

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Українська державна академія залізничного транспорту

БОБРИЦЬКИЙ СЕРГІЙ ВЛАДИСЛАВОВИЧ

УДК 629.42: 62-233.3/.9

**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ТА РЕМОНТУ
ТЯГОВИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ МОТОРВАГОННОГО РУХОМОГО
СКЛАДУ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2012

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі “Механіка і проектування машин” в Українській державній академії залізничного транспорту Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України

Науковий керівник – доктор технічних наук, професор
Мороз Володимир Ілліч,
Українська державна академія залізничного транспорту, кафедра
“Механіка і проектування машин”, завідувач кафедри.

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор
Маслієв Вячеслав Георгійович,
Національний технічний університет “Харківський
політехнічний інститут”, кафедра “Електричний транспорт та
тепловозобудування”, професор кафедри;

кандидат технічних наук
Матяш Віктор Олександрович,
Проектно-конструкторське технологічне бюро з ремонту
локомотивів, директор.

Захист відбудеться “22” березня 2013 р. о 10³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.820.04 Української державної академії залізничного транспорту за адресою: 61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха,7

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Української державної академії залізничного транспорту за адресою: 61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха,7

Автореферат розісланий “15” лютого 2013 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради

А.В. Прохорченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Одним з найважливіших показників, що відображають розвиток індустріальної європейської держави, є обсяг внутрішніх вантажних та пасажирських перевезень. В Україні на залізничний транспорт припадає 49 % вантажообігу та більше ніж 43 % пасажирообігу. За оцінками спеціалістів більша частина (біля 70 %) обсягу пасажирських перевезень припадає на приміське сполучення, що пояснюється концентрацією значних приміських пасажиропотоків навколо великих промислових центрів.

Приміські перевезення на залізницях виконуються моторвагонним рухомим складом (МВРС), який об'єднує електропоїзди (63 % парку), дизель-поїзди (36 %) та рейкові автобуси (1%). Тому Державними цільовими програмами розвитку залізничного транспорту України в якості пріоритетного напрямку в забезпеченні високої якості приміських перевезень визначено подальший розвиток електричного приміського транспорту.

На цей час парк МВРС України в основному представлений електропоїздами (ЕП) постійного струму (серії ЕР-1, ЕР-2, ЕР-2т, ЕР-2р, ЕТ-2, ЕД-2т, ЕПЛ-2т) та змінного струму (серії ЕР-9п, ЕР-9м, ЕР-9т, ЕР-9е, ЕПЛ-9т, ЕД-9м), більша частина з яких працює у наднормативний термін. З урахуванням повільного впровадження нових серій ЕП, актуальності набувають науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи, спрямовані на обґрунтоване подовження встановлених заводами-виробниками строків експлуатації МВРС. Серед комплексу таких робіт слід виділити розробки, спрямовані на забезпечення експлуатаційної надійності та довговічності основних конструктивних модулів секцій ЕП, до яких відноситься екіпажна частина, тяговий привід і, зокрема, тягова зубчата передача (ТЗП).

Державною цільовою програмою реформування залізничного транспорту на 2010-2015 роки, затвердженою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 року №1390 та Стратегією розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року, яку схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 року №1555-р. визначено заходи зі створення і впровадження рухомого складу нового покоління, а також модернізації існуючого парку.

Результати досліджень, проведених в Українській державній академії залізничного транспорту, показали, що однією з головних причин появи відказів тягових приводів в експлуатації МВРС є недостатній рівень надійності тягових зубчатих передач, що визначається використанням спрощеної технології їх розрахунку і ремонтів.

Це обґрунтовує актуальність проведення наукових досліджень, спрямованих на удосконалення технології проектування та ремонту ТЗП, а також розробку рекомендацій щодо підвищення їх надійності та довговічності в експлуатації.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертації відповідає Державній цільовій програмі реформування залізничного транспорту на 2010 – 2015 роки, затвердженій розпорядженням Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 року № 1390 та Стратегії розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року, яку схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 року № 1555 – р.

Наукові результати дисертаційної роботи отримані при виконанні планів держбюджетної теми «Розробка нових методів проектування та дослідження механічних систем технічних засобів залізничного рухомого складу» (ДР 0111U002237).

Мета і задачі дослідження. Дисертаційна робота спрямована на удосконалення технології проектування та ремонту тягових зубчатих передач з метою поліпшення їх експлуатаційних характеристик.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- виконати аналіз особливостей конструкції тягових приводів рухомого складу залізниць;
- розробити описання структури та особливостей конструкції тягових приводів;
- обґрунтувати перспективні напрямки удосконалення технології проектування та ремонту ТЗП рухомого складу;
- розробити процедури вибору оптимальних значень коефіцієнтів зміщення і уточненого визначення коефіцієнтів форми зубців при проектуванні ТЗП;
- розробити новий спосіб визначення експлуатаційних зносів ТЗП на основі отримання та аналізу цифрового описання (цифрових версій) профілів зубців шестерні і колеса;
- забезпечити математичне моделювання характеристик зачеплення в ТЗП з реальними профілями зубців;
- провести розрахунково – експериментальні дослідження з визначення характеристик зачеплення ТЗП електропоїздів серії ЕР-2 з різним ступенем встановлених експлуатаційних зносів зубчатих коліс;
- розробити рекомендації з поліпшення характеристик функціонування ТЗП за рахунок запропонованих підходів до їх проектування та ремонту;
- оцінити економічну ефективність від впровадження результатів дисертаційного дослідження.

Об'єкт дослідження – процес проектування та ремонту тягових зубчатих передач сучасного моторвагонного рухомого складу.

Предмет дослідження – удосконалення технології проектування ТЗП за рахунок обґрунтованого вибору розрахункових параметрів зубчатих коліс; нова технологія уточненого визначення експлуатаційних зносів профілів зубців зубчатих коліс та оцінювання характеристик зачеплення ТЗП з різними ступенями зносу коліс при проведенні ремонтів.

Методи дослідження. При виконанні дисертаційної роботи використовувались: сучасні методи дослідження та удосконалення конструкції рухомого складу; методи теорії багаторівневих ієрархічних систем при розробці формалізованого описання та структурних формул тягових приводів рухомого складу; сучасні методи проектування ТЗП; методи математичного планування експерименту та методи лінійної алгебри при удосконаленні конструкції МВРС; методи теорії машин і механізмів при дослідженні показників якості зачеплення зубчатих коліс; методи теорії надійності при оцінюванні надійності зубчатих коліс, що були в експлуатації; сучасні методи експериментальних досліджень при визначенні показників зачеплення зубчатих коліс ТЗП.

Наукова новизна одержаних результатів. *Вперше:*

- запропоноване формалізоване описання тягових приводів сучасного рухомого складу у вигляді відповідних структурних формул, які враховують особливості конструкції і функціонування основних взаємопов'язаних модулів ТП різних класів. Це дозволяє вирішувати задачі з удосконалення окремих елементів конструкції і тягових приводів в цілому з використанням відповідних технологій проектування та ремонту;

– розроблена удосконалена технологія проектування ТЗП, яка на відміну від існуючих передбачає використання процедури вибору оптимальних значень коефіцієнтів зміщення і уточненого визначення коефіцієнтів форми зубців. Це забезпечить проектування передач з найкращими якісними показниками і уточненими показниками міцності;

– удосконалено технологію ремонту ТЗП за рахунок використання нового патентозахищеного способу визначення експлуатаційних зносів зубців зубчатих коліс. В її основу закладено отримання, розпізнавання та аналіз цифрових описань профілів зубців шестерень і коліс при здійсненні ремонтів. При цьому забезпечується уточнене оцінювання технічного стану зубчатих коліс і підвищення якості ремонту ТЗП в цілому;

– отримано математичні залежності, які дозволяють визначати основні показники ТЗП, в яких використовуються шестерні та зубчаті колеса з різними ступенями зносу зубців.

Дістали подальшого розвитку:

– методи отримання характеристик зачеплення і визначення якісних показників ТЗП. Запропоновано використання уточнених координат контактуючих профілів зубців (цифрових описань профілів зубців шестерні та колеса);

– підходи до оцінювання надійності ТЗП з урахуванням експлуатаційних зносів зубчатих коліс.

Практичне значення одержаних результатів. Матеріали дисертаційної роботи орієнтовано на використання при створенні нових і модернізації існуючих ТЗП, при проведенні ремонтів МВРС на підприємствах залізниці, а також у навчальному процесі Української державної академії залізничного транспорту при підготовці спеціалістів і магістрів за спеціальністю “Локомотиви та локомотивне господарство” та “Електричний транспорт” (про що свідчать акти впровадження).

До основних практичних результатів дисертаційної роботи можна віднести впроваджені рекомендації з удосконалення конструкції ТЗП електропоїздів серії ЕР-2 в моторвагонному депо “Харків” Південної залізниці.

Розроблені рекомендації доцільно використовувати при проектуванні нових ТЗП та здійсненні їх деповських ремонтів.

