанів – 33%;
- пробій газів по газовому стику між кришкою циліндра і гільзою – 26,6%;
- теча води по гумових ущільненнях сорочок і гільз втулок циліндрів – 29,6%;
- задири і руйнування поршнів – 4,7%.

Слід зазначити, що для працівників депо і ремонтних заводів важливі дані про змінюваність деталей на непланових і планових ремонтах, а також про пробіги тепловозів до планових розбирань дизелів.

Треба відзначити, що кращі зразки зарубіжних тепловозів мають значно вищі пробіги локомотивів до розбирання дизелів. Так, двотактні дизелі тепловозів фірми “General Motors” моделей 645 і 710 мають пробіги до розбирання 1200 тис км.

Не дивлячись на високу вартість основних деталей дизелів типу Д49 (кришок циліндрів; втулок циліндрів; поршнів) їх необхідна надійність не забезпечується, тобто не виконується встановлені терміни служби відповідно до технічних умовна поставку цих дизелів.

Терміни служби кришок циліндрів повинні бути рівні терміну служби самих дизелів, тобто 20-ти рокам, або 3,6 млн км. пробігу тепловоза. Фактичні ж терміни служби кришок складають 800 тис. км.

Середня змінюваність кришок на капітальному ремонті приблизно складає 10 од. на дизель, або 62,5%. На дизель типе Д49 допускається змінюваність тільки 15 % кришок, або 24 кришки за весь термін служби дизеля [4].

По технічним вказівкам терміни служби поршнів і втулок циліндрів повинні бути рівні терміну служби дизеля до капітального ремонту

(1200 тис км). Фактично ж середні терміни їх служби знаходиться в межах 600-800 тис км [2].

Особливо висока пошкоджуваність кришок і втулок циліндрів була на дизелях 2TE121. Так, за даними депо, на 30-ти дизелях приблизно за 2 роки експлуатації було змінено 78 кришок циліндрів, тобто в середньому 2,6 кришки на один дизель. На деяких дизелях в перебігу цього періоду одночасно змінювалося до восьми кришок. По 3 кришки циліндра були замінені на трьох тепловозах при їх пробігах менше 100 тис км. Всього за цей період було замінено 20 кришок при пробігу від виготовлення дизелів менше 200 тис км [4].

Через тріщини були встановлені випадки змінюваності одночасно до двох втулок циліндрів на дизелі. Через задири були випадки заміни одночасно до чотирьох гільз (втулок) циліндрів.

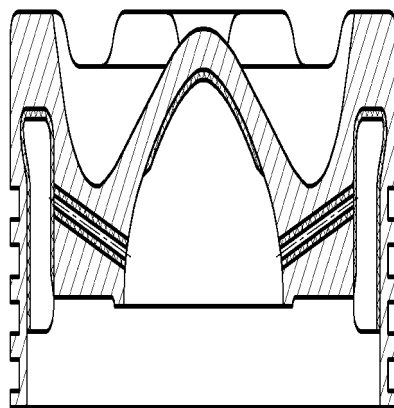
Експлуатаційні спостереження показують, що поршні дизелів типа Д49, що мають складну конструкцію, володіють цілим рядом серйозних недоліків в порівнянні з суцільнолитими поршнями, використовуваними на вітчизняних і зарубіжних дизелях.

В поршнях дизелів типа Д49 спостерігається значні відкладення нагару в їх головках (рис. 1.3) [5].

З рис. 1.3 видно, що нагар в значних кількостях відкладається в центрі головки і по її краю, перекриваючи майже повністю отвори для перетікання масла з центральної частини в край головки (для перетікання масла в головці є 12 отворів діаметром 5 мм).

Огляд поршнів показав, що відкладення нагару в центрі днища і по краю головки було як найменше, якщо отвори для перетікання масла були забиті нагаром тільки частково. Звідси слідує висновок, що отвір для перетікання масла діаметром 5 мм є недостатнім. Він повинен бути збільшеним до 8,5 мм, як в головці складного поршня дизелів 11Д45 і 14Д40, в яких не спостерігається таких відкладень нагару, як в поршнях дизелів типа Д49 [6].

У деяких головках поршнів у середині перемичок головки для тарілок клапанів (у найтоншому місці, де товщина перемички складає 2,8 мм) виникають



 – місце відкладання нагару

Рисунок 1.3 – Відкладення нагару в головках поршнів дизелів типа Д49 після пробігу 500 тисяч кілометрів

термічні тріщини через перегріву головки при відкладенні нагару. Під час ремонту в цілях повторного використання головок рекомендується ці тріщини видаляти шляхом оброблення на всю висоту перемички (100 мм), на ширину у верхній частині до 6,0 мм і у основи тріщин до 3,0 мм з радіусом 1,5 мм.

Великі відкладення нагару були знайдені в головках поршнів дизелів тепловозів 2ТЕ116 на ремонті ПР-2 після пробігів в інтервалі 214-294 тис км. Товщина нагару знаходилась в межах 15-20 мм, зменшення прохідного перетину в отворах для переливу масла досягало 50-80 %. При цьому використовувалося мастило марки М14Г2 [4].

На випробуваннях тепловозів 2ТЕ116 було знайдено значну кількість поршнів (35 шт.) на 12-ти секціях тепловозів, що не мали зливу масла з поршнів. Відсутність зливу масла виникало при повністю забитих нагаром отворах для перетікання масла з центру в край головки поршня відповідно до рис. 1.3.

1.3 Відновлення елементів циліндро - поршневої групи дизеля

Поршень дизеля при зношенні чи пошкодженні тронкової частини, який потребує наплавлення по всій поверхні, або при овальності більше 0,35 мм

замінюють. Тріщини у днищі, струмках і у перемичках заварюють газовим зварюванням. Перед наплавленням розробляють тріщину чи зношений струмок, поршень підігрівають до температури 310-320°C в електричній печі. Наплавлення виконують ванним способом автогенним пальником №6 нейтральним полум'ям за один прохід. Присадковий матеріал для наплавлення – алюмінієво-кремнієві прутки діаметром 10-12 мм. Наплавлене місце повинне бути товщим основної поверхні поршня на 3-5 мм. Після наплавлення поршень обробляють до креслярських розмірів. Різновага поршнів на одному дизелі не повинна перевищувати 0,2 кг, а у складі з шатуном – 0,4 кг. Масу підганяють зніманням металу з нижньої торцевої поверхні.

Для захисту зовнішньої поверхні поршня від задиру, голівки поршня від прогару, а верхньої канавки під компресійні кільця від зношення та пластичної деформації поршні піддають глибокому анодуванню у сірководисному електроліті. Анодна плівка на сплаві ПС-12 має твердість 375-515 НВ; товщина її 0,08-0,10 мм, вона добре протидіє зношенню стиранням.

За відсутності дефектів у поршневих кілець, які є ознаками для бракування, заміряють зазор у замку кільця у вільному стані (лінійкою чи штангенциркулем) і зазор у робочому стані (щупом) при вставленому кільці у еталон (кільце з внутрішнім діаметром, рівним номінальному креслярському розміру втулки циліндра). Перевіряють також зазор по висоті між кільцем і струмком щупом після встановлення кільця у струмок. При зазорі вище передбачених правилами ремонту кільця заміняють. Фаски навколо замка компресійних кілець і кромки маслозрізувальних кілець відновлюють до креслярських розмірів.

На сьогоднішній день відновленню поршнів приділяється багато уваги.

1.4 Діагностування та способи оцінки стану деталей циліндрово-поршневої групи дизеля в експлуатації

Для визначення стану деталей без розбирання використовують спектральний аналіз масла картера, дані про витрату масла, а також дані виміру тиску стискування у порожнині циліндра. Спектральний аналіз масла картера дає

можливість визначити інтенсивність зношення деталей, виготовлених з одного якого-небудь металу (свинець, бронза, чавун, сталь). Визначення інтенсивного зношення якої-небудь певної деталі (при спектральному аналізі) може бути виконане шляхом додаткових даних, що базуються на статистиці вимірів зношення. Другий спосіб визначення стану циліндро-поршневої групи по витраті масла базується на даних про доливання масла в картер унаслідок вигорання під час експлуатації. Скорочення витрати масла досягається заміною компресійних і маслозрізувальних кілець. Це скорочення стає меншим при зношених гільзах.

У зв'язку зі зношенням кілець змінюється тиск стискування. Залежність показника щільності циліндра p_c / p_k від зазорів S в замках усіх компресійних кілець дизеля показана на рис. 1.4. Величина p_c / p_k – це відношення тиску стискування на номінальному режимі p_c до тиску повітря у колекторі нагнітання p_k , а S – сумарний зазор в замку в компресійних кілець [6].

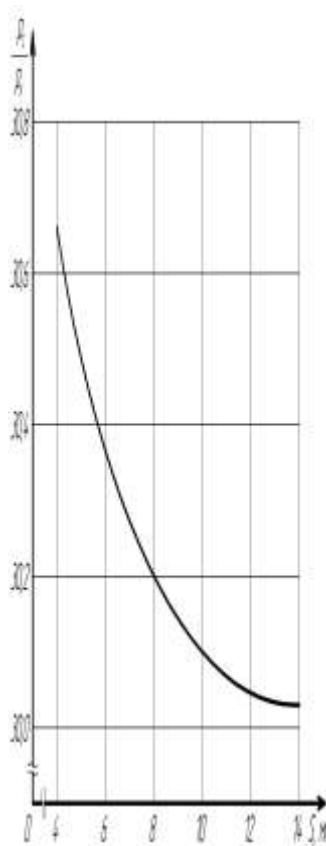


Рисунок 1.4 – Залежність показника щільності циліндра від зазорів у замках компресійних кілець дизеля типу Д49

Якщо в кожному кільці при випуску з ремонту буде встановлений зазор 1-2 мм, то показник щільності $p_c / p_k = 30,5$, а при граничному зазорі 4 мм цей показник буде 30,14, тобто зменшиться на 1,17% [6].

Зменшення показник викликає зниження економічності дизеля – збільшення витрати палива, а збільшення зазору, викликаного зношенням кілець, збільшує витрату масла.

Маючи дані випробування якого-небудь типу дизеля при різному стані циліндро-поршневої групи і відповідно витрату палива і масла для даного дизеля того ж типу, можна прогнозувати стан цього дизеля.

2 АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЯ ТИПУ Д49

2.1 Первинний аналіз статистичних даних про надійність циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49 з визначенням основних характеристик та закону розподілу напрацювання

Найбільш відомості про надійність циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49 можна одержати на основі використання статистичних даних про відмови, які отримані у процесі експлуатації. Без інформації про відмови циліндро-поршневої групи, яка міститься у первинній документації, неможливо визначити показники надійності, виявити недоліки будови та конструкції, вплив на надійність умов експлуатації й прийняти заходи з підвищення надійності циліндро-поршневої групи. У первинній документації містяться невпорядковані дані, з яких важко доглянути будь-яку закономірність [7].

Статистичні дані про відмови циліндро-поршневої групи наведено в дод. А.

Діапазон зміни значень напрацювань циліндро-поршневої групи, у середині якого мали місце відмови, визначається за формулою [8]:

$$R = l_{\max} - l_{\min}; \quad (1.1)$$

$$R = 192 - 36 = 156 \text{ тис км.}$$

Для розрахунку оптимальної величини інтервалу напрацювання циліндро-поршневої групи Δl в тис км використовуємо формулу:

$$\Delta l = \frac{R}{1 + 3,322 \cdot \lg N}, \quad (1.2)$$

де N – кількість об'єктів спостереження, в нашому випадку це циліндро-поршнева група одного циліндра. При дослідженні 12 дизелів $N = 192$.

$$\Delta l = \frac{156}{1 + 3,322 \cdot \lg 192} = 18 \text{ тис км.}$$

Кількість інтервалів розбиття напрацювань циліндро-поршневої групи до відмови визначаємо, виходячи зі такого співвідношення:

$$k = \frac{R}{\Delta l}; \quad (1.3)$$

$$k = \frac{156}{18} = 8,67.$$

Величина інтервалу напрацювань циліндро-поршневої групи округлюється в більшу сторону до цілого значення. Приймаємо $k = 9$.

Після цього проводиться об'єднання пробігів до відмови циліндро-поршневої групи по інтервалах в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку характеристик напрацювання циліндро-поршневої групи до відмови

Верхня межа інтер- валу, тис км	Нижня межа інтер- валу, тис км	Середнє напрацю- вання в інтервалі \bar{l}_i , тис км	Абсолют- на частота відмов n_i	Відносна частота відмов m_i	Відносна накопичена частота відмов m'_i	Щільність імовірності настання відмови $\bar{f}(l_i)$
36	53	44,5	4	0,021	0,021	0,0012
54	71	62,5	10	0,052	0,073	0,0029
72						0,0058
90						0,0110
108						0,0130
126						0,0113
144						0,0058
162	179	170,5	11	0,057	0,974	0,0032
180	192	186	5	0,026	1,000	0,0014
			$\Sigma=192$			

Для прикладу розраховуємо показники надійності для першого інтервалу розбиття напрацювань циліндро-поршневої групи до відмови ($i=1$).

