

Українська державна академія залізничного транспорту

Ковальов Олександр Юхимович

УДК: 629.4.027:621.333

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКІВ
ТА ВИПРОБУВАНЬ ТЯГОВИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ
ДЛЯ РУХОМОГО СКЛАДУ НОВОГО ПОКОЛІННЯ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків –2009

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі "Системи електричної тяги" Української державної академії залізничного транспорту Міністерства транспорту та зв'язку України

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Яцько Сергій Іванович,
Українська державна академія залізничного транспорту, кафедра "Системи електричної тяги",
доцент

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Тартаковський Едуард Давидович,
Українська державна академія залізничного транспорту, кафедра «Експлуатація та ремонт рухомого складу», завідувач

кандидат технічних наук, доцент
Хворост Микола Васильович,
Харківська національна академія міського господарства, факультет заочного навчання, декан

Захист відбудеться " ____ " _____ 2009 р. о _____ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.820.04 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 " ____ " _____ _____ р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

А.П. Фалендиш

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Вступ. В рамках «Комплексної програми оновлення залізничного рухомого складу України на 2006–2010 роки» передбачається створення рухомого складу нового покоління, з високим рівнем безпеки руху та якісно кращими експлуатаційними характеристиками. Однією з цілей є підвищення швидкості руху, що потребує зниження рівня динамічної взаємодії екіпажа і колії. Важливим напрямком вирішення цієї науково-технічної задачі є зниження маси ходової частини, як необресореної, так і маси всього візка. В першу чергу це можливо за рахунок поліпшення масогабаритних показників розміщеного на візках обладнання, такого як тяговий електродвигун (ТЕД), редуктор та іншого.

Щодо ТЕД, вже є практичний досвід їх створення без жорсткого масивного корпусу. Це дало значний вигравш за масою та габаритами, але потягло за собою проблеми щодо забезпечення їх динамічних і міцнісних характеристик.

У зв'язку з цим, важливою задачею, що потребує вирішення при створенні ТЕД з поліпшеними масогабаритними показниками, є вдосконалення методів розрахунків та випробувань в плані підвищення їх точності і достовірності.

Актуальність теми. Аналіз даних експлуатації ТЕД свідчить про те, що до 50% відмов відбувається з механічних причин, що в першу чергу пов'язано із значними зовнішніми динамічними навантаженнями, які визначаються взаємодією рухомого складу і колії та взаємним впливом елементів тягового електропривода під час руху. Остання обставина диктує необхідність визначення міцнісних та динамічних характеристик, зокрема власних частот та форм коливань ТЕД з урахуванням його підвищення.

Велике значення мають також внутрішні збудники механічних коливань ТЕД, узагальненою характеристикою яких є рівень власної вібрації ТЕД. Підвищений рівень вібрації призводить до суттєвого зниження ресурсу як основних елементів, так і ТЕД в цілому. Наприклад, відомо, що зростання віброшвидкості ТЕД з 5 до 10 мм/с знижує ресурс якірних підшипників на 70%. Тому допустимий рівень власної вібрації ТЕД досить жорстко обмежується нормативними документами та контролюється при його виготовленні.

Зовнішні і внутрішні динамічні навантаження сприймаються несучими елементами ТЕД, зокрема корпусом, який може бути традиційним суцільнометалевим, виготовленим з литва або звареним з прокату, або каркасного типу (безкорпусне виконання ТЕД). Безкорпусні ТЕД вигідно відрізняються за питомою матеріаломісткістю від виготовлених з застосуванням традиційної конструкції. Зазначені двигуни використовуються як на рухомому складі зарубіжного виробника, так і на рухомих одиницях нового покоління вітчизняного виробництва, а саме на дослідних зразках локомотивів ДСЗ, ТЕП-150 та дизель-поїздів ДЕЛ-02.