Особистий внесок здобувача. У працях, які написані у співавторстві, дисертантом:

[1] – проаналізовано існуючі методи проектування ТЗП, запропонована уточнена методика проектувальних розрахунків ТЗП, особливістю якої є аналітичне визначення коефіцієнтів форми зубців за отриманими залежностями; [2] – проаналізовано пошкодження тягових передач, що виникають в експлуатації, обґрунтовано перспективні напрямки підвищення експлуатаційної надійності ТЗП електропоїздів серії ЕР-2; [3] – розроблена нова методика раціонального визначення експлуатаційних зносів активних профілів зубців шестерні та колеса ТЗП; [4] – визначено оптимальні коефіцієнти зміщення зубонарізного інструменту з урахуванням якісних показників за допомогою блокуючих контурів; [5] – запропоновано новий підхід до класифікації тягових приводів рухомого складу заліниць за рахунок використання модульного описання їх конструкції і відповідних структурних формул; [6] – наведено основні етапи методики визначення товщини зубців; [7] – запропоновано визначення оптимальних коефіцієнтів зміщення зуборізного інструменту з використання методів математичного планування експерименту; [8] – запропоновано алгоритм підбору пари “шестерня - зубчате колесо” при проведенні деповських ремонтів ТЗП з урахування характеристик зачеплення; [9] – проаналізовано особливості конструкції тягових приводів рухомого складу; [10] – проаналізовано існуючі методи проектування і ремонту зубчатих

коліс тягових передач рухомого складу; [11] – оцінено економічну ефективність від впровадження запропонованих нових методів ремонту тягових зубчатих передач рухомого складу.

Дослідження, що висвітлені в усіх наукових працях, проводились в УкрДАЗТ.

Апробація результатів дисертації. Основні матеріали результатів дисертаційної роботи доповідались і отримали схвалення на 5 міжнародних науково – технічних конференціях:

– 18-й та 19-й міжнародних науково-практичних конференціях “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров’я”, Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. (Україна, м.Харків, 2010, 2011 р.р.);

– 36-й науково - технічній конференції “Городской электротранспорт, электроснабжение и освещение городов”, Харківська національна академія міського господарства. (Україна, м.Харків, 2012 р.р.);

– 74-й міжнародній науково-технічній конференції кафедр Української державної академії залізничного транспорту та спеціалістів підприємств залізничного транспорту (Україна, м. Харків, 2012 р.р.);

– 5-й міжнародній науково-практичній конференції “Науковий простір Європи-2009” (Польща, м. Перемишль).

Повністю результати дисертаційної роботи заслухані і схвалені на 74-й міжнародній науково-технічній конференції кафедр академії та спеціалістів залізничного транспорту і підприємств, а також об’єднаному засіданні кафедр “Експлуатація та ремонт рухомого складу”, “Механіка і проектування машин”, “Вагони”, “Матеріали і технології виготовлення виробів транспортного призначення” УкрДАЗТ за участю членів спеціалізованої вченої ради Д64.820.04 при Українській державній академії залізничного транспорту.

Публікації. Результати дослідження опубліковані в п’яти статтях у фахових виданнях, затверджених МОНмолодьспорту України, одному патенті України на винахід і в п’яти працях апробаційного характеру.

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота має вступ, три розділи, висновки, список використаних джерел зі 107 найменувань та 7 додатків. Повний обсяг дисертації складає 188 сторінок, в тому числі 146 сторінок основного тексту, який ілюструється 60 рисунками, містить 22 таблиці, 9 повних аркушів з таблицями і рисунками, 32 сторінки додатків.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету роботи, задачі дослідження, наукову новизну та практичне значення отриманих результаті, подано інформацію про апробацію роботи і публікації основних результатів.

Перший розділ присвячений обґрунтуванню перспективних напрямків удосконалення технології проектування та ремонту ТЗП рухомого складу.

Задачам удосконалення конструкції та підвищення якості функціонування ТЗП присвячено значну кількість наукових праць. Вагомий внесок в цьому напрямку зробили: Бабанін О.Б., Басов Г.Г., Бірюков І.В., Беляєв А.І., Боднар Б.Е., Гапонов В.С. Голубенко О.Л., Горбунов М.І., Гетьман Г.К., Далека В.Х., Іванов В.Н., Каліхович В.Н., Капіца М.І., Кельріх М.Б., Маслієв В.Г., Матяш В.О., Мороз В.І., Паламарчук М.В., Решетов Л.Н., Тартаковський Е.Д., Ткачук М.А. Фалендиш А.П., Хворост М.В., Шацилло А.А. та інші.

На основі аналізу науково-технічної літератури виділені особливості класифікації тягових приводів (ТП) рухомого складу залізниць. Найбільш розповсюдженою є їх поділ на 3 класи за ознакою особливостей розташування та ступенів підресореності тягового електродвигуна (ТЕД) і ТЗП. Відзначено, що існуюча класифікація ТП не дає повного уявлення про особливості конструкції ТП в цілому та його окремих складових зокрема. Запропоновано розглядати ТП у вигляді 4-х основних модулів (рис. 1).

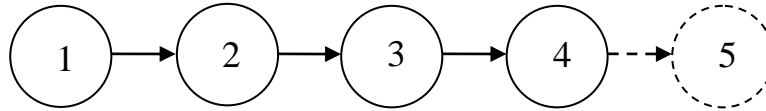


Рис.1. Структурна схема тягового приводу тягового рухомого складу:.

1 – модуль ТЕД; 2 – модуль першого вузла з'єднання; 3 – модуль ТЗП; 4 – модуль другого вузла з'єднання.

До складу модуля ТЕД входить тяговий двигун з конструкційними елементами його закріплення. До модуля першого вузла з'єднання належить передавальний механізм між електродвигуном та вхідним валом ТЗП. До модуля ТЗП входить тяговий редуктор, а саме шестерня та зубчате колесо, які розташовані в корпусі. До модуля другого вузла з'єднання належить механізм передачі обертального руху від вихідного валу ТЗП на колісну пару (умовно позначений модулем 5).

Представлення ТП у вигляді окремих модулів дозволяє описувати особливості конструкції тягових приводів за допомогою відповідної структурної формули

$$ТП - K (K_1 - K_2 - K_3 - K_4), \quad (1)$$

де K, K_1, K_2, K_3, K_4 – умовні позначення класу тягового приводу та особливостей конструкції виділених модулів.

Так, позначення K вказує на клас (I, II чи III) тягового приводу. В позначенні K_1 міститься інформація про тип ТЕД за видом струму живлення. Умовне позначення K_2 інформує про конструкцію механізму з'єднання валу тягового двигуна з вхідним валом ТЗП. Умовне позначення K_3 інформує про особливості конструкції ТЗП. Умовне позначення K_4 інформує про конструктивне виконання другого вузла з'єднання, який забезпечує передачу обертального руху від зубчатого колеса ТЗП на колісну пару.

Отримані структурні формули для тягових приводів тепловозів, електровозів і моторвагонного рухомого складу інвентарного парку Укрзалізниці та тягового рухомого складу закордонного виробництва. Наприклад, для ТП електровозу серії ВЛ11 формула має вид: $ТП-I_2 (ПС-II-ЦКЕ-Ж)$. Тобто, ТП класу I з тяговим двигуном постійного струму і двостороннім розташуванням ТЗП; шестерня редуктора розташована безпосередньо на валу ТЕД; зубчаті колеса ТЗП циліндричні косозубі без пружних елементів з евольвентним профілем зубців; зубчате колесо редуктора суцільнометалеве і розташовано безпосередньо на осі колісної пари

Застосування формалізованого описання конструкції ТП з використанням структурних формул дало можливість проведення дослідження технічного стану тягових приводів рухомого складу. Аналіз їх результатів показав, що найбільша частина відмов ТП припадає на ТЗП електропоїздів серії ЕР-2. До того ж, контроль деталей ТП, проведений під час деповських ремонтів електропоїздів серії ЕР-2 на підприємствах Південної залізниці,

засвідчив, що більшість несправностей (до 80 %) приходить на шестерню та зубчате колесо тягового редуктора.

Характер виявлених пошкоджень (втомлені тріщини вінця в районі ніжок зубців, інтенсивний знос активних профілів зубців та інші) дозволив зробити висновок про недосконалість конструкції таких ТЗП, що пояснюється застосуванням при їх проектуванні спрощених методик. Також негативний вплив на надійність ТЗП в експлуатації чинить їх необґрунтоване перекомплектування (підбір парних шестерні і колеса з допустимими ступенями зносу зубців) при проведенні деповських ремонтів. Це визначило необхідність проведення аналізу існуючої технології проектування і особливостей деповських ремонтів ТЗП сучасного МВРС.

Аналіз існуючих методик розрахунку тягових зубчатих передач тягового рухомого складу (Бірюкова І.В., Шацillo А.А., а також методики, що застосовується на Дніпропетровському електровозобудівному заводі) дозволив виділити ключові моменти проектування ТЗП, а також недоліки: відсутність процедур обґрунтованого вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення зуборізного інструменту x_1 , x_2 з урахуванням відповідних умов і аналітичного визначення коефіцієнтів форми зубців шестерні Y_{F1} і колеса Y_{F2} .

Дослідження особливостей деповських ремонтів тягових зубчатих передач показали, що рішення про їх подальшу експлуатацію приймається за результатами дефектоскопії відповідних елементів ТЗП, вимірювань товщини зубців коліс за хордами ділительних кіл, а також порівнянням встановлених вимірюваннями дійсних товщин зубців за хордами ділительних кіл шестерні $\overline{S_{1a}}$ і колеса $\overline{S_{2a}}$ з мінімальними допустимими значеннями $[\overline{S_1}]$ і $[\overline{S_2}]$. В той же час основним моментом для обґрунтованого селекційного підбору пари “шестерня-колесо” є інформація про товщину їх зубців за всією висотою.