Середні значення напрацювань циліндро-поршневої групи в i -му інтервалі визначаємо за формулою:

$$\bar{l}_i = \frac{l_{\text{поч.}i} + l_{\text{кін.}i}}{2}, \quad (1.4)$$

де $l_{\text{поч.}i}$ – початкова величина напрацювання циліндро-поршневої групи в i -му інтервалі, $l_{\text{поч.}i}=36$ тис км;

$l_{\text{кін.}i}$ – кінцева величина напрацювання циліндро-поршневої групи в i -му інтервалі, $l_{\text{кін.}i}=53$ тис км.

$$\bar{l}_i = \frac{36 + 53}{2} = 44,5 \text{ тис км.}$$

Відносну частоту відмов m_i циліндро-поршневої групи обчислюємо за формулою:

$$m_i = \frac{n_i}{N}, \quad (1.5)$$

де n_i – кількість відмов циліндро-поршневої групи в i -му інтервалі, $n_1 = 4$;

N – загальна кількість циліндро-поршневих груп, $N = 192$.

$$m_i = \frac{4}{192} = 0,021.$$

Відносна накопичена частота m'_i відмов циліндро-поршневої групи утворюється шляхом додавання попереднього значення відносної накопиченої частоти відмов циліндро-поршневої групи до поточного значення відносної частоти відмов

$$m'_i = m'_{i-1} + m_i. \quad (1.6)$$

$$m'_i = 0 + 0,021 = 0,021.$$

Щільність імовірності настання відмови $\bar{f}(l_i)$ циліндро-поршневої групи визначаємо за формулою:

$$\bar{f}(l_i) = \frac{n_i}{\Delta l \cdot N}; \quad (1.7)$$

$$\bar{f}(l_i) = \frac{4}{18 \cdot 192} = 0,0012.$$

Середнє напрацювання циліндро-поршневої групи до першої відмови визначаємо за формулою:

$$\bar{l} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^k n_i \cdot \bar{l}_i; \quad (1.8)$$

$$\bar{l} = \frac{1}{192} \sum_{i=1}^7 n_i \cdot \bar{l}_i = 112 \text{ тис км.}$$

Середнє квадратичне відхилення відмов циліндро-поршневої групи

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (\bar{l}_i - \bar{l})^2 \cdot n_i}{N}}; \quad (1.9)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^7 (\bar{l}_i - \bar{l})^2 \cdot n_i}{192}} = 25,3 \text{ тис км.}$$

Коефіцієнт варіації відмов циліндро-поршневої групи визначаємо за формулою:

$$v = \frac{\sigma}{\bar{l}}; \quad (1.10)$$

$$v = \frac{25,3}{112} = 0,225.$$

За результатами розрахунків будемо гистограму розподілу напрацювань циліндро-поршневої групи (рис. 2.1), щільність імовірності розподілу напрацювань циліндро-поршневої групи (рис. 2.1) та кумулятивну криву відмов циліндро-поршневої групи (рис. 2.2).

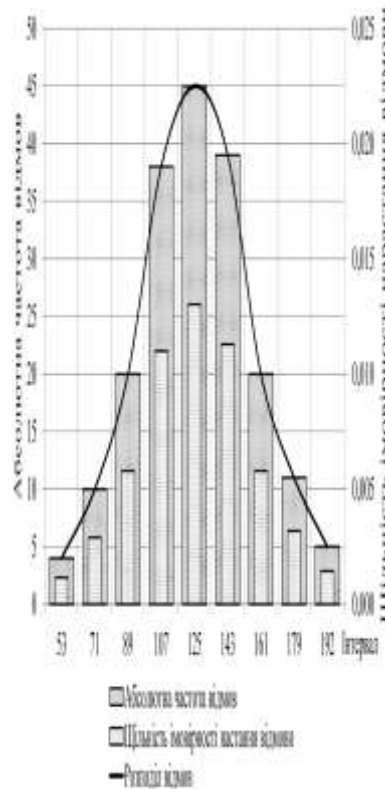


Рисунок 2.1 – Гістограма розподілу та щільність імовірності розподілу напрацювань циліндро-поршневої групи

Розраховуємо квантілі нормованого відхилення напрацювань циліндро-поршневої групи для обох меж кожного інтервалу $u_{пoch.i}$ та $u_{кін.i}$ за формулами:

$$u_{пoch.i} = \frac{l_{пoch.i} - \bar{l}}{\sigma}; \quad (1.11)$$

$$u_{пoch.i} = \frac{36 - 112}{25,3} = -3,02;$$

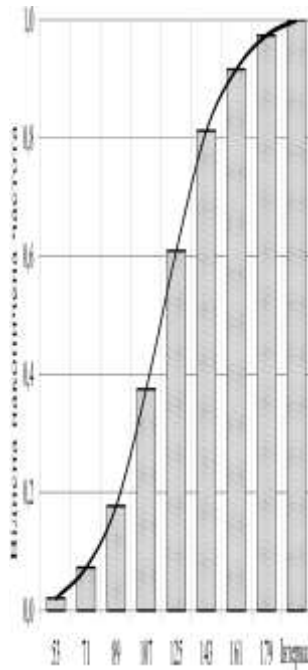


Рисунок 2.2 – Кумулятивна крива відмов циліндро-поршневої групи

$$u_{кін.i} = \frac{l_{кін.i} - \bar{l}}{\sigma}; \quad (1.12)$$

$$u_{кін.i} = \frac{53 - 112}{25,3} = -2,34.$$

За величинами $u_{поч.i}$ та $u_{кін.i}$ визначаємо величини функції Лапласа для обох меж кожного інтервалу $\Phi(u_{поч.i})$ та $\Phi(u_{кін.i})$ напрацювання циліндро-поршневої групи [8].

$$\Phi(-3,02) = -0,5423; \quad \Phi(-2,34) = -0,4906.$$

Визначаємо теоретичну імовірність попадання напрацювання циліндро-поршневої групи в i -й інтервал p_i як різницю між $\Phi(u_{кін.i})$ та $\Phi(u_{поч.i})$.

$$p_i = \Phi(u_{кін.i}) - \Phi(u_{поч.i}); \quad (1.13)$$

$$p_1 = -0,5423 - (-0,4906) = 0,0517.$$

Розраховуємо теоретичну частоту відмов циліндро-поршневої групи попадання в i -й інтервал як добуток N та p_i .

$$p_1 \cdot N = 0,0517 \cdot 192 = 9,92.$$

Визначаємо величину «хі-квадрат» за формулою:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - p_i N)^2}{p_i N}; \quad (1.14)$$

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^9 \frac{(n_i - p_i N)^2}{p_i N} = 8,21.$$

Результати розрахунку зводимо в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку на відповідність нормальному закону розподілу відмов циліндро-поршневої групи

$l_{поч.i},$ 10 ³ км	$l_{кін.i},$ 10 ³ км	$n_i,$ од	$u_{поч.i}$	$u_{кін.i}$	$\Phi(u_{поч.i})$	$\Phi(u_{кін.i})$	p_i	$p_i N$	$\frac{(n_i - p_i N)^2}{p_i N}$
36	53	4	-3,02	-2,34	-0,5423	-0,4906	0,051664	9,92	3,53
54	71	10	-2,31	-1,63	-0,4892	-0,4493	0,039878	7,66	0,72
72									0,60
90									0,70
108									0,49
126									0,48
144									1,68
162	179	11	1,96	2,63	0,4748	0,5036	0,028768	5,52	5,43
180	192	5	2,67	3,15	0,5061	0,5661	0,059997	11,52	3,69
Сума		192							17,33

Накладаємо значення ймовірностей теоретичного нормального розподілу відмов циліндро-поршневої групи p_i на гістограму емпіричних частот (рис. 2.3).

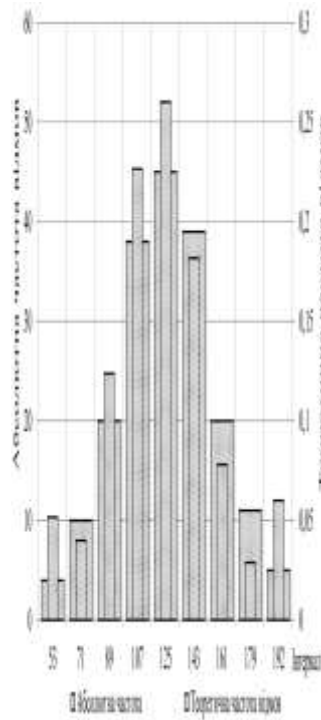


Рисунок 2.3 – Імовірність теоретичного нормального розподілу відмов циліндро-поршневої групи

Перевіряємо гіпотезу про відповідність емпіричного розподілу відмов циліндро-поршневої групи нормальному закону за критеріями узгодження К. Пірона та В. І. Романовського.

За критерієм К. Пірсона гіпотеза про нормальний закон розподілу відмов циліндро-поршневої групи не спростовується та розбіжності між теоретичними та емпіричними частотами пояснюються впливом випадкових обставин при виконанні нерівності

$$\chi^2 \leq \chi_m^2, \quad (1.15)$$

де χ_m^2 – критичне значення величини «хі-квадрат».

Значення χ_m^2 залежить від довірчої імовірності α та числа степенів свободи r .

Величина довірчої імовірності $\alpha=0,99$, а число степенів свободи визначається як

$$r = k - 3; \quad (1.16)$$

$$r = 9 - 3 = 6.$$

При $r = 6$ та довірчій ймовірності $\alpha = 0,99$ $\chi_m^2 = 22,5$.

$$17,33 < 22,5.$$

За критерієм К. Пірсона гіпотеза про нормальний закон розподілу відмов циліндро-поршневої групи *не спростовується*.

За критерієм В. І. Романовського визначаємо величину

$$R = \frac{\chi^2 - r}{\sqrt{2r}}; \quad (1.17)$$

$$R = \frac{17,33^2 - 6}{\sqrt{2 \cdot 6}} = 84,9.$$

Гіпотеза про нормальний закон розподілу випадкової величини не спростовується, якщо $R < 3$.

Так як $84,9 > 3$, то гіпотеза про нормальний закон розподілу відмов циліндро-поршневої групи *спростовується*.

2.2 Визначення кількісних характеристик надійності циліндро-поршневої групи за статистичним даними про відмови

Вихідні дані для розрахунку кількісних характеристик надійності [8] циліндро-поршневої групи наведені в табл. 2.3.

Імовірність безвідмовної роботи циліндро-поршневої групи за статистичними даними про відмови розраховуємо за формулою:

$$P^c(l) = \frac{N - n(l)}{N}, \quad (1.18)$$

де $n(l)$ – кількість циліндро-поршневих груп, які відмовили за пробіг l .

Для прикладу розраховуємо кількісні характеристики надійності за статистичним даними про відмови циліндро-поршневої групи для першого

$$f^c(l) = \frac{\Delta n(l)}{N \cdot \Delta l}, \quad (1.20)$$

де $\Delta n(l)$ – кількість циліндро-поршневих груп, які відмовили протягом пробігу Δl .

$$f^c(l_1) = \frac{4}{192 \cdot 18} = 0,00116.$$

Інтенсивність відмов за статистичним даними про відмови циліндро-поршневої групи визначаємо за формулою:

$$\lambda^c(l) = \frac{\Delta n(l)}{N_{сер}(l) \cdot \Delta l}, \quad (1.21)$$

де $N_{сер}(l)$ – кількість працездатних циліндро-поршневих груп в середині інтервалу пробігу Δl .

$$\lambda^c(l_1) = \frac{4}{(192 - 4/2) \cdot 18} = 0,0012.$$

Середній пробіг безвідмовної роботи циліндро-поршневої групи за статистичним даними оцінюється виразом

$$L_{сер}^c = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N l_i, \quad (1.22)$$

де l_i – пробіг (час) безвідмовної роботи i -ї циліндро-поршневої групи.

$$L_{сер}^c = \frac{1}{192} \cdot 21681 = 113 \text{ тис км.}$$

Розрахунки зводимо в табл. 2.4.

Графічна інтерпретація кількісних характеристик надійності циліндро-поршневої групи наведена на рис. 2.4-2.6.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунків кількісних характеристик надійності за статистичним даними про відмови циліндро-поршневої групи

Верхня межа інтервалу, 10^3 км	Нижня межа інтервалу, 10^3 км	Середнє напрацювання в інтервалі	Кількість об'єктів, що відмовили за пробіг l , 10^3 км	Імовірність без відмовної роботи $P^c(l)$	Імовірність відмови $Q^c(l)$	Частота відмов $f^c(l)$	Інтенсивність відмов $\lambda^c(l)$
36	53	44,5	4	0,98	0,02	0,00116	0,0012
54	71	62,5	10	0,93	0,07	0,00289	0,0030
72							0,0066
90							0,0152
108							0,0256
126							0,0390
144							0,0427
162	179	170,5	11	0,03	0,97	0,00318	0,0582
180	192	186	5	0,00	1,00	0,00145	0,1111

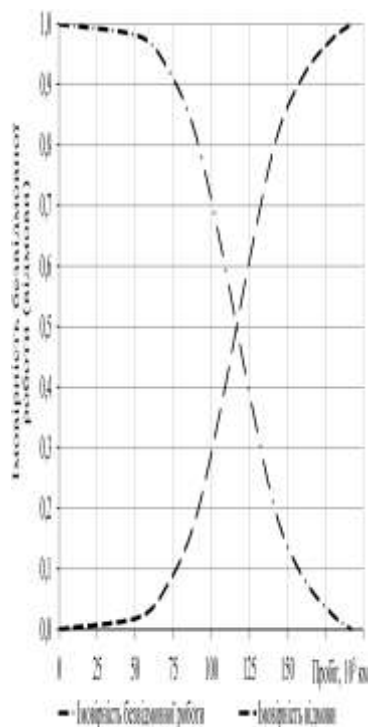


Рисунок 2.4 – Імовірність безвідмовної роботи та імовірність відмови циліндро-поршневої групи

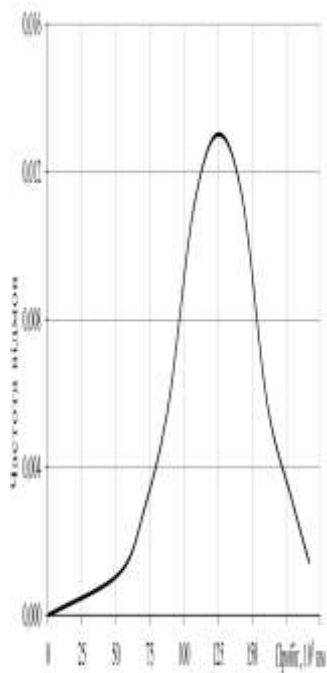


Рисунок 2.5 – Частота відмов циліндро-поршневої групи

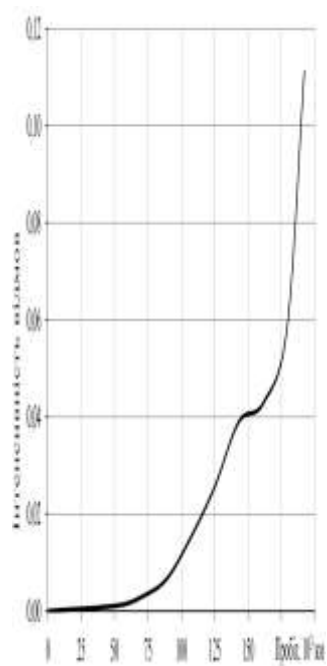


Рисунок 2.6 – Інтенсивність відмов циліндро-поршневої групи

3 АНАЛІЗ ТЕПЛОВОГО ТА НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ

3.1 Основні показники та методи дослідження теплового стану поршнів

Найважливішим показником теплового стану є температура і розподіл її по тілу поршня, тобто його температурне поле. Для більшості конструкцій при розрахунку поршні дизелів тепловозів можна замінювати симетричним циліндровим тілом. У такому тілі відсутні теплові потоки в окружному напрямі, що дозволяє об'ємну задачу теплопровідності звести до плоскої. Розрахункової схеми приймають як сектор поршня з кутом в один радіан (рис. 3.1). За відсутності повної осьової симетрії можна розглядати роздільно декілька перетинів. Для дослідження поршнів дизелів із спіральним каналом основного приймали як перетини: проходить через «лиску» проти факела форсунки, по осі пальця і уздовж осі виїмки [14].