У зв'язку з суттєвими відмінностями ТЕД безкорпусного виконання, пов'язаними з відсутністю суцільнометалевого корпусу, виявилось, що дотримання чинних норм проектування не забезпечує вимог до динаміки та міцності ТЕД. З цього випливає актуальність і гостра практична потреба удосконалення методів розрахунків і випробувань безкорпусних ТЕД рухомого складу в частині

врахування особливостей їх конструкції.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася на кафедрі "Системи електричної тяги" Української державної академії залізничного транспорту відповідно до Державної програми "Розвиток рейкового рухомого складу соціального призначення для залізничного транспорту та міського господарства" (введена в дію постановою Кабінету Міністрів України № 769 від 02.06.1998 р.), Державної програми розвитку машинобудування на 2006–2011 рр. у рамках дослідно-конструкторської роботи "Розробка і створення дослідницького стенда системи інвенторного запуску дизель–агрегатів тепловозів" (№ ДР 0108U000046), науково–дослідної роботи „Проведення досліджень з оптимізації електрообладнання електропоїздів і розробка рекомендацій щодо створення для них енергозберігаючого комплексу електрообладнання” (№ ДР 0107U005713), за безпосередньої участі автора. Автор є виконавцем у всіх перерахованих науково-дослідних роботах.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є підвищення точності і достовірності методів розрахунків та випробувань тягових електродвигунів для рухомого складу нового покоління шляхом врахування особливості їх виконання та умов експлуатації, що дозволяє поліпшити масогабаритні показники тягових електродвигунів та знизити динамічну взаємодію екіпажа і колії.

Для досягнення поставленої мети сформульовані такі основні завдання:

- виконати аналіз існуючих методів розрахунків та випробувань тягових електродвигунів рухомого складу щодо забезпечення їх динамічних і міцнісних характеристик;

- розробити скінченноелементну модель статора і тягового електродвигуна в цілому для цілей вирішення задач про власні форми та частоти коливань, статичного та динамічного аналізу напружено–деформованого стану з урахуванням конструктивних особливостей тягового електродвигуна, в тому числі анізотропії осердя статора;

- побудувати математичну модель коливань ротора у пружних опорах з нелінійною характеристикою і на її базі та моделі статора розв'язати задачу про власний вібраційний стан тягового електродвигуна;

- на базі фізичного моделювання візка тягового рухомого складу визначити зв'язок характеристик динамічного навантаження елементів візка, в тому числі тягового електродвигуна, і характеристик напруженого стану та здійснити перевірку адекватності розробленої скінченноелементної моделі тягового електродвигуна;

- методами спектральної вібродіагностики одержати експериментальні дані про рівень та спектральний склад власної вібрації окремого тягового електродвигуна безкорпусного виконання та здійснити перевірку адекватності математичної моделі для розв'язання задачі про його власний вібростан;

- використовуючи методи експериментальних досліджень, отримати уточнені дані параметрів зовнішніх механічних факторів, що діють в експлуатації на тяговий електродвигун з опорно-рамним підвішуванням в частині співвідношення вертикальної, повздовжньої та бокової складових сумарного вектора

віброприскорень, і на їх основі виконати аналіз впливу безкорпусної конструкції тягового електродвигуна на його напружено-деформований стан;

– на основі розробленої скінченноелементної моделі тягового електродвигуна визначити динамічні характеристики, зокрема власні частоти та форми коливань з урахуванням впливу його конструктивного виконання та підвищування на локомотиві;

– методами математичного моделювання і чисельного аналізу отримати залежність рівня власної вібрації тягового електродвигуна безкорпусного виконання від частоти обертання ротора та його конструктивних параметрів.

Об'єкт дослідження – процес створення та випробувань тягових електродвигунів з поліпшеними масогабаритними показниками для рухомого складу нового покоління.

Предмет дослідження – методи розрахунків та випробувань тягових електродвигунів з урахуванням впливу конструктивного виконання для забезпечення їх міцнісних і динамічних характеристик.