Отримані результати визначили напрямок подальших досліджень.

У другому розділі представлено результати досліджень, спрямованих на удосконалення технології проектування та ремонтів ТЗП сучасного МВРС.

Перший етап досліджень був присвячений удосконаленню технології проектування ТЗП на основі розробки і використання процедури вибору оптимальних значень розрахункових коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 , при виготовленні коліс (з числом зубців z_1 і z_2), а також уточненого аналітичного визначення коефіцієнтів форми зубців шестерні Y_{F1} і колеса Y_{F2} .

Границі інтервалу $x_{1,2\min} \leq x_{1,2}^* \leq x_{1,2\max}$, з якого можуть вибиратися розрахункові коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 визначаються умовою відсутності підрізання зубців шестерні і колеса, а також безперервністю і плавністю зачеплення в ТЗП (розрахунковий коефіцієнт перекриття $\varepsilon \geq \varepsilon_{\min}$), відсутністю загострення зубців шестерні і колеса (товщина зубців за колом вершин $s_{a1,2} \geq 0,25 \cdot m$, де m - модуль зачеплення), відсутністю інтерференції зубців шестерні і колеса.

В основі процедури вибору коефіцієнтів зміщення x_1^* і x_2^* лежить вирішення задачі багатомірної оптимізації з обмеженням. При згортанні векторного критерію в якості головного критерію розглядається різниця максимальних ковзань на ніжках зубців $\Delta\lambda$; функціональні обмеження – $a_w = a_{wk}$ (міжосьова відстань, обумовлена конструкцією

колісно-моторного блоку), $\varepsilon \geq \varepsilon_{\min}$, $s_{a1,2} \geq 0,25 \cdot m$; параметричні обмеження – обрані інтервали варіювання $x_{1\min} \dots x_{1\max}$ і $x_{2\min} \dots x_{2\max}$.

Математичний запис задачі, що розглядається, має вид

$$\Delta\lambda(x_1^*, x_2^*) \rightarrow 0, \quad (2)$$

$$x_1^*, x_2^* \in \ddot{A}_o$$

При цьому область допустимих рішень пошуку оптимальних значень x_1^* і x_2^* визначається

$$\ddot{A}_x = \left\{ x_1, x_2 \left| \begin{array}{l} a_w = a_{we}; \varepsilon \geq 1,4; s_{a1,2} \geq 0,25 \cdot m \\ x_{1\min} \leq x_1 \leq x_{1\max} \quad x_{2\min} \leq x_2 \leq x_{2\max} \end{array} \right. \right\} \quad (3)$$

При виборі коефіцієнтів x_1^* і x_2^* доцільно використовувати допоміжні номограми (рис. 2), що будуються з використанням отриманих на основі методів математичного планування експериментів відповідних узагальнених математичних моделей (УММ) і описують зміну критеріального показника та функціональних обмежень в залежності від змінних x_1^* і x_2^* .

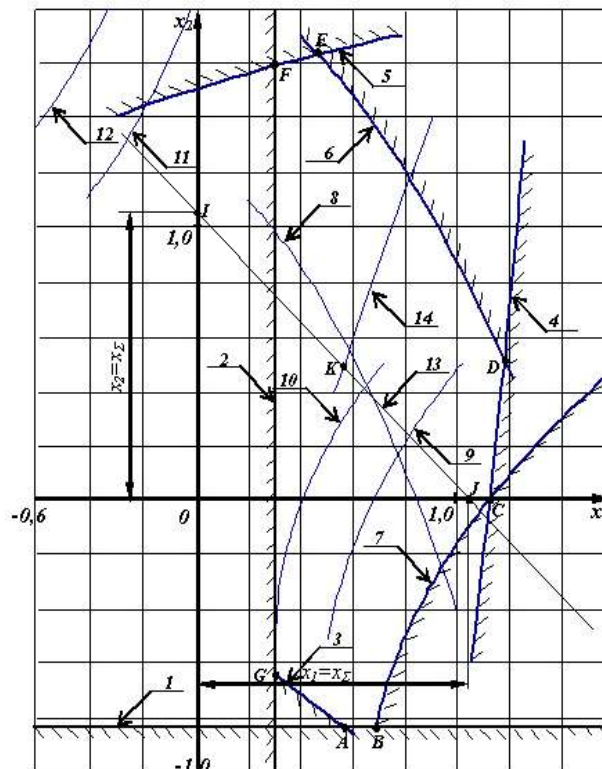


Рис.2. Комплексна номограма для вибору коефіцієнтів x_1 і x_2 при проектуванні ТЗП

Видно, що область D_x (A-B-C-D-E-F-G-A) обмежена відповідними лініями: 1 – лінія $x_{1\min} = 1 - 0,0585 \cdot z_1$; 2 – лінія $x_{2\min} = 1 - 0,0585 \cdot z_2$; 3, 4, 5 – граничні лінії відсутності інтерференції зубців; 6 – лінія $\varepsilon = 1,0$; 7 – лінія недопустимості загострення зубців $s_{a1}/m = 0$. Окрім цього для забезпечення відповідних вимог на проектування ТЗП в

координатах x_1 і x_2 побудовано наступні допоміжні лінії: 8 - $\varepsilon=1,2$; 9 - $s_{a1}/m=0,25$; 10 - $s_{a1}/m=0,4$; 11 - $s_{a2}/m=0,25$; 12 - $s_{a2}/m=0,4$; 13 - $\Delta\lambda=0$; 14 - лінія заданого відносного значення міжосьової відстані a_w .

У відповідності до умови (2) при заданій величині міжосьової лінії a_w шукані значення x_1^* і x_2^* відповідають точці К. Наприклад, за такою комплексною номограмою, побудованою для електропоїзда серії ЕР-2, встановлені оптимальні значення коефіцієнтів зміщення, які використовуються в удосконаленій технології проектування нової ТЗП, $x_1^* = 0,385$ і $x_2^* = 0,135$.

На основі аналізу розрахункової схеми сил, що діють на зубці ТЗП (рис.3), отримана розрахункова залежність для визначення коефіцієнту форми зуба

$$Y_F = k \frac{6 \cos \delta \cdot L}{S \cdot \cos \alpha_e \cdot \cos \phi}, \quad (4)$$

де k – коефіцієнт, що враховує зниження границі витривалості зубців зубчатих коліс при реверсивному характері роботи ТЗП; S – товщина зуба за небезпечним перерізом $n-n$; L – відстань від небезпечного перерізу $n-n$ до точки переносу результуючої сили R ; δ – кут між результуючою силою R і її складовою R_1 :

$$\delta = 90^\circ \pm \varphi - \alpha_e, \quad (5)$$

$$R = \frac{P_n}{\cos \varphi} = \frac{P}{\cos \alpha_e \cdot \cos \varphi}, \quad (6)$$

де P – розрахункова колова сила за початковим колом; φ - кут тертя, який задається, виходячи з найменш сприятливих умов відносно міцності зуба (для шестерні $\varphi = -8^\circ$; для колеса $\varphi = +5^\circ$); α_e – кут профілю при вершині зуба

$$R_1 = R \cdot \cos \delta = \frac{P \cdot \cos \delta}{\cos \alpha_e \cdot \cos \varphi} \quad (7)$$

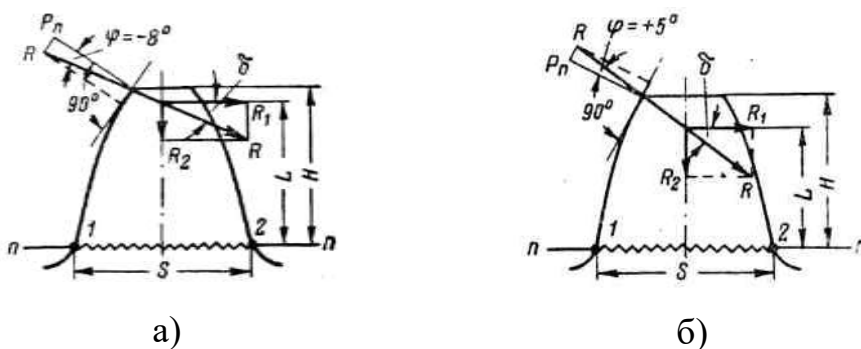


Рис.3. Схема сил, що діють на зуб шестерні (а), та зуб зубчатого колеса (б) з урахуванням сил тертя

З метою оцінювання впливу запропонованої уточненої величини Y_F на напруження згину зубців виконуються відповідні розрахунки за наведеними нижче формулами.

Питоме статичне навантаження на зубці коліс ТЗП

$$P_{\text{н0}} = \frac{F_K \cdot D_K}{2 \cdot d_w \cdot B \cdot \lambda \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha}, \quad (8)$$

де F_K – сила тяги; D_K – діаметр колеса колісної пари за колом кочення; d_w – діаметр початкового кола; B – ширина зубчатого вінця колеса; ε – коефіцієнт перекриття в торцевому перерізі; α – кут зачеплення в ТЗП.