Рисунок 3.1 – Розрахункові схеми поршня:

1 – корпус поршня; 2 – опорна плита; 3 – прокладки; 4 – вставка; 5 – кільце ущільнювача; 6 – циліндрова гільза

Розподіл температури в поршні, як в симетричному – циліндричному тілі, визначають по рівнянню Фур'є

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{\lambda}{c_p} \left(\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{d^2T}{dz^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dT}{dr} \right), \quad (3.1)$$

де T – температура в точці з координатами, °С;

τ – координата точки в радіальному напрямі, м;

r – координата точки в осьовому напрямі, м.

Цим рівнянням визначають тепловий стан поршня на всіх його режимах роботи (при пуску двигуна, виході на режим, скиді навантаження і т. д.). При роботі на сталому режимі дизеля в усіх точках поршня температура буде постійною за часом, окрім поверхневих шарів з боку камери згорання. Експериментальними дослідженнями встановлено, що амплітуди коливань температури в поверхневих шарах поршня не перевищують 3-4% від максимального значення і ними можна нехтувати. Виходячи з цього допущення, температурне поле поршня можна визначати по рівнянню Лапласа [14]

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{d^2T}{dz^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dT}{dr} = 0. \quad (3.2)$$

При використанні цього рівняння для визначення теплового стану конкретного поршня необхідно задавати граничні умови: контури поршня і умови теплообміну на контурах – підведення і відведення тепла. Підведення тепла до поршня визначається температурою газів в камері згорання T_2 (°С) і коефіцієнтом тепловіддачі від газів до поршня. Нехтуючи змінами температури в поверхневих шарах і користуючись формулою Ньютона, кількість тепла, підведеного до поршня від газів (ккал/год), визначиться [14]

$$Q_2 = \alpha_2 F_n (T_2 - T_n), \quad (3.3)$$

де F_n – площа поверхні поршня, омиваної газами, м²;

T_n – температура зовнішніх поверхонь поршня, °С.

В процесі робочого циклу в камері згорання відбуваються періодичні зміни тиску, температури і швидкості газів. Під дією цих змін відбувається передача тепла в поршень пульсуючим тепловим потоком. Загальноприйнято замінювати нестационарний процес стаціонарним, еквівалентним по теплопередачі. Змінний в робочому циклі коефіцієнт тепловіддачі від газів до поршня замінюють середнім

$$\alpha_2^{cp} = \frac{\int_0^{\tau_0} \alpha_2 d\tau}{\tau_0}, \quad (3.4)$$

Змінну температуру газів замінюють середньою результуючою по теплопередачі температурою [14]

$$T_2^{cp} = \frac{\int_0^{\tau_0} \alpha_2 T_2 d\tau}{\int_0^{\tau_0} \alpha_2 d\tau}. \quad (3.5)$$

Величини α_2^{cp} і T_2^{cp} визначають в такій послідовності (рис. 3.2).

По індикаторній діаграмі (крива 1) обчислюють зміну температури газів T_g в камері згорання по куту повороту валу (крива 3), використовуючи рівняння стану. У залежності від типу і конструкції дизеля вибирають формулу для обчислення коефіцієнта тепловіддачі від газів до поршня і по ній визначають зміну α_2 (крива 2). Обчислюють і будують графік добутку $\alpha_2 T_2$ (крива 4).

У поршні з масляним охолодженням кількість тепла, що відводиться в масло, визначається величиною температури масла T_m і коефіцієнтом тепловіддачі

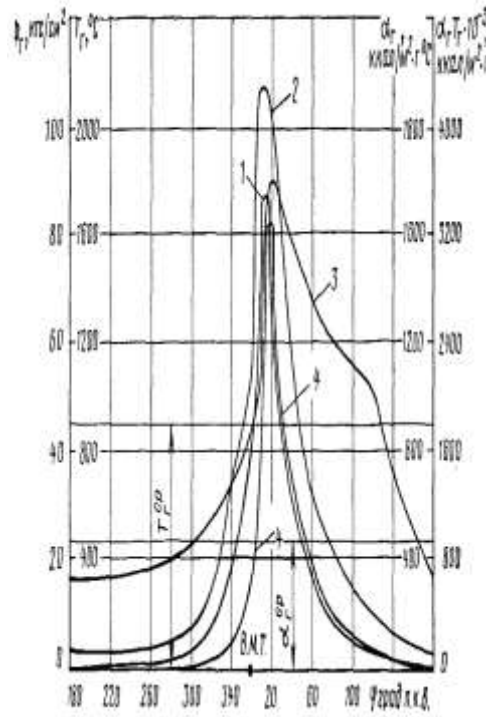


Рисунок 3.2 – Зміна умов підведення тепла по куту повороту валу для нижнього поршня дизеля [14]:

1 – тиск згорання; 2 – коефіцієнт тепловіддачі; 3 – температура газів; 4 – добуток $\alpha_2 T_2$

$$\alpha_m = \frac{Q_m}{F_n(T_n - T_m)}, \quad (3.6)$$

де F_n – площа внутрішніх поверхонь поршня, омиваних маслом;

T_n – температура внутрішніх поверхонь поршня.

Величина Q_m визначається

$$Q_m = G_m c_m (T_2 - T_1), \quad (3.7)$$

де G_m – витрата масла через поршень, кг;

c_m – теплоємність масла, ккал/кг °С;

T_1 і T_2 – температура масла на вході і виході з поршня.

У формулах температура зовнішніх або внутрішніх поверхонь поршня повинна визначатися як середня з урахуванням їх складної конфігурації

$$T = \frac{\sum_{i=1}^k T_i \Delta F_i}{F_n}, \quad (3.8)$$

де T – температура на площадці.

У місцях сполучення поршня зі вставкою, з кільцями ущільнювачів, кільце з циліндровою гільзою і т.п. відбувається контактний обмін тепла. Вважається, що тепло передається теплопровідністю як через зазор, заповнений газом, маслом, нагаром і т.д.

Таким чином, основними показниками теплового стану поршнів є: температурне поле з ізотермами, лініями теплових потоків, градієнтами в нормальному, осьовому і радіальному напрямках; кількість тепла, що підводиться до поршня і відводиться від нього в масло і воду; найбільша температура головки; температура в зоні верхнього кільця ущільнювача і поверхонь, охолоджуваних маслом; величини коефіцієнтів тепловіддачі від газів до поршня і від поршня в масло; найбільша температура масла в поршні і на виході з нього; витрата масла через поршень. Ці показники теплового стану поршня необхідно прагнути одержувати при проведенні розрахункових і експериментальних досліджень.

Для досліджень теплового стану поршнів разом з експериментальними широко застосовують розрахункові методи [14]. Викликається це тим, що в даний час розрахункові методи відпрацьовані в такому ступені, що вони дозволяють з високою точністю і з малою витратою часу розглядати велику кількість варіантів для оцінки конструктивних чинників і умов роботи поршня. До найраніших методів розрахунку теплового стану, вживаним широко і в даний час, відносяться методи, в яких поршень замінюють розрахунковою схемою, що ідеалізується, – циліндровим стаканом. У останні 20-30 років широке поширення

набули методи електричного моделювання, а в останні 10-15 років – методи розрахунку температурних полів з використанням ЕОМ.

Електричне моделювання теплового стану поршня [15].

Можливості застосування електричних моделей витікають з методу електротеплової аналогії, за допомогою якого встановлюють відповідність теплових величин нагрітого тіла і електричних величин моделі.

Як електрична модель використовують електропровідний папір, ванну з електролітом або сітку з опорів (рис. 3.3, 3.4). Застосування моделей для дослідження теплового стану представляє процес, аналогічний розрахунку, відмінність тільки у тому, що рівняння, що описують розподіл тепла, не вирішують вручну або з використанням ЕОМ, а моделюють, тобто виготовляють електричну модель, задають на неї необхідні граничні умови (потоки або температуру), вимірюють потенціали (температуру) і струми (телові потоки). Можливість моделювання рівняння за допомогою сітки з опорів виникає внаслідок того, що розподіл потенціалів в сітці визначається рівнянням Лапласа в звичайно-різницевій формі. Виходячи з цього, електрична модель повинна складатися з сітки опорів, пропорційних термічним опорам поршня, пристрою для задавання потенціалів, пропорційних температурі на межах, і пристрою для вимірювання потенціалів, пропорційних температурі в тілі поршня, а також струмів, пропорційних тепловим потокам.

Для визначення параметрів моделі необхідний розрахунковий перетин поршня розділити на блоки циліндровими і горизонтальними поверхнями; розрахувати термічні опори між центрами блоків в осьовому і радіальному напрямках; обчислити термічні опори в місцях контакту деталей: поршень – вставка, поршень – кільце, кільце – гільза і т. п., а також визначити термічні опори і температури на поверхнях (контурах) поршня.

Як граничні умови з боку гільзи можна задавати [15]:

- температуру її зовнішньої поверхні можна прийняти 130-110°C;
- температуру охолоджуючої води і коефіцієнт тепловіддачі від гільзи до води, величину якого можна приймати 3000 ккал/м²·год°C.

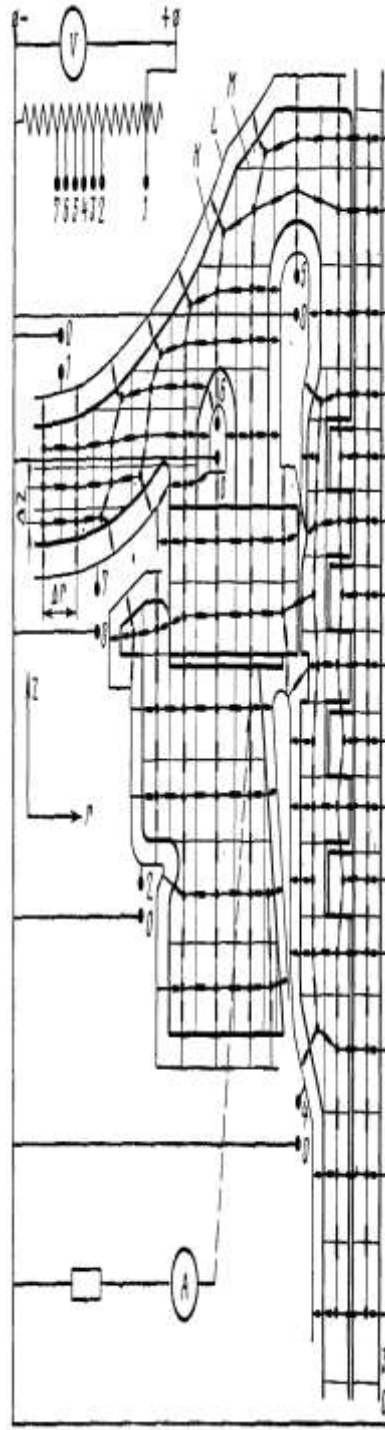


Рисунок 3.3 – Схема електричних сполучень [14]:

1–7 – номери вузлів для задавання потенціалів від дільника напруги

Маючи деякі експериментальні дані, температуру масла усередині поршня найбільш просто задавати по формулім [10]

$$T_2 = \frac{Q_M}{G_M c_M} + T_1. \quad (3.9)$$

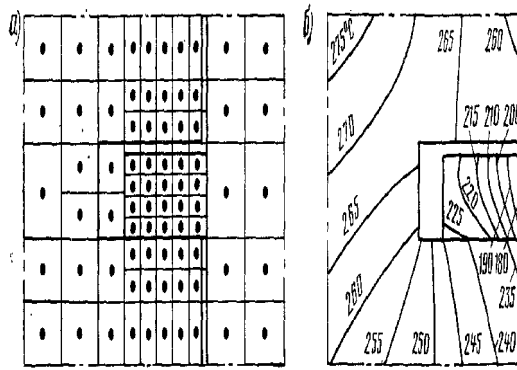


Рисунок 3.4 – Розбиття на блоки зони кільця ущільнювача поршня дизеля (а) і розподіл температури в ній (б) [14]

Складнішим є визначення коефіцієнта тепловіддачі від газів до поршня і температури, а також коефіцієнтів тепловіддачі від поршня до масла.

Застосування електричних моделей дозволяє значно скоротити об'єм експериментальних досліджень на дизелі. Поєднання експериментальних досліджень з дослідженнями на електричних моделях дозволяє одержувати величини, які не можуть бути зміряні безпосередньо на дизелі (зокрема, розподіл теплових потоків, коефіцієнти тепловіддачі). За допомогою електричних моделей легко оцінювати аварійні режими роботи поршнів.

3.2 Огляд варіантів зниження температури елементів циліндро-поршневої групи

Для забезпечення надійної роботи поршня перш за все необхідно понизити температуру його до величин, яка допускається матеріалом поршня і маслом, використовуваним на його охолодження [1, 2, 5, 6].