Методи дослідження. Досягнення поставленої мети реалізовано на основі чисельних та аналітичних методів аналізу напружено-деформованого стану пружних тіл на базі методу скінченних елементів, аналітичних методів теоретичної механіки, теорії коливань, математичної статистики, експериментальних методів дослідження напружено-деформованого стану конструкцій та методів спектральної вібродіагностики.

Наукова новизна одержаних результатів:

– вперше запропоновано підхід до комплексного вирішення наукової задачі удосконалення динамічних і міцнісних методів розрахунків та випробувань тягових електродвигунів, що дозволило забезпечити підвищення їх точності та достовірності;

– вперше отримано залежності параметрів динамічного навантаження і напруженого стану статора тягового електродвигуна з явно вираженою анізотропією його елементів, що дозволило виявити вплив конструкційного виконання тягового електродвигуна на його динамічні і міцнісні характеристики;

– вперше отримано закономірності впливу анізотропії осердя статора тягового електродвигуна, як складової екіпажної частини рухомого складу, на власні частоти та форми коливань, його напружено-деформований стан, що дозволило розрахувати динамічні і міцнісні параметри тягового електродвигуна з поліпшеними масогабаритними показниками;

– вперше отримано залежності рівня віброшвидкості тягового електродвигуна безкорпусного виконання від частоти обертання ротора, величини залишкового дисбалансу та радіального зазору в підшипниках з урахуванням масових і жорсткісних характеристик статора двигуна, інерційних і геометричних параметрів ротора, що дозволило розв'язати задачу визначення максимально допустимого залишкового дисбалансу ротора;

– отримали подальший розвиток методи розв'язання задач теорії нелінійних коливань жорсткого ротора тягового електродвигуна в опорах з нелінійною характеристикою при дії сил залишкового дисбалансу ротора, що дозволило

розв'язати задачу про власний вібростан тягового електродвигуна з урахуванням особливостей його конструкції;

– удосконалено методи розв'язання задач про динамічні характеристики та напружено–деформований стан тягового електродвигуна безкорпусного виконання в частині врахування його конструктивних особливостей, що дозволило підвищити точність і достовірність розрахунків;

– удосконалено методи випробувань тягових електродвигунів на віброміцність у складі натурального фрагмента візка рухомого складу, що дозволило визначити і проаналізувати частотний діапазон навантажень та наблизити умови випробувань до умов експлуатації і підвищити достовірність і інформативність випробувань.

Практичне значення одержаних результатів:

– розроблено методичні рекомендації щодо побудови скінченноелементної моделі тягового електродвигуна з використанням елементів, що адекватно відображають особливості конструкції тягового електродвигуна безкорпусного виконання і враховують анізотропію його складових частин;

– розроблено методику та пристрій для стендових досліджень вібронавантаженості та віброміцності тягового електродвигуна у складі натурального фрагмента візка локомотива;

– уточнено дані щодо вібронавантаженості тягового електродвигуна з опорно-рамним підвішуванням в умовах рядової експлуатації рухомого складу в частині співвідношення вертикальної, повздовжньої та бокової складових сумарного вектора віброприскорень, що дозволило удосконалити методики розрахунків та випробувань на віброміцність тягових електродвигунів;

– створені в роботі підходи і методики дозволили підвищити достовірність інженерних розрахунків щодо визначення напружено-деформованого стану та рівня власної вібрації цілої низки тягових електродвигунів безкорпусного виконання, зокрема АД914, АД906, ЕД150, ЕД150А;

– надано рекомендації щодо вибору максимально допустимого залишкового дисбалансу ротора тягового електродвигуна безкорпусного виконання при визначених зазорах та жорсткості статора для забезпечення його нормованого рівня механічної вібрації.