Динамічне навантаження, що діє на ТЗП розбивається на дві складові:

- динамічне навантаження, що виникає від помилок в коловому кроці внаслідок похибок виготовлення зубчатого колеса;

- динамічне навантаження, що залежить від стану колії та швидкості руху.

Питоме динамічне навантаження від помилок колового кроку в ТЗП з новими шестернею та колесом

$$P_1 = \frac{26 \cdot \delta t_{\Sigma i}}{\frac{150 \cdot d_w}{d_{w1} \cdot V^2} + \sqrt{\left(\frac{150 \cdot d_w}{d_{w1} \cdot V^2}\right)^2 + 1} + \sqrt{\frac{225 \cdot 10^4}{Z_1^2 \cdot V^2} + 1}}, \quad (9)$$

де $\delta t_{\Sigma i}$ – допуск на накопичену похибку колового кроку; d_w – діаметр початкового кола шестерні або колеса; d_{w1} – діаметр початкового кола шестерні; V – швидкість руху тягового рухомого складу; Z_1 – число зубців шестерні.

Динамічне навантаження, яке залежить від стану колії та швидкості руху, виявляється в ТЗП через наявність вертикальних прискорень точки контакту зубчатих коліс при проходженні нерівностей колії. Вертикальне прискорення колісної пари знаходиться в прямій залежності від швидкості руху

$$W = K_w \cdot V, \quad (10)$$

де K_w – коефіцієнт прискорення.

Повне дотичне навантаження на шестерню і колесо знаходиться за формулою

$$P_2^{i \dot{i} \ddot{i}} = I^2 \cdot \frac{2 \cdot (i+1)}{d_{w1} \cdot a} \cdot W, \quad (11)$$

де I – момент інерції якоря двигуна; i – передаточне відношення передачі; a – база підвішування ТЕД.

Питоме динамічне навантаження на зубці коліс ТЗП

$$P_2 = \frac{P_2^{i \dot{i} \ddot{i}}}{2 \cdot B \cdot \lambda \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha}. \quad (12)$$

Сумарне навантаження, що діє на зубці передачі

$$P_{\Sigma} = P_{c0} + P_1 + P_2. \quad (13)$$

Остаточне напруження згину для зубців шестерень і коліс $\sigma_{F1,2}$ ТЗП

$$\sigma_{F1,2} = \frac{P_{\Sigma} \cdot \gamma_{\sigma} \cdot \varphi \cdot Y_{F1,2}}{\pi \cdot m_n}, \quad (14)$$

де γ_{σ} – коефіцієнт запасу міцності; φ – коефіцієнт концентрації напруги біля основи зуба; m_n – модуль зубчастієї передачі в нормальному перерізі; $Y_{F1,2}$ – коефіцієнт форми зуба шестерні або колеса.

Встановлено, що при використанні нової технології проектування, в якій передбачається розрахунок коефіцієнту Y_F за формулою (5) суттєво (до 25 %) уточнюються рівні напружень згину зубців в порівнянні з традиційними методиками проектування.

Запропоновано новий патенто захищений спосіб визначення експлуатаційних зносів зубців зубчатих коліс ТЗП, основою якого є отримання, розпізнавання та аналіз їх цифрових

описань при здійсненні ремонту ТЗП. Практичне використання способу в умовах локомотиворемонтних депо передбачає наступну послідовність дій:

1. На основі робочих креслень і виготовленого нового колеса ТЗП, що розглядається, аналізуються і контролюються основні геометричні параметри зубців. За допомогою штангензубоміру визначаються товщини зубців за хордами характерних кіл: вершин, початковим, ділільним та основним. Схема проведення таких вимірювань представлена на рис.4. Результати вимірювань порівнюються з відповідними значеннями на кресленні.

2. З використанням цифрової фотокамери та розробленого спеціального устаткування отримується цифрові зображення профілів зубців нового колеса. Схема їх отримання наведена на рис.5.

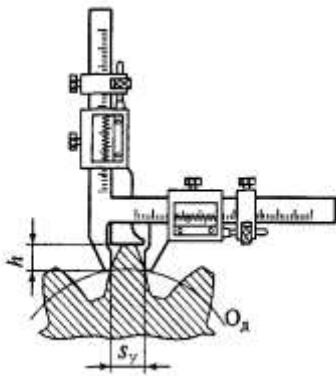


Рис.4. Визначення товщини зубців коліс за хордами характерних кіл з використанням штангензубоміру

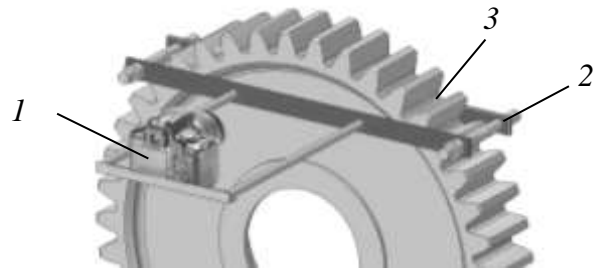


Рис.5. Схема отримання цифрових зображень зубців зубчатих коліс запропонованим способом: 1 – цифрова фотокамера; 2 – штатив; 3 – зубчате колесо

3. Отримане цифрове зображення профілів зубців нового колеса вводиться до комп'ютера і при відомих дійсних розмірах з використанням розробленої математичної моделі визначається масштабний коефіцієнт μ_1

$$\mu_1 = \frac{S_a}{S_o}, \quad (15)$$

де S_a – введене дійсне значення товщини зуба за хордою ділільного кола, мм; S_o – визначене за допомогою математичної моделі на основі отриманого цифрового зображення її відповідне значення, піксель.

Приклади цифрових зображень зубців наведені на рис. 6.

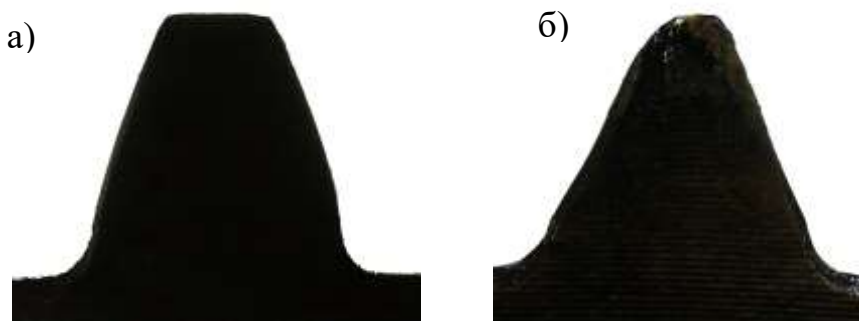


Рис.6. Цифрові зображення нового (а) та зношеного (б) зубців зубчатого колеса електропоїзда серії EP-2

4. На основі цифрового зображення і визначеного масштабного коефіцієнту отримується цифрове описання профілю зубців нового колеса в дійсних значеннях їх геометричних параметрів.

5. За описаною технологією отримуються цифрові описання профілів зубців шестерень та коліс з різним ступенем зносу.

6. Отримані цифрові описання профілів зубців досліджуються з використанням математичної моделі: скануються встановленим кроком по всій висоті - визначаються товщини зубця за хордами відповідних кіл, визначаються зноси профілів у порівнянні до профілю нового зуба. Інформація надається користувачеві у вигляді відповідної машинної видачі.

Відзначено, що для здійснення обґрунтованої комплектації пари “шестерня-колесо” при деповських ремонтах ТЗП необхідно враховувати, що при зачепленні зубців з різними ступенями зносу відбувається суттєва зміна (в порівнянні з новою ТЗП) основних геометричних (коловий крок зачеплення, товщини зубців, форма контактуючих профілів, довжина, форма і положення лінії зачеплення, значення миттєвого передаточного відношення, кутових швидкостей та прискорень), якісних (коефіцієнт перекриття, коефіцієнт питомих ковзань, питомі тиски) та міцностних (згинні та контактні напруження) показників.

Для визначення і аналізу отриманих показників запропоновано підхід, оснований на моделюванні характеристик зачеплення цифрових описань різних варіантів профілів з різними ступенями зношування. Він визначає наступну послідовність дій :

1. Отримання цифрових описань профілів зубців.

2. Побудова профілів зубців в середовищі Компас - 3D з відповідним масштабом збільшення.

3. Узгоджене прокручування зубчатих коліс у заданих напрямках з отриманням дискретних положень точок контакту профілів з перевіркою відсутності інтерференції (формування лінії зачеплення від початкової B_1 до кінцевої B_2 точок зачеплення). Приклади отриманих результатів наведені на рис.7 та рис.8.

4. Визначення коефіцієнту перекриття ε , максимальних питомих ковзань λ_{1max} і λ_{2max} , питомих тисків ν .