Основним був прийнятий як варіант поршня з розмірами, умовами підведення і відведення тепла. При розрахунках вироблялася зміна одного з чинників із збереженням інших незмінними. З рис. 3.5, а видно, що при збільшенні температури газів T_2 з 600 до 1200°C температура зовнішньої поверхні поршня T_2 підвищується на 265° або на 44° на кожні 100°C температур газів, а температура внутрішньої поверхні T_3 – тільки на 30°C. Відведення тепла в

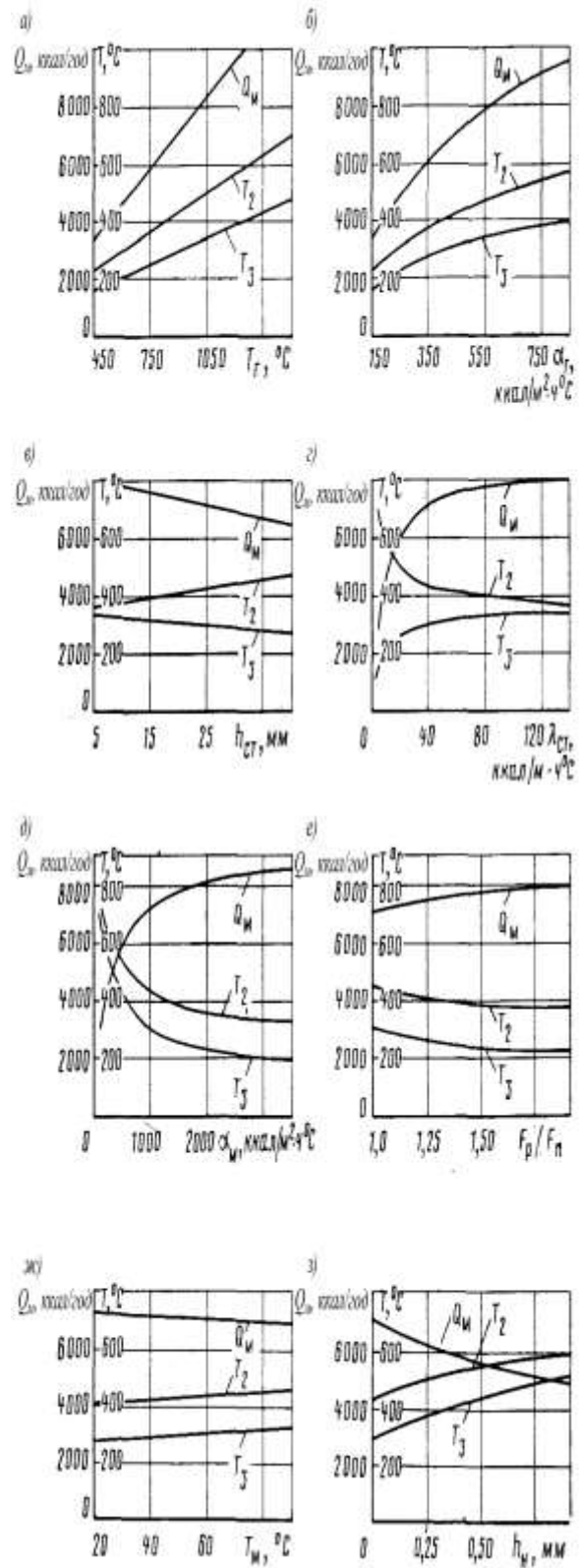


Рисунок 3.5 – Вплив конструкції і умов експлуатації на тепловий стан поршня з масляним охолодженням [14]:

Q_m – тепловіддача поршня в масло; T_2 – температура зовнішньої поверхні поршня; T_3 – те ж внутрішньої

поршень змінюється більшою мірою, ніж температура зовнішньої поверхні. Так, при збільшенні T_2 з 600 до 1200°C T_2 зростає в 1,88 рази, а тепло – в 2,11 рази. Збільшення коефіцієнта тепловіддачі від газів до поршня a_2 від 250 до 650 ккал/м²·год°C підвищує T_2 на 191°C (рис. 3.5, б).

Температура газів T_2 і коефіцієнт тепловіддачі a_2 змінюються залежно від кількості повітря, що подається в двигун, і ступеня охолодження, форсування дизеля по потужності, тактності дизеля та ін. Розрахунки для однієї і тієї ж розмірності двигуна і однакових показників роботи показують, що при двотактному робочому процесі величина a_2 на 50-55% вище, ніж при чотирьохтактному, а величина T_2 вища на 13-15%.

Користуючись даними рис. 3.5, а і б, можна показати, що якщо на чотирьохтактному дизелі температура зовнішньої поверхні чавунного поршня $T_2=430^\circ\text{C}$, то за рахунок вказаних підвищень a_2 і T_2 на двотактному дизелі температура поршня зростає до $T_2=600^\circ\text{C}$.

Збільшення товщини стінки поршня h_{CT} з 10 до 40 мм веде до підвищення T_2 на 30°C і до зниження T_3 на 15°C на кожні 10 мм товщини (рис. 3.5, в). Підвищення T_2 наближає матеріал поршня до граничних значень по міцності, хоча зниження T_3 впливає сприятливо на інтенсивність відкладення нагару. Із збільшенням коефіцієнта теплопровідності матеріалу поршня T_2 знижується, а T_3 підвищується (рис. 3.5, г), тобто збільшення його робить такий же вплив, як і зменшення товщини стінки.

Зниження коефіцієнта тепловіддачі в масло (рис. 3.5, д) приводить до підвищення температури поршня з 431 до 633°C, тобто до величин, при яких не зможуть працювати тривало не тільки чавуни, але і жароміцні сталі. Підвищення коефіцієнта тепловіддачі з 1000 до 2000 ккал/м²·год°C знижує температуру поршня з 431 до 364°C, тобто на 67°C, що є істотним, якщо врахувати вузький діапазон граничних температур, при яких відбувається зниження міцнісних властивостей матеріалів, вживаних для виготовлення поршнів. Збільшення коефіцієнта тепловіддачі з 2000 до 3000 ккал/м²·год°C дає зниження T_2 на 27°C, а із збільшенням з 3000 до 4000 ккал/м²·год°C – на 14°C, тобто стає малопомітним

в порівнянні з іншими чинниками, хоча для реалізації значень $a_m=3000-4000$ ккал/м²·год°С повинні знаходитися спеціальні методи інтенсифікації масляного охолодження. Необхідно прагнути до збільшення середніх по поверхні коефіцієнтів тепловіддачі в масло з 1000 до 2000 ккал/м²·год°С і не допускати погіршення охолодження через зниження a_m до 250-500 ккал/м²·год°С, що в експлуатації може відбуватися за рахунок відкладення нагару (рис. 3.5, з) і зменшення подачі масла.

При розрахунках облік охолоджуючих ребер проводиться введенням у формулу коефіцієнта оребрення.

Аналіз розподілу теплових потоків на електричних моделях (рис. 3.6) показує, що якщо тепловідвод від 1 см² площі внутрішньої поверхні поршня поблизу камери згорання прийняти за 100%, то від такої ж площі бічних поверхонь, але видалених на відстані 2 см, тепловідвод складатиме для сторони бурту 48%, а для сторони канавок кілець всього лише 13%. Звідси витікає, що оребрення необхідно проводити тільки поверхонь, що мають найбільший рівень температури.

Застосуванням голчатих і радіальних ребер можна істотно збільшити площу поверхонь, охолоджуваних маслом (рис. 3.7). Збільшення числа вертикальних ребер з 8 до 24 не тільки збільшує охолоджуючу поверхню, але і забезпечує розвантаження головки поршня від дії сил тиску газів.

Зниженням температури масла (рис. 3.5, ж) на вході в поршень T_i можна також впливати на його температуру, проте це зниження невелике (на 10°С температур масла температура поршня змінюється на 5,5°С). Відкладення нагару на охолоджуваних маслом поверхнях дає підвищення температури поршня в експлуатації на 150-200°С, тобто до 600°С (рис. 3.5, з).

При збільшенні інтенсивності масляного охолодження, підвищенні теплопровідності матеріалу, збільшенні діаметру поршня відбувається зміна не тільки осевого перепаду температури в головці, але і радіального, що робить значний вплив на напружений стан і розподіл потоків тепла між головкою і юбкою поршня. Оцінка цих змін вироблялася по схемі для поршня за умов

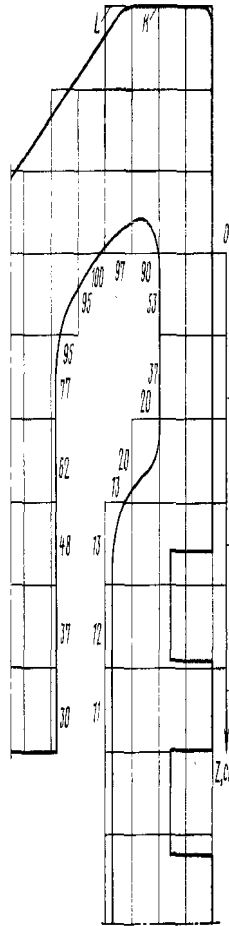


Рисунок 3.6 – Вплив розташування поверхні, омиваної маслом, на інтенсивність відведення тепла [14]:

K – контури поршня; L – розрахункова схема (цифри у площадці каналу – відведення тепла в масло в % від 1 cm^2 поверхні)

Зниження теплового потоку при підвищенні температури поршня відбувається за рахунок того, що його термічний опір росте більшою мірою, ніж тепловий потік. Термічний опір поршня при збільшенні діаметру з 100 до 400 мм зменшується з 0,4936 до 0,0343 $\text{год}^\circ\text{C}/\text{ккал}$, тобто в 13 разів. При малому діаметрі (100 мм) температура в центрі днища поршня вища, ніж по краю, а при діаметрі 400 мм – температура вища по краю. Різний характер зміни температури в центрі головки і по краю викликається тим, що термічний опір центральної частини головки зростає тільки за рахунок товщини днища, а краї її – за рахунок збільшення висоти юбки по ділянках, а також товщина стінок гільзи. Внаслідок різної зміни термічних опорів днища і юбки відбувається перерозподіл теплових

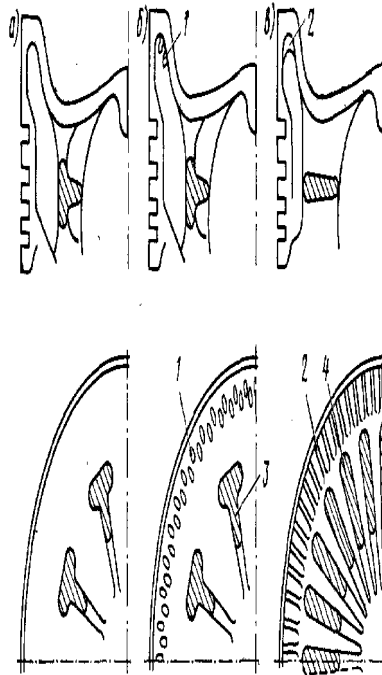


Рисунок 3.7 – Способи збільшення поверхонь охолодження, вживані в поршнях дизелів фірми General Motors [5]:

a – початкова конструкція (загальна площа оребрення $F_p=78 \text{ см}^2$); *б* – введені голчаті ребра ($F_p=104 \text{ см}^2$); *в* – застосовані радіальні ребра і збільшено число вертикальних ребер з 8 до 24 ($F_p=141 \text{ см}^2$); 1 – голчаті ребра; 2 – радіальні ребра; 3, 4 – вертикальні ребра

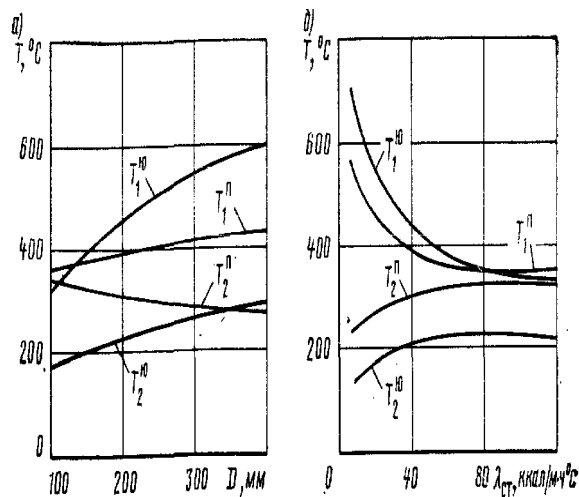


Рисунок 3.8 – Вплив діаметру поршня (*a*) і теплопровідності його матеріалу (*б*) на температури [5]:

T_1^n – зовнішня поверхня центру днища; T_2^n – те ж внутрішня; T_1^{no} – край головки; T_2^{no} – перетин юбки проти канавки першого кільця

потоків між головкою і юбкою. Так, при діаметрі поршня 100 мм в спідницю відводиться 19% тепла, а в днищі – 81%, тоді як при діаметрі поршня 400 мм – відповідно 13 і 87%.

Розрахунки показують, що з підвищенням p_e знижується зростання температури поршня (рис. 3.5, а і б). Враховуючи це і дані рис. 3.6, а, слід вважати, що для форсування дизеля тепловоза по потужності більш переважне підвищення p_e , ніж збільшення діаметру циліндра. При збільшенні діаметру підвищуються не тільки температури (рис. 3.8, а) і термічні напруження, але і напруження від сил тиску газів.

З рис. 3.8, б видно, що при збільшенні теплопровідності матеріалу поршня температура по краю головки його знижується з більшою інтенсивністю, ніж в центрі днища, а температура проти канавки першого кільця навіть підвищується. Різний характер змін в температурі викликається перерозподілами тепла між головкою і юбкою. При низькій теплопровідності в спідницю відводиться 11% тепла і в днищі – 89%, а при високій – відповідно 20 і 80%. При збільшенні теплопровідності матеріалу змінюються співвідношення у відведенні тепла першим кільцем до тепла четвертого, $\frac{Q_{K1}}{Q_{K2}} = 68$ разів, а при $\lambda_{ст} = 150$ – 1,9 рази.

Використовуючи схему був проведений аналіз теплового стану поршнів із збереженням умов по підводу тепла такими ж, як для рис. 3.5. При однаковій товщині стінки і постійній величині коефіцієнта тепловіддачі в масло температура зовнішньої поверхні днища рівна 394°C , а внутрішньої – 308°C . Для постійної товщини стінки ($h_1 = h_2 = h_3 = 15$ мм) і зміні коефіцієнтів тепловіддачі в масло ($a_{m1} = 1500$, $a_{m2} = 1000$ і $a_{m3} = 500$ ккал/м²·ч·°C) температури рівні $T_2 = 247$, $T_3 = 307$ і $T_4 = 436^\circ\text{C}$. З цих даних виходить, що, змінюючи умови охолодження і товщину стінок, можна перерозподіляти температури уздовж радіусу головки.