Особистий внесок здобувача. В роботах зі співавторами особистий внесок автора полягає в наступному: [1] – зроблено аналіз джерел вібрації ТЕД з застосуванням методів спектральної вібродіагностики; [2] – на основі моделювання досліджено власні частоти та форми коливань ТЕД та їх співвідношення з частотами зовнішніх факторів, а саме зубцевою частотою, дефектом внутрішнього та зовнішнього кілець якірного підшипника, залишкового дисбалансу якоря; [3] – розроблено математичну модель і на її основі виконано аналіз рівня вібрації електричної машини рухомого складу під дією сил, пов'язаних із залишковим дисбалансом; [5] – проведено дослідження вібронавантаження ТЕД в умовах рядової експлуатації та визначено співвідношення між просторовими складовими віброприскорень ТЕД електропоїзда ЕПЛ9Т; [6] – на основі математичного моделювання проаналізовано рівень механічної вібрації в залежності від частоти

обертання ротора, залишкового дисбалансу і зазорів у підшипнику та досліджено напружено-деформований стан статора ТЕД безкорпусного виконання під дією об'ємної зовнішньої вібрації; [7] – отримано експериментальні данні рівня власної вібрації тягових електродвигунів безкорпусного виконання для різних класів балансування їх роторів [8] – зроблено аналіз існуючих способів та стендів для вібраційних випробувань техніки для залізничного транспорту; [9] – показано впровадження методики випробувань на віброміцність ТЕД у складі фрагмента візка; [10] – розроблено скінченноелементну модель ТЕД безкорпусного виконання та проаналізовано вплив анізотропії статора на рівень його механічної вібрації.

Апробація результатів дисертації. Основні положення й результати дисертаційної роботи доповідались на IV Міжнародній науково-технічній конференції "Состояние и перспективы развития электроподвижного состава" (м. Новочеркаськ, 2003 р.), на Міжнародній науково-технічній конференції "Електромеханічні системи, методи моделювання та оптимізації" (м. Кременчук, 2004 р.), на 66-70 науково-технічних конференціях кафедр Української державної академії залізничного транспорту та спеціалістів залізничного транспорту і підприємств (м. Харків, 2004-2007 рр.), на XII Міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика" (м. Алушта, АР Крим, 2005 р.), на Міжнародних науково-технічних конференціях "Надійність і довговічність механізмів, елементів конструкцій і біомеханічних систем" (м. Севастополь, 2006–2007 рр.), на Міжнародному симпозиумі "Проблеми вдосконалення електричних машин і апаратів. Теорія і практика. (SIEMA'2005)" (м. Харків, 2005 р.), на XVII Міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми розвитку рейкового транспорту" (м. Ялта, АР Крим, 2007 р.). Робота в повному обсязі доповідалась і була схвалена на розширеному засіданні кафедри "Системи електричної тяги" Української державної академії залізничного транспорту (м. Харків, травень 2008 р.) і на міжкафедральному семінарі Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (м. Дніпропетровськ, червень 2008 р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 11 наукових праць. Серед них 7 – у фахових виданнях, затверджених ВАК України (6 статей, 1 патент України), а також 4 додаткових (1 патент України, 3 тези доповідей на конференціях).

Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків і семи додатків. Повний обсяг дисертації складає 191 сторінку друкованого тексту, включаючи 78 ілюстрацій та 16 таблиць по тексту, 1 таблицю на окремій сторінці, додатки на 29 сторінках, список використаних джерел із 122 найменувань на 13 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність роботи, показано її зв'язок з науковими програмами, наукову новизну та практичне значення одержаних результатів, сформульовано мету і завдання дослідження.

Перший розділ присвячено аналізу впливу конструктивного виконання тягового електропривода рухомого складу на вібронавантаженість ТЕД, дана порівняльна оцінка традиційного та безкорпусного виконання двигуна. Проведено огляд методів розрахунків і випробувань по забезпеченню динамічних та міцнісних параметрів ТЕД.

Відмічено, що ТЕД безкорпусного виконання мають ряд переваг, серед яких основними є зниження маси на 10–15%, стабільність характеристик та висока технологічність при виготовленні. У той же час недостатній обсяг накопиченого досвіду розробок, відсутність відпрацьованих методик розрахунків на стадії проектування ТЕД безкорпусного виконання ускладнює забезпечення їх динамічних та міцнісних характеристик в умовах дії на них підвищеної вібрації.