5. Визначення коефіцієнту додаткового динамічного навантаження k_Δ

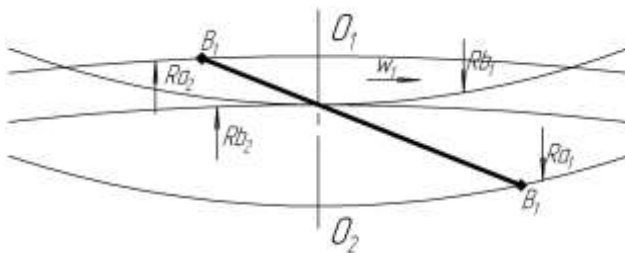


Рис.7. Лінія зачеплення нових шестерні та колеса

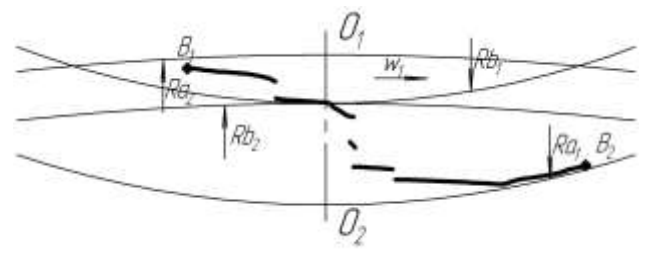


Рис.8. Лінія зачеплення шестерні та колеса з визначеним зносом зубців

Слід зауважити, що отримана лінія зачеплення є основою для оцінювання розглядаємих показників. Особливого значення набуває визначення і урахування додаткового (в порівнянні з новою ТЗП) динамічного навантаження, яке виникає при зачепленні зубців шестерні і колеса з різними ступенями зносу контактуючих профілів. Для

цього в удосконаленій технології передбачено використання коефіцієнту додаткового динамічного навантаження k_{Δ} , який розраховується за формулою

$$k_{\Delta} = 1 + k_{\Sigma} \cdot \overline{\Delta_{\Sigma}}, \quad (16)$$

де $\overline{\Delta_{\Sigma}} = \overline{\Delta_1} + \overline{\Delta_2}$ - сумарний відносний знос зубців шестерні і колеса ($\overline{\Delta_{1,2}}$ визначається як відношення відповідного зносу $\Delta_{1,2}$ до максимального зносу шестерні або колеса $\Delta_{1,2MAX}$ за хордами ділільних кіл); k_{Σ} - коефіцієнт, що враховує вплив ступеню зносу зубців на формування додаткових динамічних навантажень. Визначається на основі аналізу отриманих характеристик зачеплення ТЗП з відповідними ступенями зносу зубців коліс. Наприклад, для визначення коефіцієнту k_{Σ} при ремонті ТЗП електропоїзда серії ЕР-2 доцільно використовувати отриману апроксимуючу залежність

$$k_{\Sigma} = 0,331 + 5,718 \cdot \overline{\Delta_1} - 3,69 \cdot \overline{\Delta_2} - 7,062 \cdot \overline{\Delta_1}^2 + 10,565 \cdot \overline{\Delta_2}^2 - 4,879 \cdot \overline{\Delta_1} \cdot \overline{\Delta_2}; \quad (17)$$

При відомих значеннях коефіцієнту k_{Δ} величина навантажень для розрахунку згинних та контактних напружень $P_{\Sigma ai}$ визначається за формулою

$$P_{\Sigma ai} = k_{\Delta} \cdot P_{\Sigma}, \quad (18)$$

де P_{Σ} - сумарне навантаження, що діє на зубці нової ТЗП (за формулою 13).

Третій розділ містить результати робіт, які спрямовані на удосконалення конструкції та технології ремонту ТЗП електропоїздів серії ЕР-2.

На першому етапі з використанням удосконаленої технології виконувалось проектування нової ТЗП для електропоїздів серії ЕР-2. При цьому, вибір розрахункових коефіцієнтів зміщення x_1^* , x_2^* здійснювався на основі комплексної номограми, аналогічній до показаної на рис.2, з використанням наведених нижче УММ:

$$\varepsilon = 1,7 - 0,314 \cdot x_1 - 0,154 \cdot x_2 - 0,03 \cdot x_1^2 - 0,022 \cdot x_2^2 + 0,055 \cdot x_1 \cdot x_2; \quad (19)$$

$$\Delta\lambda_{max} = -1,9 + 4,71 \cdot x_1 - 0,057 \cdot x_2 - 1,56 \cdot x_1^2 + 0,024 \cdot x_2^2 - 0,46 \cdot x_1 \cdot x_2; \quad (20)$$

$$a_w = 479,8 + 10,13 \cdot x_1 + 10,13 \cdot x_2 - 0,54 \cdot x_1^2 - 0,54 \cdot x_2^2 - 1,04 \cdot x_1 \cdot x_2; \quad (21)$$

$$v_p = 0,34 - 0,067 \cdot x_1 - 0,067 \cdot x_2 + 0,01 \cdot x_1^2 + 0,01 \cdot x_2^2 + 0,022 \cdot x_1 \cdot x_2; \quad (22)$$

$$s_{al} = 7,14 - 3,173 \cdot x_1 + 0,0135 \cdot x_2 - 0,58 \cdot x_1^2 + 0,586 \cdot x_2^2 + 1,52 \cdot x_1 \cdot x_2; \quad (23)$$

$$Int_1 = 10,89 + 26,88 \cdot x_1 + 5,04 \cdot x_2 - 1,64 \cdot x_1^2 - 0,52 \cdot x_2^2 - 3,41 \cdot x_1 \cdot x_2. \quad (24)$$

На основі проведеного аналізу прийняті значення коефіцієнтів $x_1^* = 0,385$ і $x_2^* = 0,135$. При цьому в порівнянні з серійною в новій ТЗП збільшується коефіцієнт перекриття ε на 7-10 %, зменшуються напруження згину шестерні і колеса на 10 %, вирівнюються коефіцієнти питомих ковзань $\Delta\lambda$, що дозволяє знизити інтенсивність зносу зубців на 40 %.

На наступному етапі було проведено експериментальне дослідження особливостей зносу ТЗП електропоїздів серії ЕР-2. На базі моторвагонного депо "Харків" з резерву для подальшої експлуатації було обстежено 160 шестерень та зубчатих коліс, товщини зубців яких за хордами ділільних кіл $\overline{S_{1a}}$, $\overline{S_{2a}}$ (визначені раніше за традиційною технологією із застосуванням штангензубоміра) знаходились в межах допустимих (за правилами технічного обслуговування, поточного і капітального ремонтів електропоїздів і електросекцій) значень,

тобто, виконувалась вимога $\overline{S_{1\dot{a}}} > [\overline{S_1}]$ і $\overline{S_{2\dot{a}}} > [\overline{S_2}]$. Допустимі значення зносу зубців шестерні та колеса розглядаємої ТЗП складають: $[\overline{S_1}] = 15,5$ мм, $[\overline{S_2}] = 11$ мм.

У відповідності до запропонованого способу були отримані і оброблені цифрові версії обстежених шестерень і зубчатих коліс. При цьому їх ступені зносу ($\Delta_1 = \overline{S_{1\dot{a}}} - [\overline{S_1}]$, $\Delta_2 = \overline{S_{2\dot{a}}} - [\overline{S_2}]$) оцінювались в долях (відсотках) до максимально допустимих (граничних) величин зносів ($\Delta_{1MAX} = \overline{S_1} - [\overline{S_1}]$ - для шестерні і $\Delta_{2MAX} = \overline{S_2} - [\overline{S_2}]$ - для колеса) при номінальних розмірах $\overline{S_1} = 18,89$ мм, $\overline{S_2} = 16,28$ мм для нових коліс $\Delta_{1MAX} = 3,39$ мм, $\Delta_{2MAX} = 5,28$ мм.

Попередні дослідження з оцінювання міцності і моделювання характеристик зачеплення різних варіантів вказали на доцільність виключення з подальшого розглядання шестерні та колеса, знос зубців яких перевищував $\Delta_{1,2} = 0,6\Delta_{1,2MAX}$, або в яких мали місце граничні зношення вершин зубців та значна хвилястість контактуючих поверхонь (склали до 50 % розглядаємої партії).

За результатами аналізу цифрових версій профілів зубців за їх розмірами по всій висоті шестерні та колеса, зноси яких не перевищують значень $\Delta_{1,2} = 0,6\Delta_{1,2MAX}$ були поділені на 2 групи:

- перша група: шестерні та зубчаті колеса із зносом до $\Delta_{1,2} < 0,3\Delta_{1,2MAX}$ при мінімальних відхиленнях від початкової форми профілів (біля 30 % обстежених коліс);
- друга група: шестерні та зубчаті колеса, які мають зноси $0,3\Delta_{1,2MAX} \leq \Delta_{1,2} \leq 0,6\Delta_{1,2MAX}$ і у яких зношені профілі майже еквідистантні початковим (біля 70 % обстежених коліс).

Приклади цифрових версій зубців шестерень та зубчатих коліс вказаних груп наведені на рис. 9, 10.

Отримані для виділених груп цифрові версії зубців шестерень та коліс дозволили провести наступний етап удосконаленої технології ремонту ТЗП - моделювання характеристик зачеплення при різних варіантах комплектації “шестерня-колесо” з відповідними профілями їх зубців. З урахуванням того, що порівняльний аналіз різних варіантів потребує співставлення характеристик зачеплення ТЗП з новою шестернею та новим колесом з різними комбінаціями шестерень та коліс першої та другої груп подальше дослідження проводилось на основі використання сучасних методів математичного планування експерименту.