Поршні двотактних і форсованих чотирьохтактних дизелів тепловозів виконуються з масляним охолодженням. Температура краю головки і зони першого кільця (рис. 3.9) поршня з алюмінієвого сплаву при введенні охолодження знижується на $25-30^\circ\text{C}$. Ефект охолодження можна ще збільшити шляхом наближення масляної порожнини до торця головки. На

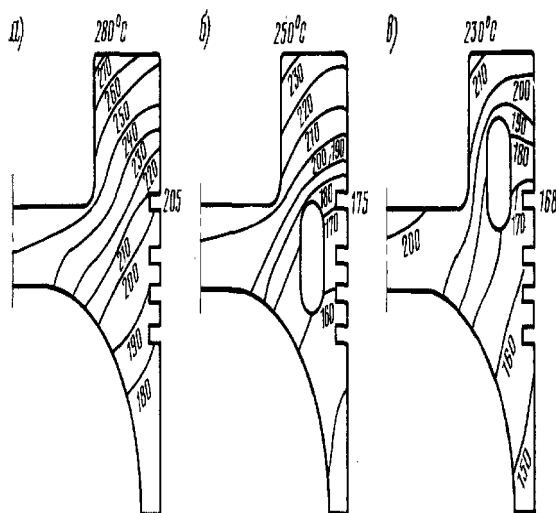


Рисунок 3.9 – Вплив масляного охолодження і розташування масляної порожнини на рівень і розподіл температури в поршні з алюмінієвого сплаву [5]:
a – варіант поршня без охолодження; *б* – поршень з масляною порожниною проти зони кільця; *в* – масляна порожнина наближена до торця головки

рис. 3.9 показаний розподіл температури в трьох найпоширеніших конструкціях поршнів з масляним охолодженням при однаковій витраті масла через них. З порівняння температурних полів видно, що поршень з охолоджуваною порожниною має нижчі температури в порівнянні із залитим змійовиком. Так, в зоні канавки першого кільця температура біля 160°C (замість 200°C), по краю головки 245-250 (замість 280-285°C), а в центрі днища 255-260°C (замість 285-290°C). По зниженню температури поршні з порожниною перевершують конструкції із змійовиками, проте поступаються їм по міцності.

У поршні складової конструкції і з охолоджуваною порожниною температури в зоні канавки першого кільця і в центрі днища з боку камери згорання зразково однакові. По краю головки в складовому поршні температура на 80-85°C вища. Висока температура (біля 265°C) на внутрішній стороні складового поршня вимагає застосування якісних масел, що виключають відкладення нагару в експлуатації [10].

3.3 Аналіз та дослідження напруженого стану поршнів та гільз

Основним видом пошкоджень поршнів, обмежувачим термін їх служби, є

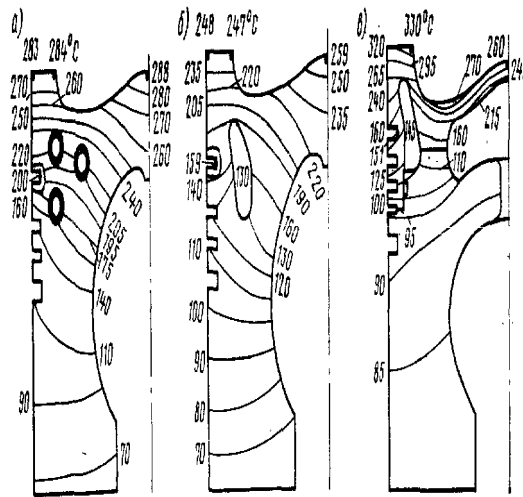


Рисунок 3.9 – Температурні поля поршнів чотирьохтактних дизелів [5]:

а – поршень з алюмінієвого сплаву із змійовиком; *б* – те ж з масляною порожниною; *в* – складовий поршень (головка із сталі 40Мп4, юбка з алюмінієвого сплаву)

утворення тріщин. У зв'язку з цим одна з головних задач полягає в дослідженні їх напружень. У поршнях можуть виникати чотири групи напружень:

- термічні;
- механічні;
- залишкові;
- монтажні.

Термічні напруження можна розділити на три види: напруження, що виникають від нерівномірного стаціонарного розподілу температури в тілі поршня, які досягають максимальних значень при роботі дизеля на номінальному режимі; циклічні напруження в поверхневих шарах головки під впливом змінних теплових потоків протягом одного робочого циклу дизеля; нестационарні напруження, що виникають в тілі поршня при пусках дизеля, змінах режиму і зупинках.

До механічних напруження відносяться: напруження, що виникають в поршні під дією сил тиску газів з частотою, рівною числу робочих циклів дизеля в хвилину (найбільші значення досягають під впливом максимального тиску згорання p_z); напруження від сил інерції (величина їх дуже мала і ними часто

нехтують); напруження від ударів поршня об стінку гільзи при перекладаннях під дією нормальних сил.

До залишкових або внутрішніх напружень відносяться: напруження, що утворюються в поршні в процесі виготовлення (при литві, штампуванні, механічній обробці), і напруження, що виникають при роботі на дизелі [6].

Монтажні напруження виникають в поршнях складової конструкції при з'єднанні головки із юбкою, а суцільнолитого поршня зі вставкою та ін.

У поршнях можуть одночасно діяти дев'ять видів напружень. Залежно від їх конструкції, технології виготовлення і умов експлуатації деякі види напружень можуть мати найбільші значення, а інші – бути відсутніми. Напруження і деформації такого тіла визначаються системою з двох рівнянь рівноваги в приватних похідних:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\sigma_z}{dz} + \frac{d\tau_{rz}}{dr} + \frac{\tau_{rz}}{r} &= 0 \\ \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{d\tau_{rz}}{dz} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (3.10)$$

де z , r і θ – координати точок поршня відповідно в осьовому радіальному і окружному напрямках.

В результаті рішення системи рівнянь одержують переміщення w і u в осьовому і радіальному напрямках, по яких обчислюють відносні деформації:

$$\varepsilon_z = \frac{dw}{dz}; \quad (3.11)$$

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}; \quad (3.12)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{u}{r}; \quad (3.13)$$

$$\gamma_{rz} = \gamma_{zr} = \frac{dw}{dr} + \frac{du}{dz}. \quad (3.14)$$

Величини напружень, що виникають в поршні як в циліндровому тілі з нерівномірним розподілом температури, визначаються :

$$\sigma_z = (\lambda + 2\nu) \frac{dw}{dz} + \lambda \frac{du}{dr} + \lambda \frac{u}{r} - \beta T; \quad (3.15)$$

$$\sigma_r = (\lambda + 2\nu) \frac{du}{dr} + \lambda \frac{dw}{dz} + \lambda \frac{u}{r} - \beta T; \quad (3.16)$$

$$\sigma_\theta = (\lambda + 2\nu) \frac{u}{r} + \lambda \frac{dw}{dz} + \lambda \frac{du}{dr} - \beta T; \quad (3.17)$$

$$\tau_{zr} = \tau_{rz} = \nu \frac{dw}{dr} + \nu \frac{du}{dz}; \quad (3.18)$$

$$\lambda = \frac{\mu E}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)}; \quad (3.19)$$

$$\nu = \frac{E}{2(1 + \mu)}; \quad (3.20)$$

$$\beta = \frac{\alpha E}{1 - 2\mu}, \quad (3.21)$$

де E – модуль нормальної пружності матеріалу поршня;

G – модуль зсуву;

μ – коефіцієнт Пуассона;

α – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу;

T – температура в заданій точці.

Система рівнянь з урахуванням реальних форм і навантажень поршня не може бути вирішена в загальному вигляді і тому застосовують методи

електричного моделювання, а останніми роками – чисельні з використанням електронних обчислювальних машин.

Розрахунки з використанням електричних кіл. Для вирішення задач теорії пружності запропоновані електричні еквівалентні кола, що складаються з індуктивностей і ємкостей, в яких струми відтворюють розподіл зусиль в пружному тілі, а потенціали – переміщення відповідно до рівнянь рівноваги і закону Гука.

Для дослідження напруженого стану поршнів дизелів існує розрахункова схема (рис. 3.10).

Складене еквівалентне коло може бути зібраним з позитивних і негативних резисторів при роботі на постійному струмі або з ємкостей і індуктивностей для моделі змінного струму. Можливий також інший метод, який полягає у тому, що для кожного вузла електричного кола виписується рівняння алгебри, а одержана система рівнянь розв'язується за допомогою електронних обчислювальних машин. Величини провідностей, зв'язуючих вузли електричного ланцюга, чисельно рівні коефіцієнтам рівняння алгебри для даного вузла.

В процесі розрахунку параметрів електричного кола повинні враховуватися масштабні співвідношення для зусиль, переміщень і жорсткостей. При рішенні системи рівнянь алгебри на ЕОМ можна вибрати такі масштаби, які спрощують обчислення коефіцієнтів, а переміщення поршня (коріння рівнянь) одержують в зручній для аналізу розмірності (у мм) (рис. 3.11).

На електричному колі розглядалося три основні варіанти навантаження: термічне від температурного поля для номінального режиму, силами тиску газів і силами затягування шпильок. Розрахунок температурних напружень і деформацій в деталях, схильних до нерівномірного стаціонарного нагріву, можна проводити завданням на них фіктивних сил – об'ємних і поверхневих.

Використовуючи рис. 3.11 і характеристики матеріалу поршня розрахунку термічних деформацій і напружень [8] на ЕОМ одержують коріння для системи з 288 рівнянь, що дають переміщення вузлів у вертикальному w і радіальному u напрямках, по величинах яких, використовуючи формули, визначають нормальні і

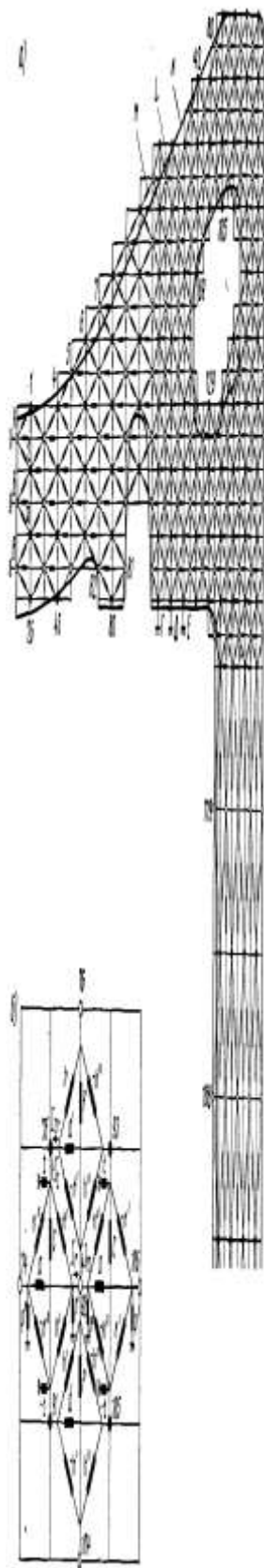


Рисунок 3.10 – Електричне еквівалентне коло поршня дизеля (а) і ділянка повного кола пружного тіла в циліндричних координатах (б) [14]

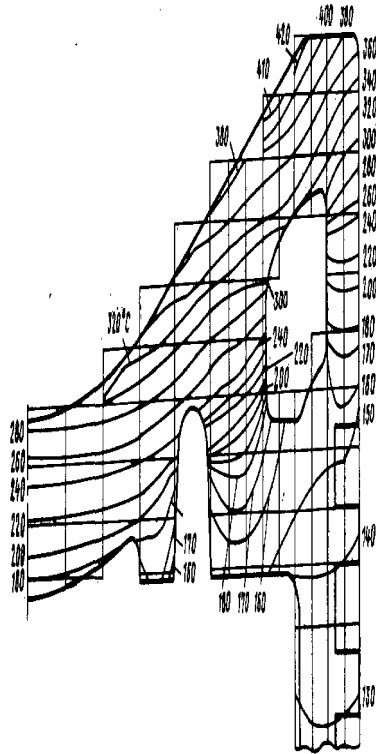


Рисунок 3.11 – Температурне поле поршня дизеля, використане для розрахунку термічних деформацій і напружень [14]

дотичні напруження. Напруження можна підрахувати також шляхом розрахунку струмів, що протікають по провідимостях, а по них, використовуючи масштабні співвідношення – зусилля і напруження.

4 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ З ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ

4.1 Варіанти модернізації поршня дизеля Д49

У поршня дизеля Д49 головка поршня виготовлена з жаростійкої сталі ЕІІ415, а тронк з алюмінієвого сплаву АК6. Охолодження цього поршня забезпечується збовтуванням масла, яке подається через отвір в шатуні і алюмінієвий стаканчик спочатку в центральну порожнину охолодження поршня, а потім в кільцеву периферійну [2, 5].

Для зменшення витрати масла на чад і прориву газів в картер, в конструкцію поршня внесені наступні зміни:

- збільшити відстань від кришки циліндра до поршня за рахунок зменшення висоти головки поршня;
- виконати фрезерування в головці під клапани некрізними;
- встановити три верхні компресійні кільця з односторонньою трапецією і четверте торсіонне кільце;
- друге маслоз'ємне кільце розташувати нижче за вісь пальця, яке має виконувати роль дозатора витрати масла;
- зменшити зазор між тронком і втулкою циліндра.

Модернізований поршень має знизити в 2 рази витрату масла на чад, в 1,5 рази підвищити термін служби по забрудненості і на 30% знизити прорив газів в картер. Практично ліквідовуються відкладення нагару на поршень і кришку циліндра з боку камери згорання.

Над першим компресійним кільцем температура не перевищує 170°C (рис. 4.1). Ці температури забезпечують хорошу зносостійкість струмків компресійних кілець. Дослідження відносної зміни теплових і механічних напружень в головці поршня Д49, виконаного на одноциліндровому відсіку, показали: рівень теплових напружень перевершує механічні приблизно в 2 рази. Схема охолодження з підведенням охолоджуючого агента в зону кілець

ефективно знижує теплонпруженість головки поршня; зниження тиску подачі масла нижче за номінальний ($P_m=0,4$ МПа) приводить до збільшення рівня температурних напружень у всіх досліджених точках головки поршня. У зоні першого компресійного кільця при зменшенні тиску з 0,4 до 0,2 МПа температурні напруження зростають в 1,65 рази, на поверхнях, охолоджуваних маслом, в 1,5 рази і т.д.