Аналіз робіт відомих вітчизняних і закордонних учених О.Б. Бабаніна, І.В. Бірюкова, Є.П. Блохіна, Т.В. Бутько, М.Ф. Веріги, О.Л. Голубенка, М.І. Данька, Ю.В. Дьоміна, О.С. Євстратова, В.О. Іванова, І.П. Ісаєва, С.П. Калініченко, В.П. Когаєва, М.Б. Кельріха, І.К. Колесника, М.Л. Коротенка, О.С. Курбасова, С.М. Куценка, В.А. Лазаряна, В.Г. Маслієва, В.Б. Медея, Д.К. Мінова, В.І. Мороза, С.В. Мямліна, В.Г. Пузиря, Е.К. Рибнікова, А.Н. Савоськіна, Е.Д. Тартаковського, В.Т. Трощенко, В.Ф. Ушкалова, А.П. Фалендиша, М.В. Хвороста, В.Г. Щербакова показує, що задача удосконалення розрахунків та випробувань ТЕД для рухомого складу нового покоління є актуальною в рамках вирішення проблеми зниження динамічної взаємодії екіпажа і колії та покращення питомих показників матеріаломісткості.

На підставі цього аналізу визначено цілі та завдання дослідження.

Другий розділі дисертації присвячено створенню скінченноелементної моделі ТЕД та математичної моделі коливань ротора, що враховують конструкційні особливості ТЕД безкорпусного виконання, експериментальному дослідженню, на основі удосконаленого методу механічних випробувань, зв'язку параметрів динамічного навантаження і напруженого стану ТЕД з опорно-рамним підвищенням у складі фрагмента візка тягового рухомого складу та одержанню експериментальних даних про рівень і спектральний склад власної вібрації окремого ТЕД.

Побудова скінченноелементної моделі проводилась з використанням лінійних пружних, стрижневих, оболонкових та об'ємних елементів. Для врахування анізотропії осердя статора, викликаної наявністю шару лаку між листами електротехнічної сталі, були використані об'ємні скінченні елементи, що описують матеріали з багат шаровою структурою. При цьому співвідношення товщини листа сталі та шару лаку вибиралося виходячи з коефіцієнта заповнення осердя статора активним залізом 0,97, заданого у конструкторській документації.

На основі аналізу результатів чисельних досліджень здійснено вибір раціональної сітки скінченноелементної моделі. Була обрана достатньо докладна розрахункова модель ТЕД, яка включає 10935 елементів, 6780 вузлів та має 32800 ступенів свободи. Максимальна відносна похибка для моделі з таким ступенем дискретизації складає 1,2% для статичного аналізу та 1,7% для аналізу власних частот коливань в порівнянні з моделлю, що складається зі 17665 елементів, 14209

вузлів та має 58966 ступенів свободи. Механічна скінченноелементна модель ТЕД та його осердя показана на рис. 1.