Рис.9. Зубці шестерні та колеса, які відносяться до першої групи ($\Delta_1 = 0,13\Delta_{1MAX}$, $\Delta_2 = 0,17\Delta_{2MAX}$)

Рис.10. Зубці шестерні та колеса, які відносяться до другої групи ($\Delta_1 = 0,55\Delta_{1MAX}$, $\Delta_2 = 0,55\Delta_{2MAX}$)

Для проведення досліджень був складений ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних ($\bar{\Delta}_1, \bar{\Delta}_2$), які варіюються на п'яти рівнях. У відповідності до виділених груп обрані інтервали варіювання змінних $\Delta_1 = (0...0,6)\Delta_{1MAX}$, $\Delta_2 = (0...0,6)\Delta_{2MAX}$. Для заданих планом варіантів формування пар “шестерня-коліс” зі зносами $\bar{\Delta}_1$, $\bar{\Delta}_2$ було проведено математичне моделювання зачеплення і визначені відповідні характеристики. Їх обробка дозволила сформулювати масиви основних показників - коефіцієнту перекриття ε , максимальних напружень згину зубців шестерні σ_{F1} та контактних напружень σ_H . На їх основі отримані наведені нижче математичні моделі, які дозволяють визначати ці показники для різних варіантів формування ТЗП при ремонтах у відповідності до ступеня зносу парних шестерень та коліс.

$$\sigma_{F1} = 213,562 + 457,696 \cdot \bar{\Delta}_1 - 405,638 \cdot \bar{\Delta}_2 - 424,567 \cdot \bar{\Delta}_1^2 + 1392,1 \cdot \bar{\Delta}_2^2 - 428,105 \cdot \bar{\Delta}_1 \cdot \bar{\Delta}_2; \quad (25)$$

$$\sigma_H = 638,249 + 492,59 \cdot \bar{\Delta}_1 + 309,257 \cdot \bar{\Delta}_2 - 162,23 \cdot \bar{\Delta}_1^2 + 498,881 \cdot \bar{\Delta}_2^2 - 829,412 \cdot \bar{\Delta}_1 \cdot \bar{\Delta}_2; \quad (26)$$

$$\varepsilon = 1,5341 - 0,08694 \cdot \bar{\Delta}_1 + 0,147 \cdot \bar{\Delta}_2 - 0,6578 \cdot \bar{\Delta}_1 \cdot \bar{\Delta}_2 \quad (27)$$

Перевірка адекватності математичних моделей підтвердила можливість і доцільність їх використання в удосконаленні технології ремонту ТЗП.

Математичні моделі (26)...(27) дозволяють досліджувати зміну показників σ_{F1} , σ_H , ε при варіантах формування ТЗП з різними значеннями зносів шестерень та коліс. При цьому доцільно застосовувати отриманий на основі їх використання комплексний графік (рис.11), на якому наведені лінії фіксованих значень цих показників в залежності від $\bar{\Delta}_1$, $\bar{\Delta}_2$. Слід відмітити складний характер їх зміни. Наприклад, гіперповерхня відклику показника σ_{F1} має сідлову точку К ($\sigma_{F1} = 275$ МПа; $\sigma_H = 830$ МПа; $\varepsilon = 1,46$) відносно якої вздовж осі z_1 відбувається збільшення напружень σ_{F1} , вздовж осі z_2 - їх зменшення. До того ж ізолінія допустимих напружень (згину шестерні $[\sigma_{F1}] = 384$ МПа та контактних $[\sigma_H] = 940$ МПа) виключає з розгляду варіанти ТЗП, у яких знос зубчатих коліс $\Delta_2 > 0,5\Delta_{2MAX}$.

На основі комплексного графіка (рис.11) було проведено дослідження різних варіантів формування ТЗП з шестерень та коліс, які відносяться до першої або другої групи. Так, для нової ТЗП ($\bar{\Delta}_{1,2} = 0$) $\sigma_{F1} = 200$ МПа $= 0,5[\sigma_{F1}]$, $\sigma_H = 612$ МПа $= 0,65[\sigma_H]$. Для ТЗП, які можуть бути сформовані при ремонті з шестерень та коліс, які відносяться до 1-ї групи ($\bar{\Delta}_{1,2} < 0,3$) зміна розглядаємих параметрів відбувається в межах: σ_{F1} від 200 МПа ($0,5[\sigma_{F1}]$) до 280 МПа ($0,7[\sigma_{F1}]$); σ_H від 612 МПа ($0,7[\sigma_H]$) до 830 МПа ($0,9[\sigma_H]$); ε від 1,54 до 1,5.

Для ТЗП, в яких використовуються шестерні та колеса 2-ї групи ($\bar{\Delta}_1 = 0,3...0,6, \bar{\Delta}_2 = 0,3...0,5$): σ_{F1} від 290 МПа ($0,7[\sigma_{F1}]$) до 390 МПа ($[\sigma_{F1}]$); σ_H від 830 МПа ($0,9[\sigma_H]$) до 940 МПа ($[\sigma_H]$); ε від 1,47 до 1,38. Якщо в ТЗП використовуються шестерні 2-ї групи та колеса 1-ї групи: σ_{F1} від 320 МПа ($0,8[\sigma_{F1}]$) до 280 МПа ($0,7[\sigma_{F1}]$); σ_H від 770 ($0,8[\sigma_H]$) до 850 МПа ($0,9[\sigma_H]$); ε від 1,50 до 1,45. В разі складання ТЗП з шестерень 1-ї групи та коліс 2-ї групи: σ_{F1} від 220 МПа ($0,6[\sigma_{F1}]$) до 350 МПа ($0,9[\sigma_{F1}]$); σ_H від 780 МПа ($0,8[\sigma_H]$) до 940 МПа ($[\sigma_H]$); ε від 1,46 до 1,42.

Наведений графік (рис.11) дозволяє обґрунтовано вибирати різні варіанти ТЗП при ремонтах в залежності від ступенів зносу шестерень та коліс, що є в наявності. При цьому перевагу слід віддавати варіантам з меншими значеннями σ_{F1} , σ_H і більшим ε .

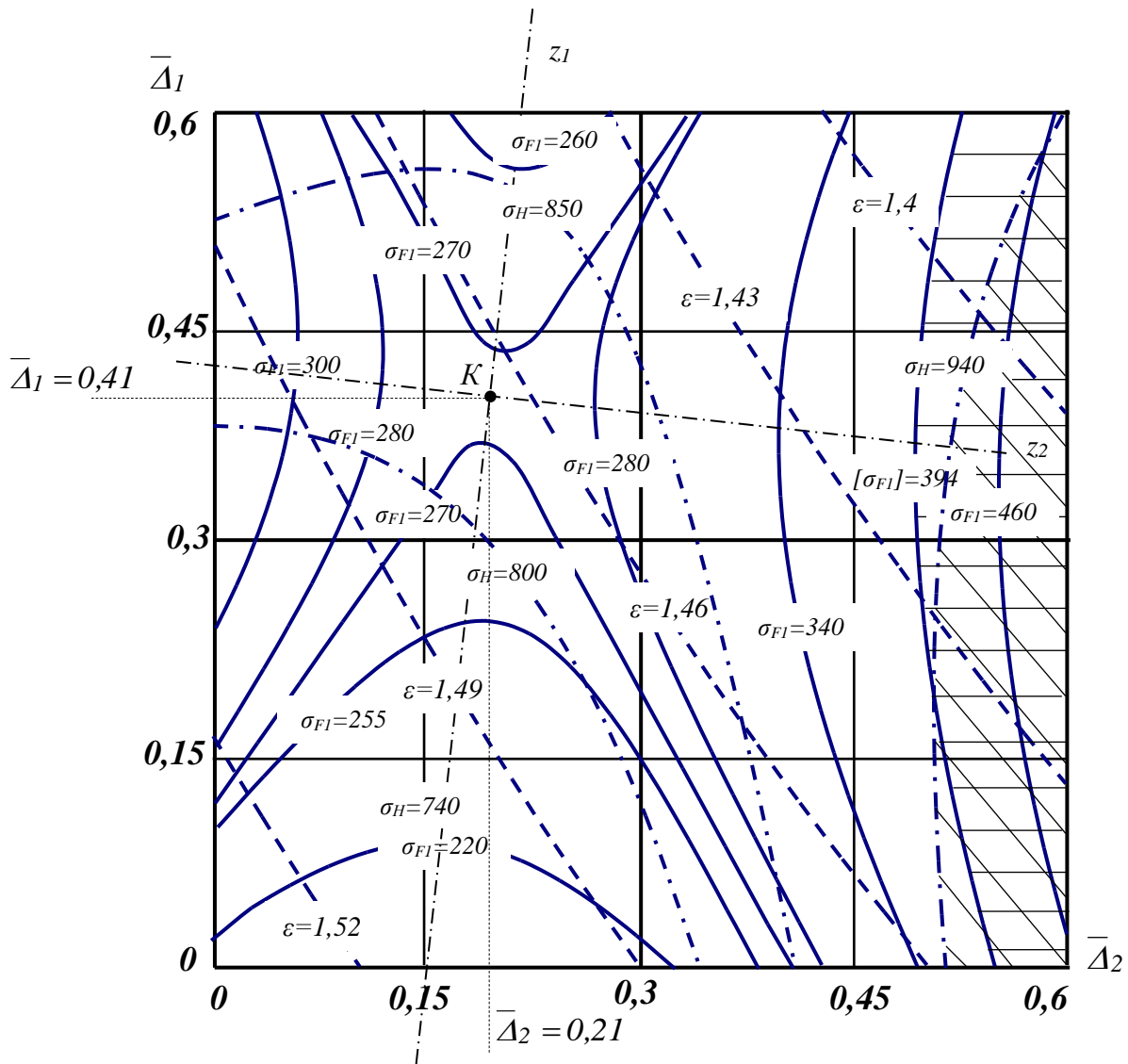


Рис.11. Комплексна номограма для підбору пар “шестерня-колесо”

Розрахунковий економічний ефект від впровадження удосконаленої технології ремонту ТЗП МВРС на підприємствах Південної залізниці складає 49412 грн.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішено науково – практичне завдання з удосконалення технології проектування та ремонту тягових зубчатих передач з метою поліпшення їх експлуатаційних характеристик.