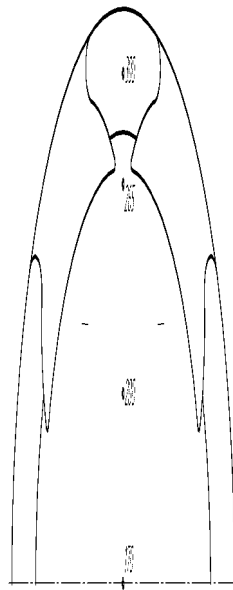
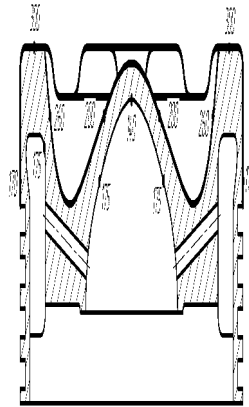


Рисунок 4.1 – Температури в різних точках головки поршня дизеля 1А-5Д49

Зносостійкість алюмінієвих поршнів можна підвищити глибоким анодуванням електролізним способом. При цьому виходить пориста плівка окислу алюмінію завтовшки 0,08-0,1 мм, яка володіє різко зниженою

теплопровідністю, зносостійкістю і корозійною стійкістю [5].

На дизелях типу Д49 спостерігається висока змінюваність компресійних кілець: на ремонтах ПР-2 і ПР-3 замінюється до 50% поршневих кілець від числа встановлених на поршнях. Компресійні кільця змінюються, головним чином, через знос покриття у замку на довжині 40-50 мм, а також через досягнення граничного значення зазора у замку.

З перших номерів дизелів типу Д49 використовувалися компресійні кільця з двосторонньою трапецією. Необхідність в таких кільцях викликала застосуванням головок поршнів без масляного охолодження. При переході на масляне охолодження поршнів слід було перейти на кільця прямокутного перетину. Проте завод перейшов на кільця з односторонньою трапецією, що зберегло їх недоліки і викликало збільшення зазора в замку через знос бічної поверхні.

Розроблені поршні для дизелів 1А-5Д49 з прямокутними канавками для компресійних кілець. Ці кільця покриті шаром пористого хрому. Спочатку на робочу поверхню кільця наноситься шар хрому загальною товщиною 0,16-0,25 мм, а потім при зміні полярності на електродах у ванні в шарі хрому завтовшки 0,05-0,08 створюються пори.

Цей шар підвищує здібність кілець до маслоутримання для зниження зносу і ймовірності задирів. Проте шар пористого хрому швидко зношується, при повторній установці в дизель істотно зростає знос кілець, і особливо гільз до 260,4 м в зоні зупинки першого кільця. З цієї причини часто міняються гільзи на ремонтах ПР-3 і навіть ПР-2. Більш перспективні кільця з маслоутримуючими канавками, вживані на дизелях фірми «Дженерал Моторс».

Оскільки відкладання нагару спостерігається в каналах охолодження поршнів, пропонуємо впровадити у ремонтне виробництво установку для випробування поршнів в складі з шатунами на протікання [11].

Установка призначена для перевірки по поршнів в складі з шатунами на протікання, а також для промивки масляних каналів шатунів та охолоджуючих каналів поршнів.

Установка складається з наступних основних вузлів (рис. 4.2): шафи, гідравлічного вузла з насосом та електродвигунів, двох затискних пристроїв, бака для дизельного палива, двох мірних баків та двох захватів.

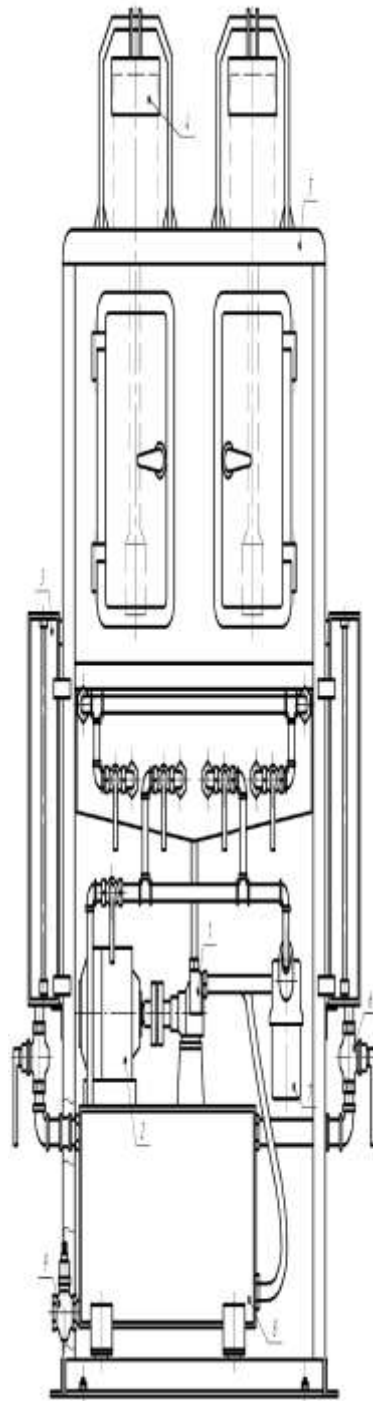


Рисунок 4.2 – Установка для випробування поршнів в складі з шатунами на протікання:

1 – насос; 2 – електродвигун; 3 – мірний бак; 4 – захват; 5 – шафа; 6 – кран зливу мірного баку; 7 – фільтр; 8 – паливний бак; 9 – кран зливу палива

В верхньому листі шафи є два вікна, через які заводяться шатуни за допомогою захватів, а з лицевої сторони дві дверки для контролю за роботою установки.

Кріплення шатунів затискачами відбувається стисненим повітрям, а підйом затискачів – під дією повертаючих пружин.

В центрі плити приварена опора з отворами для підведення палива до шатунів.

На верхніх торцях опор, до яких притискаються шатуни прикріплені прокладки з маслостійкої гуми. Баки 3 мають мірне скло з проградуйованими лінійками, а також кранами 6 для зливу палива.

Порядок роботи на установці покажемо у вигляді інструкції.

Інструкція поведення випробувачів поршнів в складі з шатунами на поутікня

Перед початком оуботи.

- Підключити стенд до електричної мережі.
- Перевірити заземлення стенда.
- Перевірити кількість палива в баку, при необхідності – залити.

Під час оуботи.

- Встановити за допомогою тельфера поршні з шатунами на стенд.
- Поршні з шатунами за допомогою захватів встановити та притиснути пневматичними затискачами.
- Відкрити відповідні крани.
- Виконати промивку на протязі 1 хв при тиску дизельного палива 0,1 МПа.
- Виконати випробування поршнів з шатунами на протікання. При тиску дизельного палива 0,15 МПа, подача дизельного палива за 1 хвилину складає 10 л. При зменшенні подачі на 10% в менший бік, слід розбирати поршень та виконувати очищення масляних каналів.
- Зняти поршні з шатунами.

Після закінчення оуботи.

- Відключити стенд від електричної мережі.
- Протерти забруднення.

Встановлення цієї установки викликано тим, що згідно статистичних даних 5% непланових ремонтів тепловозів відбуваються через перегрів та руйнування поршнів внаслідок закоксування охолоджуючих отворів.

4.2 Усунення нагару в поршні дизеля типу Д49

Причини надмірного відкладення нагару в головках поршнів дизелів типу Д49 – мала кількість масла, прокачаного через поршні, малі швидкості руху масла в поршні, а також висока температура усередині головки досягає 140°C, що різко підвищує інтенсивність відкладення нагару на внутрішніх поверхнях головки.

Для зниження відкладень нагару в головках поршнів дизелів типу Д49 рекомендується діаметри отворів в головках поршнів збільшити до 8,5 мм при розбираннях.

Для того, щоб запобігати відкладенню нагару в поршні необхідно перевіряти злив масла з поршнів на ремонтах ПР-3 і ПР-1 на непрацюючому дизелі з включенням маслопрокчуючого насоса.

За відсутності зливу такі поршні треба виймати з втулок циліндрів дизеля і очищати від нагару, перш за все отвору для перетікання масла.

На окремих поршнях очищення від нагару в переливних отворах проводять висвердлюванням нагару свердлом з наконечником з твердого сплаву, нагар з отворів видаляють продовбуванням.

Найефективнішим способом очищення від нагару головок поршнів дизелів типу Д49 одночасно всіх поршнів є наступний метод. Очищають поршні шляхом занурення головок в розплав солей наступного складу:

- їдкий натрій – 65% (по вазі);
- азотно-кислий натрій – 30%;
- кухонна сіль – 5%.

Суміш солей нагрівається у ванні до 350-400°C; температура розплаву

солей повинна бути 250°C; питома вага розплаву 1,7 г/см³. Установа для очищення головок від нагару складається з трьох ванн: для розплаву солей; для води; кислотної, містить 50%-ний розчин соляної кислоти з добавкою столярного клею. Потужність електронагрівача повинна бути 35-40 кВт. Час нагріву розплаву з комплектом деталей складає 20-35 хв.

Виключення інтенсивного відкладення нагару в поршнях дизелів фірми «General Motors» (США) досягається за рахунок подачі масла в поршні через форсунку, а не через шатун, як на дизелях типу Д49.

У табл. 4.1 представлені результати випробувань і розрахункових досліджень розподілу масла в дизелі типу Д49 при двох методах подачі масла в поршні.

Таблиця 4.1 – Прокачування масла через дизель типу Д49 при подачі його в поршні через шатуни і форсунки [2]

Параметр	Величина при частоті обертання колінчастого валу, хв ⁻¹						
	400	500	600	700	800	900	1000
Прокачування кількості масла через дизель, кг/год	35000	47000	65000	80000	95000	100300	115000
Прокачування кількості масла через всі поршні, кг/год*	$\frac{560}{7609}$						
Прокачування кількості масла через поршні в % від прокачування через дизель*	$\frac{4,5}{27,8}$						
Примітка: * у чисельнику – при подачі масла в поршні через шатуни, в знаменнику – при подачі масла через форсунки							

З табл. 4.1 видно, що при переході на подачу масла в поршні через форсунки надходження масла в поршні на номінальному режимі збільшується в 5 разів. При такому збільшенні кількості масла в поршні дизеля типа Д49 температура його усередині головки поршня буде не вищою 900°C і при цьому відкладення нагару стане у декілька разів меншим, зникне процес заростання нагаром отворів для перетікання масла.

4.3 Пропозиції зниження термічних напружень в поршнях

При створенні надійно працюючої конструкції поршня необхідно забезпечити рівень напружень, допустимий по міцнісних властивостях для його матеріалу з урахуванням робочих температур. Для цього поршень повинен виконуватися якомога ближче до симетричної циліндрової форми, що наближає його найбільшою мірою до рівномірної конструкції. Досягається це симетричністю в камері згорання, розміщенні струменів палива, розташуванні охолоджуючих каналів в головці, оребренні і т.і. Необхідно прагнути також до того, щоб поршень був по можливості вільний від монтажних напружень. Крім того, потрібно зводити до мінімуму концентратори напружень: різьблення, розточування під тарілки клапанів, отвору для перетікання масла, «римів» і т. і., ливарні дефекти (рихлість, пори), гострі кути в канавках для кілець, малі радіуси сполучення та ін. Для зниження термічних напружень найбільш нагрітим зонам головки необхідно забезпечувати податливість тепловим деформаціям. Крім того, ці зони повинні краще охолоджуватися.

При збільшенні товщини стінки головки напруження в ній спочатку підвищуються, потім знижуються, а в юбці зростають. Із збільшенням товщини стінки юбки напруження в ній зменшуються, а в головці – підвищуються. Для отримання помірних величин термічних напружень необхідно, щоб товщина стінок головки і юбки знаходилася в межах 10-15 мм або 0,05–0,07D (рис. 4.3).

При зменшенні довжини юбки і збереженні розподілу температури в ній по одній і тій же кривій напруження в головці і юбки зменшуються. Але в той же час зміна закону розподілу температури робить значний вплив на напруження. У

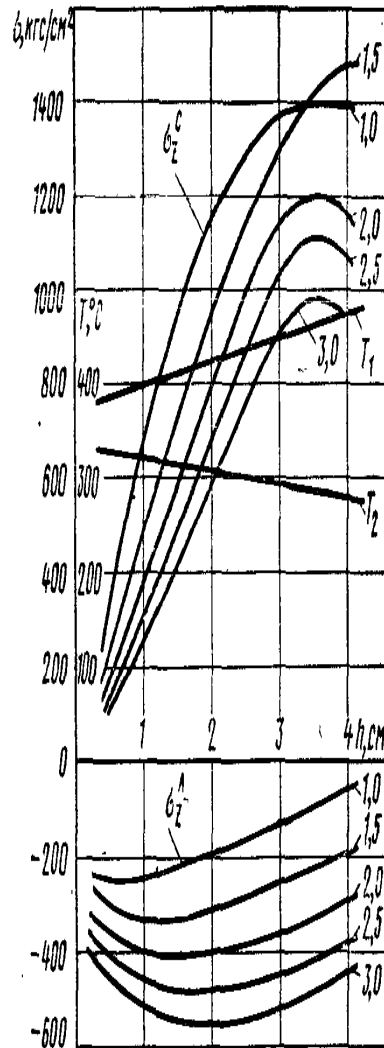


Рисунок 4.3 – Вплив товщини стінок головки і юбки поршня на термічні напруження (цифри на кривих позначають товщину стінки юбки в см) [14]

реальних конструкціях поршнів можливості зміни розподілу температури уздовж юбки хоча і обмежені, але деякі є. Так, в поршнях з циркуляційним охолодженням інтенсивніше охолоджується верхня частина юбки, а з інерційним – тепло, одержане маслом від головки поблизу в. м. т., частково передається маслом юбці в н. м. т., що надає деяку вирівнюючу дію на розподіл температури в ній.