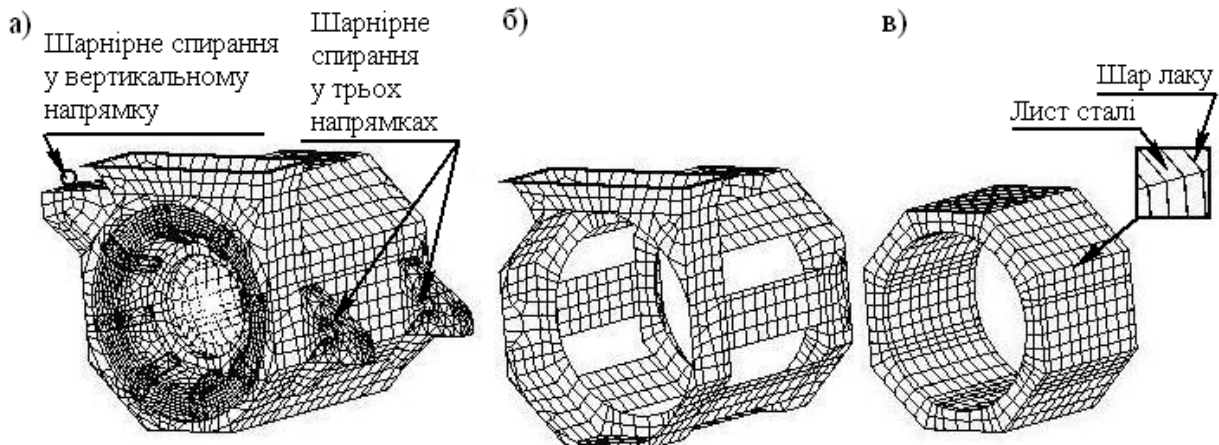


Рис. 1. Механічна скінченноелементна модель ТЕД типу АД914:
а) модель ТЕД; б) несучий каркас; в) осердя статора

При дослідженнях власної вібрації анізотропія не є єдиним визначальним фактором, який впливає на динамічні характеристики ТЕД. Необхідно також врахування параметрів кінематичних зв'язків ротора і статора через підшипникові вузли, для чого було створено математичну модель коливань жорсткого ротора з чотирма ступенями свободи, що обертається у пружних опорах з радіальними зазорами. Запропоновано описувати рух ротора системою диференціальних рівнянь, яка має вигляд:

$$\ddot{q}_j + f_{v_j}(\dot{q}_k, \dot{q}_l) + A_j \cdot \sum_{i=1}^4 C_i \cdot q_i \cdot f_{c_{j,i}}(q_m, q_n) = B_j \cdot (F_{дин_j}(t) + F_{см_j}), \quad j = 1, 4$$

$$k, l = \begin{cases} 3, 4 & \text{при } j = 1, 2 \\ 1, 2 & \text{при } j = 3, 4 \end{cases}; \quad m = \begin{cases} 1, & \text{при } i = 1, 3 \\ 2, & \text{при } i = 2, 4 \end{cases}; \quad n = \begin{cases} 3, & \text{при } i = 1, 3 \\ 4, & \text{при } i = 2, 4 \end{cases},$$

де q_i - узагальнені координати системи, а саме q_1 та q_2 - поперечні, q_3 та q_4 - вертикальні переміщення ротора відповідно у першій і другій опорі відносно центру підшипника; $f_{v_j}(\dot{q}_k, \dot{q}_l)$ - функції узагальнених швидкостей, які враховують гіроскопічний ефект; A_j, B_j - постійні коефіцієнти, які залежать від геометричних та масових параметрів механічної системи; C_i - статичні жорсткості підшипникових опор; $f_{c_{j,i}}(q_m, q_n)$ - нелінійні функції від узагальнених переміщень; $F_{дин_j}(t), F_{см_j}$ - динамічні сили, що обумовлені залишковим дисбалансом і які діють з частотою ω , а також статична сила від власної ваги ротора.

Функції $f_{c_{j,i}}(q_m, q_n)$ є нелінійними і враховують наявність зазорів у підшипнику. Вигляд силової характеристики опори $F_{on_i} = C_i \cdot q_i \cdot f_{c_{j,i}}(q_m, q_n)$ впродовж однієї з координат суттєво залежить від другої координати тієї ж опори,

як це показано на рис. 2. Координата q_1 на рис.2 показана у відносних одиницях в частках радіального зазору підшипника δ_{r1} .