Отримані наукові та практичні результати дозволили зробити наступні висновки:

1. Аналіз конструкції тягових приводів рухомого складу Укрзалізниці показав, що загальноприйнята класифікація ТП характеризує тільки особливість розташування та закріплення ТВД та ТЗП і не достатньо висвітлює конструкція тягового приводу в цілому та його окремих складових зокрема. Вирішення питань з удосконалення конструкції ТП на основі відповідних технологій проектування та ремонту потребує розробки більш детальних формалізованих описань тягових приводів.

2. Запропоновано формалізоване модульне описання тягового приводу сучасного рухомого складу. Отримано відповідні структурні формули для тепловозів, електровозів,

електропоїздів та дизель-поїздів, що містять описання структури і особливостей конструкції виділених модулів ТП. Їх наявність дозволила провести аналіз пошкоджень ТП в експлуатації і обґрунтувати в якості одного з перспективних напрямків досліджень удосконалення конструкції ТЗП на основі використання відповідних технологій проектування та ремонту.

3. Одним з головних елементів технологій проектування ТЗП є проектувальні та перевірочні розрахунки зубчатих коліс та характеристик їх зачеплення у складі ТЗП. Встановлено, що до перспективних напрямків їх удосконалення слід віднести підвищення якості проведення цих робіт за рахунок використання уточненої процедури вибору коефіцієнтів зміщення x_1 , x_2 і визначення коефіцієнтів форми зубців Y_{F1} , Y_{F2} .

4. Отримано математичні залежності, які встановлюють зв'язок основних конструктивних і якісних показників ТЗП з обраними величинами коефіцієнтів зміщення x_1 та x_2 та коефіцієнтів форми зубців Y_{F1} , Y_{F2} . Їх використання дозволяє здійснювати оптимізаційне проектування ТЗП як рішення задачі багатомірної оптимізації з обмеженням.

5. Вузловим моментом при проведенні деповських ремонтів ТЗП є визначення рівнів зносів зубців шестерні і колеса тягових зубчатих передач і прийняття рішення про можливість їх подальшої експлуатації. Оцінка ступеня зносу коліс виконується шляхом безпосередніх вимірювань величини товщини зубців за хордами ділильного кола і порівняння отриманих значень з допустимими. В той же час особливість зносів за всією висотою зубців має важливе значення при формуванні якісних характеристик зачеплення ТЗП. Тому пропонується використання розробленого патентозахищеного способу визначення експлуатаційних зносів зубців зубчатих коліс, який базується на отриманні цифрових описань контактуючих профілів і визначення зносів за всією висотою зубців.

6. При здійсненні деповських ремонтів важливе значення має селекційний підбір пар “шестерня - зубчате колесо” для подальшої експлуатації у складі ТЗП. Запропоновано підхід до вирішення цієї задачі за найкращими результатами математичного моделювання характеристик зачеплення цифрових описань різних варіантів профілів з різними ступенями зношування.

7. Обґрунтовано доцільність використання удосконаленої технології для проектування ТЗП електропоїздів серії ЕР-2. При запропонованих коефіцієнтах зміщення $x_1 = 0,385$, $x_2 = 0,135$, а також коефіцієнтах форми зубців $Y_{F1} = 4,632$, $Y_{F2} = 4,391$ в новій передачі в порівнянні з серійною коефіцієнт перекриття ε_α збільшується на 7-10 %, напруження згину шестерні і колеса в небезпечному перерізі зменшуються до 10 %, а також, вирівнюються питомі ковзання $\Delta\lambda = \lambda_{1max} - \lambda_{2max} = 0$, що забезпечить зниження інтенсивності зносу зубців до 40 %.

8. Оцінювання ступенів зносу шестерень та зубчатих коліс ТЗП за величиною хорди ділильного кола (контроль умови $\Delta_{1,2} \leq \Delta_{1,2MAX}$) слід доповнювати аналізом особливостей зносу за всією висотою зубців. Для цього доцільно використовувати запропонований в дисертації метод, оснований на отриманні і аналізі їх цифрових описань.

9. За результатами проведених розрахунково-експериментальних досліджень встановлено, що в резерв для подальшої експлуатації у складі ТЗП слід відносити шестерні та колеса ступінь зносу яких не перевищує 0,6 від максимально допустимих значень. Це обмеження пояснюється тим, що при більших рівнях зносу ($0,6\Delta_{1,2MAX} < \overline{\Delta_{1,2}}$) в передачі

виникають додаткові динамічні навантаження внаслідок яких суттєво (в 2 - 3 рази) зростають згинні та контактні напруження. При розгляді питань доцільності подальшої експлуатації шестерень та зубчатих коліс ТЗП пропонується відносити їх до однієї з двох груп: перша характеризується ступенем зносу $0 \leq \Delta_{1,2} < 0,3\Delta_{1,2MAX}$; 2-га - $0,3\Delta_{1,2MAX} \leq \Delta_{1,2} < 0,6\Delta_{1,2MAX}$.

10. У відповідності до удосконаленої технології ремонту комплектацію пар зачеплення слід проводити з урахуванням не тільки ступенів зносу шестерень та коліс, а і відповідних характеристик зачеплення при їх сумісній роботі. Для цього доцільно використовувати отримані в дисертації математичні моделі виду $\sigma_{F1} = f(\overline{\Delta}_1, \overline{\Delta}_2)$, $\sigma_H = f(\overline{\Delta}_1, \overline{\Delta}_2)$, $\varepsilon = f(\overline{\Delta}_1, \overline{\Delta}_2)$, а також побудований з їх використанням комплексний графік. На їх основі встановлено, що для ТЗП електропоїздів серії ЕР-2 при комплектації ТЗП з новими шестернею та колесом $\sigma_{F1} = 0,5[\sigma_{F1}]$, $\sigma_H = 0,65[\sigma_H]$. Для ТЗП з комплектацією шестернями і колесами які відносяться до першої групи: $\sigma_{F1} = (0,5 \dots 0,7)[\sigma_{F1}]$, $\sigma_H = (0,7 \dots 0,9)[\sigma_H]$, $\varepsilon = 1,54 \dots 1,5$. Для ТЗП, які складаються з шестерень та коліс другої групи: $\sigma_{F1} = (0,7 \dots 1,0)[\sigma_{F1}]$, $\sigma_H = (0,9 \dots 1,0)[\sigma_H]$, $\varepsilon = 1,47 \dots 1,38$. Для ТЗП які складаються з шестерень 2-ї групи та коліс 1-ї групи: $\sigma_{F1} = (0,8 \dots 0,7)[\sigma_{F1}]$, $\sigma_H = (0,8 \dots 0,9)[\sigma_H]$, $\varepsilon = 1,50 \dots 1,45$. Для ТЗП які складаються з шестерень 1-ї групи та коліс 2-ї групи: $\sigma_{F1} = (0,6 \dots 0,9)[\sigma_{F1}]$, $\sigma_H = (0,8 \dots 1,0)[\sigma_H]$, $\varepsilon = 1,46 \dots 1,42$. Отримані результати дозволяють приймати обґрунтовані рішення з ремонту ТЗП за умов отримання найбільш прийнятних характеристик зачеплення в експлуатації.

11. Розрахунковий економічний ефект від впровадження удосконаленої технології ремонту ТЗП МВРС на підприємствах Південної залізниці складає 49412 грн.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні праці:

1. Мороз В.І. Уточнена методика проектувальних розрахунків тягових зубчастих передач моторвагонного рухомого складу / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // Зб.наук.праць УкрДАЗТ. – Харків, 2009. – Вип. 107. – С. 153-158.
2. Мороз В.І. Обґрунтування перспективних напрямків підвищення експлуатаційної надійності тягових передач електропоїздів серії ЕР-2 / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // Зб.наук.праць УкрДАЗТ. – Харків, 2009. – Вип. 111. – С.176-182.
3. Мороз В.І. Нова методика визначення експлуатаційних зносів профілів зубців та підбору парних коліс тягових зубчатих передач / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // Зб.наук.праць УкрДАЗТ. – Харків, 2010. – Вип. 117. – С.12-16.
4. Іщенко В.І. Використання блокуючого контуру для вибору оптимальних коефіцієнтів зміщення зубчатих коліс тягового редуктора тепловоза 2 ТЕ116 / В.І. Іщенко, О.С. Шуліка, С.В. Бобрицький // Зб.наук.праць УкрДАЗТ. – Харків, 2010. – Вип. 119. – С.154-158.
5. Мороз В.І. Новий підхід до класифікації тягових приводів рухомого складу залізниць / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // Зб.наук.праць ДонІЗТ. – Донецьк, 2012. – Вип. 29. – С. 162-166.