Для забезпечення надійної роботи поршнів необхідно вживати заходи для зниження напруження і від сил тиску газів. Для оцінки цього чинника проводити розрахунки поршня, що схематизує, із зміною товщини головки і юбки і положення опорного поясу. Вплив довжини юбки не розглядався, оскільки при дії

на головку тільки вертикальних навантажень для прийнятої розмірності поршня зміна довжини від 300 до 100 мм не впливає на напруження від сил тиску газів. Великий вплив на напруження в головці і юбки надає положення опорного поясу. З наближенням його до осі поршня відбувається зростання напружень в центрі днища і в юбки (рис. 4.4).

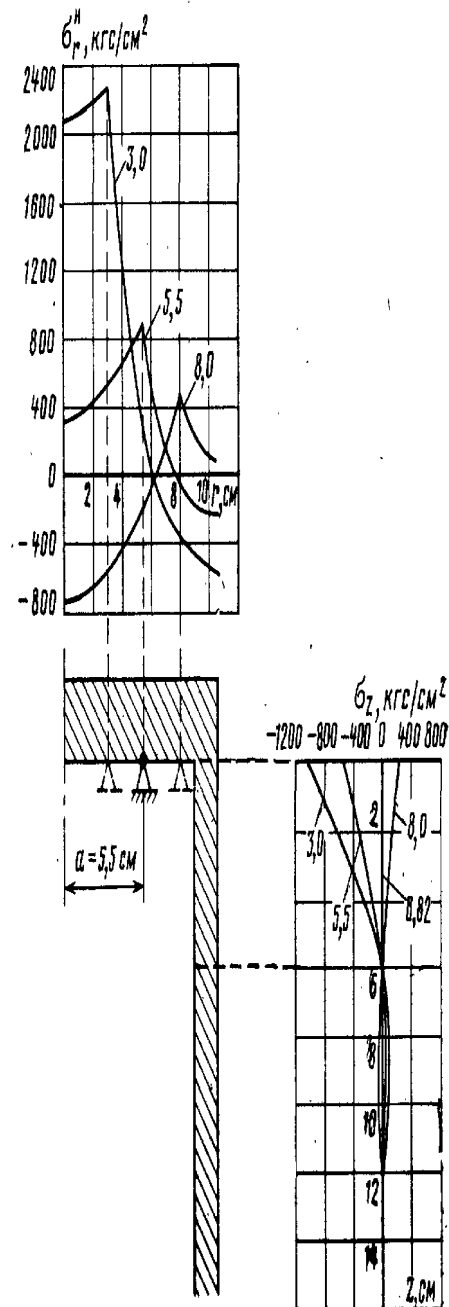


Рисунок 4.4 – Розподіл напружень від сил тиску газів на зовнішній поверхні головки поршня, що схематизує, і на юбки залежно від положення опори (цифри на кривих позначають величину a в см) [14]

При цьому на зовнішній поверхні центру днища створюються розтягуючі напруження, а в юбки – стискаючі. При переміщенні опорного поясу до краю головки напруження в центрі днища на зовнішній поверхні стають стискаючими, а в юбки – розтягуючими. Дослідженнями встановлено, що в поршні з плоским днищем деформації днища не передаються юбки. Напруження *az* при цьому рівні нулю (рис. 4.4). Напруження в головці виходять мінімальними, а в центрі днища і над опорою – чисельно рівними. Товщина циліндрової частини при цьому не робить впливу на напруження в днищі. У реальному поршні сили тиску газів діють і на бічну поверхню головки в зоні кілець ущільнювачів, що впливає на умови спирається його на вставку.

У реальних конструкціях поршнів часто використовують радіальні ребра, що сполучають центральну частину головки з бічною стінкою. Розрахункові дослідження показують, що в суцільнолитих поршнях термічні напруження при видаленні ребер зменшуються, а механічні зростають (по краю головки), але рівень їх низький, що дозволяє застосовувати конструкції поршнів без радіальних ребер. У знімних головках при видаленні ребер термічні і механічні напруження змінюються більшою мірою через відсутність юбки, яка в суцільнолитих конструкціях поршнів дизелів перешкоджає деформаціям головки.

При користуванні ребер в суцільнолитих поршнях їх слід розміщувати якнайнижче, щоб не мати радіальних перепадів температур і тим самим не перешкоджати температурним деформаціям головки поршня.

4.4 Керамічні покриття головок поршнів

Температуру поршня можна знижувати нанесенням на поверхні днища керамічного покриття. Як покриття застосовували тугоплавкі оксиди алюмінію (Al_2O_3) і цирконію (ZrO_2), які володіють низькою теплопровідністю і достатньо високою механічною міцністю. Керамічні покриття наносили через проміжний шар (підшаровий): для чавунних і сталевих головок використовували ніхром (80% Ni і 20% Cr), а для поршнів з алюмінієвого сплаву – молібден.

Нанесення покриття і підшару найчастіше проводить плазмовим способом.

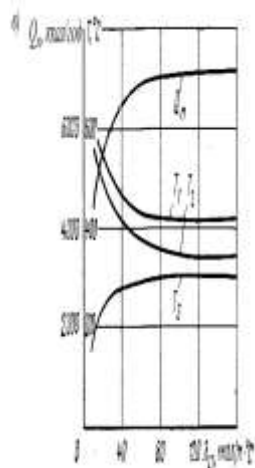
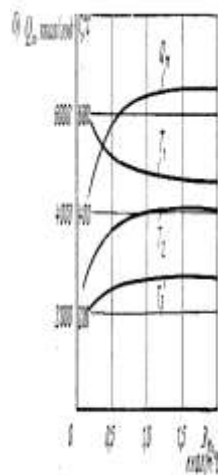


Рисунок 4.5 – Зміна теплового стану поршня залежно від [5]:

a – товщина керамічного покриття; *б* – коефіцієнта теплопровідності при постійній товщині покриття; *в* – коефіцієнта теплопровідності матеріалу поршня при постійних величинах товщини і коефіцієнта теплопровідності покриття; Q_m – тепловіддача поршня в масло; T_1 – температура поверхні кераміки; T_2 , T_3 – температура відповідно зовнішній і внутрішній поверхні головки

установка для плазмового напилення, складальне креслення якої зображено на рис. 4.6. Використання даної установки дає можливість програмування, що забезпечить можливість контролювання товщини шару покриття, що в свою чергу дає можливість обробляти не тільки вали. При використанні інших порошків можливо проводити відновлення деталей та нанесення антикорозійних покриттів на будь-які металеві поверхні. До складу такої установки входять верстат з напилювачем, пульт керування та перетворювач. Технічна характеристика установки наведена нижче.

Дана установка призначена для напилення деталей циліндричної форми невеликого діаметра. Але її можна модернізувати для обробки інших деталей дизеля, наприклад, поршнів [11]. Для цього необхідно доповнити установку тримачем поршнів, який зображено на рис. 4.7.

Технічна характеристика установки для плазмового напилення

Напруга живлення, В	380
Вихідна напруга холостого ходу, В	400
Максимальний струм навантаження, А	150
Потужність, кВт	40
Вага перетворювача, кг	98
Максимальна довжина оброблюваної деталі, мм	1200
Максимальний діаметр оброблюваної деталі, мм	400
Продуктивність, кг/год	4...8
Швидкість часток на виході із сопла, м/с	450
Температура плазми, °С	5000

Конструктивно тримач складається з притискного гвинта 4, великого 2 та малого 5 захватів.

Для фіксації поршня захват накидається на поршень, великі захвати зачіплюються за канавки поршневих кілець, малі – за пальцевий отвір. Після чого обертанням гвинта притягують захвати. Для того щоб не пошкодити поршень, захвати мають мідні губки, які мають меншу твердість ніж матеріал поршня.

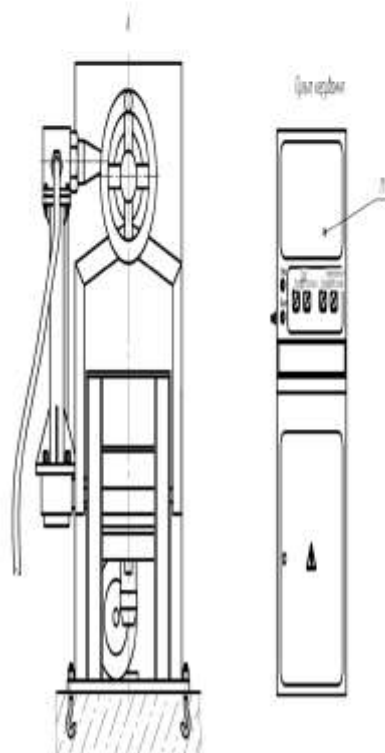
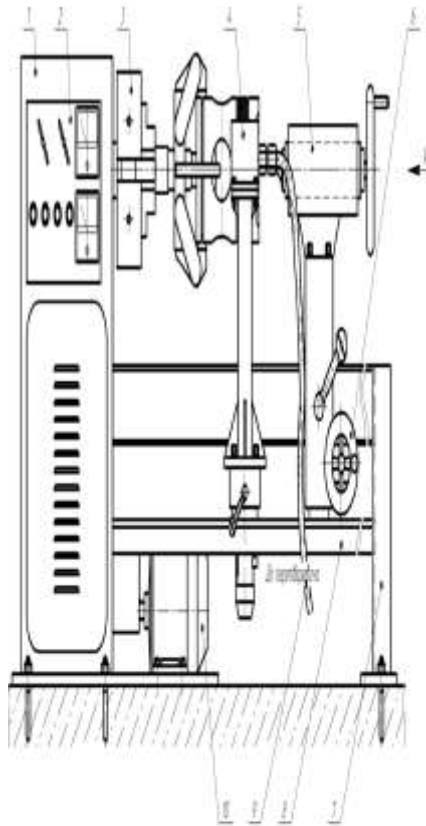


Рисунок 4.6 – Установка для плазмового напилення:

1 – передня бабка; 2 – панель швидкостей; 3 – патрон; 4 – напилювач; 5 – задня бабка; 6 – супорт; 7 – спрямовуюча балка; 8 – рама; 9 – гнучкий рукав; 10 – привідний двигун; 11 – пульт керування

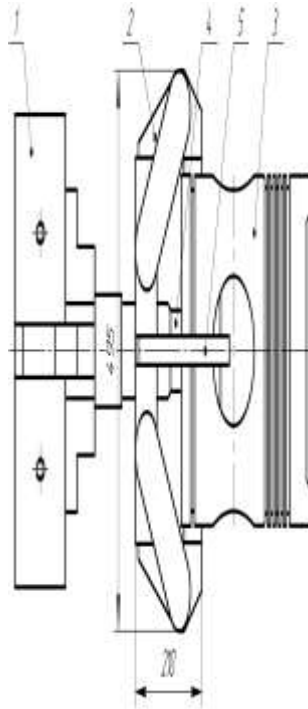


Рисунок 4.7 – Тримач циліндричних деталей дизеля великого діаметру:
1 – патрон; 2 – великий захват; 3 – поршень; 4 – притискний гвинт;
5 – малий захват

5 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИ ВПРОВАДЖЕННІ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЛАЗМОВОГО НАПИЛЕННЯ

5.1 Техніко-економічне обґрунтування впровадження установки для плазмового напилення

Основні напрями підвищення ефективності виробництва в локомотивному господарстві витікають з вимог, що висуваються народним господарством до роботи залізниць [16].

У локомотивному господарстві впроваджуються нові потужні локомотиви, прогресивна технологія, нове високопродуктивне обладнання, скорочується доля ручної праці в результаті механізації та автоматизації виробничих процесів, покращуються умови праці робітників.

З метою ліквідації ручної праці важливим чинником найефективнішого використання ремонтної бази є спеціалізація і концентрація виробництва. Це дозволяє на тих же виробничих площах освоювати більшу програму ремонту, забезпечувати зростання енергоозброєності і продуктивності праці, знижувати собівартість [16].

Зростання ефективності суспільного виробництва передбачає раціональніше використання основних і оборотних виробничих фондів. У експлуатації це досягається шляхом покращення використання рухомого складу, а на ремонті і технічному обслуговуванні – шляхом зменшення нетипового обладнання, підвищення коефіцієнту змінності, ліквідації диспропорції між відділеннями депо при застосуванні застарілих методів ремонту, модернізації діючих машин і устаткування.

Одним з головних напрямів підвищення ефективності виробництва є зниження матеріаломісткості робіт. Витрата матеріалів, пального може бути зменшена без збитку для якості ремонту, особливо в депо, де утворюється багато відходів, не завжди організована їх раціональна утилізація, недостатній рівень наукового нормування витрати запасних частин і матеріалів. Резерви зниження матеріаломісткості – це і скорочення браку, заходів локомотивів на позапланові

ремонти, поліпшення якості надійної роботи локомотивного парку. Систематична робота з наукової організації праці, вдосконалення нормування і оплати праці, підвищення кваліфікації робітників є єдиним джерелом підвищення ефективності роботи локомотивного господарства.

Всі заходи, направлені на підвищення ефективності виробництва, можна умовно розділити на дві групи. Заходи першої групи вирішують завдання освоєння зростаючих перевезень і об'ємів ремонтних робіт шляхом будівництва і реконструкції будівель, споруд депо, заміни обладнання і тому подібне. Ці заходи вимагають значних капітальних витрат.

Друга група заходів – це впровадження наукової організації праці, застосування нових методів ремонту, нових технологічних процесів у експлуатації і ремонті, поліпшення умов праці, виявлення внутрішніх резервів виробництва тощо. Заходи цієї групи дають значний ефект, але в той же час вимагають незначних капітальних вкладень.

Розрахунок економічної ефективності від застосування нової техніки виконується відповідно до Методичних вказівок по визначенню економічної ефективності нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій на залізничному транспорті.

До нової техніки в локомотивному господарстві відносяться: удосконалені і нові зразки рухомого складу і устаткування, яке застосовується при ремонті і технічному обслуговуванні ТРС; засоби механізації і автоматизації виробничих процесів при ремонті, екіпіруванні, експлуатації локомотивів; удосконалення технологічних процесів.

Рішення про доцільність впровадження нової техніки, винаходів і раціоналізаторських пропозицій приймається на основі розрахунку економічного ефекту. Річний ефект є загальною сумою економії живої праці, матеріалів і капітальних вкладень.

В роботі пропонується впровадити нове обладнання, зокрема установку плазмового напилення.