6. Пат. 94015 Україна, МПК F16H 1/06 (2006.01) Спосіб визначення товщини зубця симетрично розташованого відносно опор прямозубого зубчатого колеса / Мороз В.І., Братченко О.В., Бобрицький С.В. - №201009172; Заявл. 21.07.2010; опубл. 25.03.2011. Бюл. № 6.

Праці апробаційного характеру:

7. Мороз В.І. Особливості визначення коефіцієнтів зміщення зубчатих коліс тягових передач рухомого складу залізниць / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // Матеріали V міжнародної науково-практичної конференції “Науковий простір Європи-2009” – Przemysl: Nauka I studia, 2009 – Вип. 18. – С 30-33.

8. Мороз В.І. Особливості проведення ремонту тягових зубчатих передач моторвагонного рухомого складу/ В.І. Мороз, С.В. Бобрицький // XVIII Міжнародна науково-практична конференція: «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» MicroCAD – 2010 (12.05.2010-14.05.2010), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» 2010г. – Ч.1С. 266.

9. Мороз В.І. Аналіз особливостей конструкції тягових приводів рухомого складу залізниць / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // XIX Міжнародна науково-практична конференція: «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» MicroCAD – 2011 (01.06.2011-03.06.2011), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» 2011г. – Ч.1С. 175.

10. Мороз В.І. Аналіз існуючих методів проектування і ремонту зубчатих коліс тягових передач рухомого складу / В.І. Мороз, О.В. Братченко, С.В. Бобрицький // XXXVI научно-техническая конференция преподавателей, аспирантов и сотрудников Харьковской национальной академии городского хозяйства “Городской электротранспорт, электроснабжение и освещение городов” (24.04.2012-26.04.2012): Программа и тезисы докладов. – Харьков, 2012.- Ч.2 С. 51.

11. Калабухін Ю.Є. Оцінка економічної ефективності впровадження нових методів ремонту тягових зубчатих передач залізничного рухомого складу / Ю.Є. Калабухін, О.В. Громова, С.В. Бобрицький // 74-та міжнародна науково-практична конференція кафедр Української державної академії залізничного транспорту та спеціалістів залізничного транспорту підприємств (24.04.2012 - 25.04.2012) / Зб.наук.праць УкрДАЗТ. – Харків, 2012. – Вип. 129. – С.240

АНОТАЦІЯ

Бобрицький С.В. Удосконалення технології проектування та ремонту тягових зубчатих передач моторвагонного рухомого складу. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів.–Українська державна академія залізничного транспорту МОНмолодьспорту України, Харків, 2012.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуального науково – практичного завдання – поліпшення експлуатаційних характеристик тягових зубчатих передач моторвагонного рухомого складу за рахунок удосконалення технології їх проектування та ремонту.

Науково обґрунтована доцільність удосконалення технології проектування тягових зубчатих передач моторвагонного рухомого складу за рахунок використання методів

математичного планування експериментів для вибору оптимальних коефіцієнтів зміщення зуборізного інструменту x_1 , x_2 за умови забезпечення незмінної міжосьової відстані a_w та аналітичне визначення коефіцієнтів форми зуба Y_{F1} , Y_{F2} відповідно до запропонованої математичної залежності. Технологія ремонту удосконалена за рахунок запропонованого розрахунково - експериментального способу визначення ступеня експлуатаційних зносів зубчатих коліс тягових зубчатих передач та обґрунтованого селекційного підбору пари “щестерня - зубчате колесо” під час проведення ремонтів з метою отримання поліпшення експлуатаційних характеристик ТЗП.

Ключові слова: моторвагонний рухомий склад, тяговий привод, тягова зубчата передача, зубчаті колеса, технологія проектування, технологія ремонту, математичні залежності, характеристики зачеплення.

АННОТАЦІЯ

Бобрицкий С.В. Усовершенствование технологии проектирования и ремонта тяговых зубчатых передач моторвагонного подвижного состава. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов. – Украинская государственная академия железнодорожного транспорта МОНмолодежьспорта України, Харьков, 2012.

Диссертационная работа посвящена решению актуального научно-практического задания - улучшение эксплуатационных характеристик тяговых зубчатых передач моторвагонного подвижного состава за счет усовершенствования технологии их проектирования и ремонта.

В диссертационной работе научно обоснованы перспективные направления усовершенствования технологии проектирования и ремонта тяговых зубчатых передач.

Разработано формализованное описание тяговых приводов современного подвижного состава в виде соответствующих структурных формул, учитывающих особенности конструкции и функционирования основных взаимосвязанных модулей ТП различных классов.

Предложен новый подход по выбору оптимальных коэффициентов смещения зуборезного инструмента x_1 , x_2 , при условии обеспечения неизменного межосевого расстояния a_w . Он заключается в составлении обобщённых математических моделей на основе методов математического планирования эксперимента и получении комплексных номограмм, по которым выполняется выбор коэффициентов смещения x_1 , x_2 .

Усовершенствована технология конструирования зубчатых передач, которая заключается в определении коэффициентов формы зубьев Y_{F1} , Y_{F2} с помощью предложенной математической зависимости, включающей геометрические параметры зубчатых колёс.

Предложен новый патентозащищённый способ определения износа активных профилей зубьев по всей высоте на основе получения и анализа цифрового описания реальных профилей зубьев.

Разработан расчетно-экспериментальный способ моделирования характеристик зацепления тяговых зубчатых передач с реальными профилями зубьев. Он включает определения положения линии зацепления и расчет показателей качества зацепления, таких, как коэффициент перекрытия, максимальных удельных скольжений, удельных давлений,

мгновенного передаточного отношения, угловых скоростей и ускорений, изгибных и контактных напряжений.

Проведено экспериментальное исследование особенностей износа тяговых зубчатых передач электропоездов серии ЭР-2. Анализ износа шестерен и зубчатых колес а также предварительные исследования по оцениванию прочности и моделирования характеристик зацепления различных вариантов указал на необходимость исключения с дальнейшего рассмотрения шестерни и зубчатые колеса с износом более 60 % от максимального и с предельным износом по вершинам и значительной волнистостью контактирующих поверхностей. Шестерни и зубчатые колеса с износом менее 60 % от максимального и профилями, эквидистантными начальным, были поделены на две группы в зависимости от степени износа. Цифровые версии шестерен и зубчатых колес данных групп использовались при моделировании характеристик зацепления.

С помощью разработанных математических моделей и построенного на их основе комплексного графика получены показатели качества зацепления для пар “шестерня - зубчатое колесо” с различными степенями износа. Полученные результаты позволяют принимать обоснованные решения по ремонту ТЗП при условии получения наиболее приемлемых характеристик зацепления в эксплуатации.

Оценка экономической эффективности рекомендаций по усовершенствованию методов проектирования и ремонта тяговых зубчатых передач показала, что внедрение предложенных решений обеспечит годовой экономический эффект в размере 49412 грн.

Ключевые слова: моторвагонный подвижной состав, тяговый привод, тяговая зубчатая передача, зубчатые колеса, технология проектирования, технология ремонта, математические зависимости, характеристики зацепления.

ABSTRACT

Bobrytskiy S.V. The Improvement of designing and maintenance technology for tractive train of gears of multiple unit rolling stock. – Manuscript

Dissertation for a candidate degree in technical science: speciality 05.22.07– Railway rolling stock and train traction. – Ukrainian State Academy of railway transport, Kharkiv, 2012.

The present dissertation deals with solving the topical theoretical and practical task – the improvement of operational characteristics of tractive train of gears of multiple unit rolling stock due to the design and maintenance technology perfection.

The expediency of the designing technology improvement for tractive train of gears of multiple unit rolling stock due to the application of methods of experiment mathematical planning for choosing the optimal displacement coefficient x_1 , x_2 of serrating tool provided the invariable axle spacing and analytical defining of the tooth form coefficient according to proposed mathematical dependence has been theoretically grounded. The maintenance technology is improved due to the proposed calculation experimental method of defining work wear degree of toothed gear wheels of tractive train of gears as well as theoretically substantiated selection of “gear wheel – tooth gear” couple during maintenance and repair work with the aim of improving tractive train of gears operational characteristics.

Key words: multiple unit rolling stock, tractive driving gear, tractive tooth gear, gear wheels, designing technology, maintenance technology, mathematical dependences, coupling characteristics.

Бобрицький Сергій Владиславович

УДК 629.42: 62-233.3/.9

**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ТА РЕМОНТУ
ТЯГОВИХ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ МОТОРВАГОННОГО РУХОМОГО
СКЛАДУ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Надруковано згідно з оригіналом автора

Відповідальний за випуск

к.т.н., доц. Братченко О.В.

Підписано до друку « 27 » грудня 2012
формат паперу 60x84 1/16
Папір для тиражувальних апаратів, друк на різнографі
Умовн.-друк арк. 0,9 Обл.-вид. арк. 1,0
Замовлення № 616 , тираж 100 прим.

Видавництво УкрДАЗТ, свідоцтво ДК №2874 від 12.06.2007р.
Друкарня УкрДАЗТ
61050, м. Харків, майдан Фейєрбаха, 7