Дана установка прийнятна тим, що вона має краще управління, що

дозволяє скоротити час та підвищити якість відновлення розподільних валів. Також вона дозволяє виконувати відновлення великого переліку деталей тепловозів, що робить її уніфікованим обладнанням, без якого не можливо уявити новітній процес ремонту рухомого складу залізниць.

5.2 Розрахунок витрат підприємства

Для визначення економічної ефективності від впровадження нової технології виконаємо розрахунок витрачених коштів (заробітна плата робочим, відрахування до соціальних фондів, витрати енергоресурсів, амортизаційні відрахування), а також розрахунок очікуваного прибутку, згідно річної програми ремонту [17].

Вихідні дані до розрахунку:

Капітальні витрати, грн	157000
Річна програма ремонту, секц./рік:	20
Потужність установки, кВт	9
Відрядний приробинок, %	20
Премія, %	30
Загальновиробничі витрати, %	55

Кількість часу, необхідного для відновлення поршня плазмовим напиленням – 13,5 хв або 0,23 год. Розрахунок необхідно виконувати на секцію тепловоза, тобто на комплект однотипних деталей, які приходяться на секцію тепловоза. Комплект поршнів для дизеля 2Д49 тепловоза ТЕМ7 налічує 12 од.

Визначимо витрати на заробітну плату.

Час витрачений на відновлення поршнів

$$T = P_p^{ТЕМ7} \cdot t^{ТЕМ7}, \quad (5.1)$$

де P_p – річна програма ремонту, $P_p^{ТЕМ7} = 17$ секц./рік;

t – час, необхідний на відновлення комплексу поршнів, $t^{TEM7} = 2,73$ год.

$$T = 17 \cdot 2,73 = 46,5 \text{ год.}$$

Витрати на заробітну плату

$$B_{з/нл.} = ГТС \cdot T, \quad (5.2)$$

де $ГТС$ – годинна тарифна ставка слюсаря 5-го розряду, $ГТС = 31,24$ грн/год.

$$B_{з/нл.} = 31,24 \cdot 46,41 = 1453,60 \text{ грн.}$$

Відрядний приробіток

$$B_{в.пр.} = 0,2 \cdot B_{з/нл.}; \quad (5.3)$$

$$B_{в.пр.} = 0,2 \cdot 1453,60 = 290,72 \text{ грн.}$$

Премія

$$B_{пр.} = 0,3 \cdot B_{з/нл.}; \quad (5.4)$$

$$B_{пр.} = 0,3 \cdot 1453,60 = 436,08 \text{ грн.}$$

Сума величин заробітної плати, відрядного приробітку і премії дає загальну суму витрат по виплаті зарплати:

$$B_{з/нл.}^{заг} = B_{з/нл.} + B_{в.пр.} + B_{пр.}; \quad (5.5)$$

$$B_{з/нл.}^{заг} = 1453,60 + 290,72 + 436,08 = 2180,40 \text{ грн.}$$

Наступним кроком в методиці розрахунку економічної ефективності від впровадження запропонованої технології є визначення відрахувань.

Визначимо відрахування до фондів соціального страхування:

$$B_{сс} = 0,371 \cdot B_{з/нл.}^{заг}, \quad (5.6)$$

де 0,376 – 37,6% відрахувань на державне страхування від фондів заробітної плати.

$$B_{cc} = 0,376 \cdot 2180,40 = 808,93 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування передбачають відшкодування вартості основних фондів виробництва, які приймають участь у виробничому процесі. Вони також відображають виробниче зношення і старіння основних фондів виробництва.

Амортизаційні відрахування на відновлення обладнання

$$A_{відр} = \frac{B_{перв.} - B_{лікв.}}{T_{кор.в.}}, \quad (5.7)$$

де $B_{перв.}$ – балансова вартість основних засобів; $B_{перв.} = 157000$ грн;

$B_{лікв.}$ – ліквідаційна вартість основних засобів; $B_{лікв.} = 13950$ грн;

$T_{кор.в.}$ – термін корисного використання об'єкту основних засобів;

$T_{кор.в.} = 15$ років.

$$A_{відр} = \frac{157000 - 13950}{15} = 9536,67 \text{ грн.}$$

Далі визначимо витрати на енергоносії

$$B_{ел.ен.} = C_{ел.ен.} \cdot P \cdot T, \quad (5.8)$$

де $C_{ел.ен.}$ – ціна 1 кВт·год електроенергії; $C_{ел.ен.} = 3,72$ грн;

P – кількість використаної електроенергії; $P = 4,5$ кВт;

T – річний час експлуатації установки, витрачений на відновлення поршнів; $T = 46,5$ год.

$$B_{ел.ен.} = 3,72 \cdot 4,5 \cdot 46,5 = 804,04 \text{ грн.}$$

Витрати на відрядження, відсотки за банківські кредити, податки та ін.

$$B_{ін.} = 0,2 \cdot B_{з/пл.}^{заг}; \quad (5.9)$$

$$B_{ін.} = 0,25 \cdot 2180,40 = 545,10 \text{ грн.}$$

Знайдемо прямі витрати виробництва на впровадження нового обладнання, які складають суму усіх витрат

$$B_{прямі} = B_{з/пл.}^{заг} + B_{сс} + A_{відр.} + B_{ел.ен.} + B_{ін.}; \quad (5.10)$$

$$B_{прямі} = 2180,40 + 808,93 + 9536,67 + 804,04 + 545,10 = 13875,14 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання загальнопромислового і адміністративного персоналу

$$B_{заг.вир.} = 0,55 \cdot B_{прямі}; \quad (5.11)$$

$$B_{заг.вир.} = 0,55 \cdot 13875,14 = 7631,33 \text{ грн.}$$

Витрати на матеріал для відновлення поршнів (порошок, дріт та ін.)

$$B_{м} = B_{кп}^{ТЕМ7} \cdot П_{р}^{ТЕМ7}; \quad (5.12)$$

де $B_{кп}^{ТЕМ7}$ – вартість матеріалу для відновлення комплексу поршнів; приймаємо

$$B_{кп}^{ТЕМ7} = 4951,54 \text{ грн.}$$

$$B_{м} = 4951,54 \cdot 17 = 84176,33 \text{ грн.}$$

Отже, загальні витрати на відновлення поршнів після впровадження установки плазмового напилення будуть складати суму усіх витрат.

$$C_2 = B_{прямі} + B_{заг.вир.} + B_{м}; \quad (5.12)$$

$$C_2 = 13875,14 + 7631,33 + 84176,33 = 105682,80 \text{ грн.}$$

Оскільки на сьогоднішній день відновлення поршнів за даною технологією не проводиться і при граничному зносі канавок струмків поршень просто замінюється новим, то при порівнянні технологій відновлення необхідно закладати відсоток замінених поршнів новими від річної програми ремонту тепловозів.

Тоді загальні витрати на ремонт поршнів до впровадження нового обладнання

$$C_1 = C^{ТЕМ7} \cdot П_p^{ТЕМ7} \cdot k \quad (5.13)$$

де C – вартість нового комплекту поршнів, $C^{ТЕМ7} = 8679,0$ грн.;

k – частка замінених поршнів новими; прийmemo $k = 0,85$ або 85%.

$$C_1 = 8679,0 \cdot 17 \cdot 0,85 = 125412,26 \text{ грн.}$$

5.3 Визначення економічного ефекту від впровадження установки для плазмового напилення деталей

Термін окупності впровадження нового обладнання визначимо за формулою

$$T_{ок} = \frac{K}{C_1 - C_2}, \quad (5.14)$$

де K – капітальні витрати, пов'язані із впровадженням установки для плазмового напилення деталей; $K = 157000$ грн.

$$T_{ок} = \frac{157000}{125412,26 - 105682,80} = 7,96 \text{ років.}$$

Річний економічний ефект

$$E = C_1 - C_2; \quad (5.16)$$

$$E = 125412,26 - 105682,80 = 19729,46 \text{ грн.}$$

ВИСНОВКИ

При виконанні магістерської дипломної роботи на тему «Розробка заходів з підвищення надійності циліндро-поршневої групи дизеля Д49» розглянуто одне з основних питань комплексної системи утримування рухомого складу, а саме надійності першої ланки при виробленні потужності в силовій енергетичній установці.

При вирішенні поставлених задач дослідження ми розглянули конструктивні особливості циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49, а саме поршнів, оскільки вони мають складну структуру й складаються з різних елементів й матеріалів. Визначення основних несправностей циліндро-поршневої групи вказало основні напрями для підвищення експлуатаційної надійності, а огляд існуючої технології відновлення елементів циліндро-поршневої групи дав змогу визначити напрями для досягнення поставленої мети в ремонтному виробництві. Огляд методів діагностування та способів оцінки стану деталей циліндро-поршневої групи дизеля в експлуатації дозволив виявити невирішені питання в комплексному підході підвищення надійності циліндро-поршневої групи.

Проведений аналіз показників експлуатаційної надійності циліндро-поршневої групи дизеля типу Д49, а саме первинний аналіз статистичних даних про надійність циліндро-поршневої групи дизеля з визначенням основних характеристик та закону розподілу напрацювання вказав, що прогнозування безвідмовної роботи циліндро-поршневої групи узагальнено надає досить велику похибку, оскільки вона складається зі статичних та динамічних елементів, які працюють в різних фізико-технічних середовищах – механічних, гідравлічних, пневматичних й термічних. Визначення кількісних характеристик надійності циліндро-поршневої групи за статистичним даними про відмови надало змогу коригувати пробіги між ремонтами та відновленнями.

При проведенні аналізу теплового та напруженого стану елементів циліндро-поршневої групи ми розглянули основні показники та методи дослідження теплового стану поршнів, оглянули варіанти зниження температури

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Васильев Е.Ф. Какой поршень нам нужен? //Локомотив. – 2001, – № 9. – С. 38-39.
- 2 Никитин Е.А. Дизели типа Д49: пути снижения повреждаемости деталей. //Локомотив. – 2000. – №10. – С. 28-31.
- 3 Правила технічного обслуговування та поточних ремонтів тепловозів 2ТЭ116, які затверджені наказом Укрзалізниці від 20.03.2013 №075-Ц/од. – К.: вид-во Укрзалізниці, 2013. – 47 с.
- 4 Повышение ресурса и снижение расхода топлива ДВС путем применения частично-динамической теплоизоляции камеры сгорания: учеб. Пособие /В.В. Шпаковский. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 132с.
- 5 Крушедольський О.Г. Моделювання робочих процесів транспортних дизелів на експлуатаційних режимах: Навч. посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – 218 с.
- 6 Крушедольський О.Г. Дослідження роботи тепловозного дизеля на змінних експлуатаційних режимах навантаження //Міжвуз. зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 1998. – Вип. 32. – С. 36-41.
- 7 Надійність та технічна діагностика рухомого складу: Методичні вказівки до практичних занять /Уклад.: Б.Є. Боднар, Д.В. Бобирь, Я. В. Болжеларський, О. Б. Очка-сов. – Дніпропетровськ, 2005. – 30 с.
- 8 Надійність та технічна діагностика рухомого складу: методичні рекомендації до практичних занять /Уклад.: Д.В. Бобирь, О.Б. Очкасов, Д. М. Кислий. – Дніпро: Дніпров. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2020. – 18 с.
- 9 Правила технічної експлуатації залізниць України. – К.: Вид-во Мініст. тр-ту Укр., 2003. – 104 с.
- 10 Положення про планово-попереджувальну систему ремонту і технічного обслуговування тягового та моторвагонного рухомого складу (електровозів, тепловозів, електро- та дизель-поїздів) №429Ц/ОД: затв. Наказом Укрзалізниці від 15.10.2015. – К.: вид-во Укрзалізниці, 2015. –

45 с.

- 11 Технологія ремонту локомотивів: Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування /уклад.: М.І. Капіца, Р.О. Коренюк, Д.М. Кислий; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2011. – 30 с.
- 12 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. – Дніпро: УДУНТ, 2023. – 50 с.
- 13 Експлуатація локомотивів та локомотивне господарство. Організація ремонтного та екіпірувального господарства: підручник /Б.Є. Боднар, М.І. Капіца, Є.Б. Боднар, О.Б. Очкасов; за ред. д-ра техн. наук, проф. Б.Є. Боднара. – Електрон. вид. – Дніпро: Укр. держ. ун-т науки і технологій, 2022. – 220 с.
- 14 Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: НТУ «ХП», 2001. – 332 с.
- 15 Методичні вказівки до розрахункової роботи «Прогнозування температурного стану поршня швидкохідного дизеля з використанням САПР» /Уклад. В.О. Пильов, О.Ю. Лінков, В.В. Матвєєнко. – Харків: НТУ «ХП», 2013. – 24 с.
- 16 Аксенов И. М. Повышение конкурентоспособности железнодорожного транспорта //Залізничний транспорт України. – 2001. – №2. – С. 15-17.
- 17 Фінансово – економічний аналіз діяльності підприємств: Навч. посіб. /М.Я. Коробов – К.: Т-во Знання, 2000. – 378 с.

ДОДАТОК А

Статистичні дані про відмови циліндро-поршневої групи

Таблиця А.1 – Статистичні дані про відмови циліндро-поршневої групи

В ТИС КМ

Пробіг	Пробіг	Пробіг	Пробіг	Пробіг	Пробіг
36	39	47	52	53	54
58	59	59	64	65	65
67	69	70	70	70	70
73	73	74	74	74	76
78	79	79	80	82	83
85	86	86	86	87	87
87	87	88	89	89	90
91	91	92	92	93	93
93	93	93	94	94	94
94	94	96	97	97	98
99	99	99	99	99	100
100	102	102	102	103	103
104	104	105	105	106	106
106	107	107	108	109	109
109	109	109	110	110	110
111	111	111	112	112	114
114	114	114	114	114	115
116	117	117	118	118	118
119	119	119	119	119	119
120	120	120	121	121	121
122	124	124	124	124	125
125	126	126	126	127	127
128	129	129	129	130	131
131	131	132	132	132	134
135	135	135	135	136	136
136	137	137	137	137	137
138	138	139	139	140	140
141	143	145	146	147	149
149	150	151	152	153	153
154	154	155	155	155	155
158	158	162	168	170	170
171	172	176	186	191	192