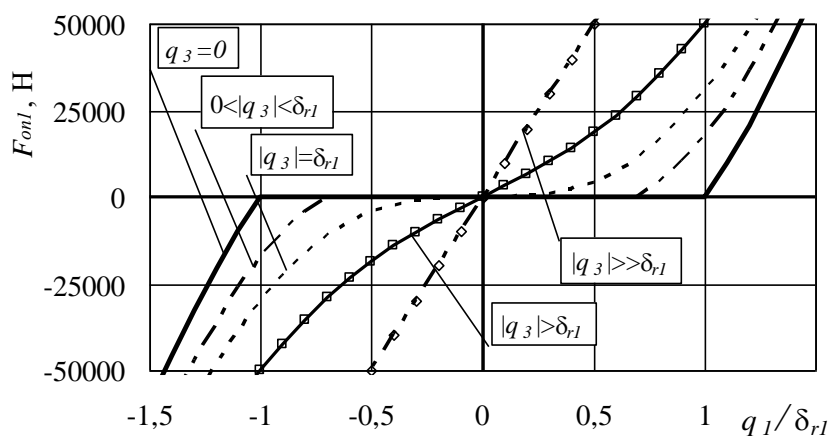


Рис. 2. Силова характеристика пружної сили в напрямку координати q_1 при різних значеннях координати q_3

На основі одержаних розв'язків системи рівнянь були визначені значення сил, які діють на статор з боку ротора через підшипникові вузли. Врахувавши дію цих сил в скінченно-елементній моделі статора та розв'язавши задачу про вимушені коливання, отримано рівняння динамічних переміщень і на їх базі теоретичні спектри віброшвидкості в точках ТЕД.

Дослідження ТЕД безкорпусного виконання здійснювалось фізичним моделюванням візка (рис. 3) на стенді, який дозволяє проводити дослідження об'єктів масою до 10000 кг в діапазоні частот 15–100 Гц. Було проведено статичні та динамічні дослідження напружено-деформованого стану фрагмента візка рухомого складу.

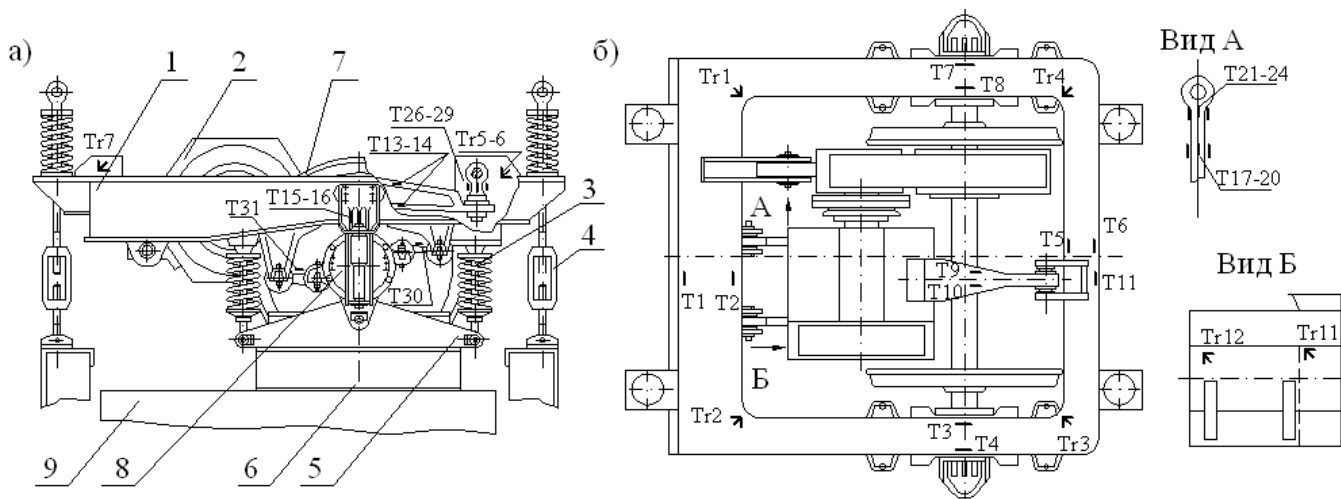


Рис. 3. Схема встановлення фрагмента візка на вібростенд та розташування тензодатчиків: а) – вигляд збоку; б) – вигляд зверху; Т1–Т31 - одиночні тензодатчики; Tr1–Tr12 – прямокутні розетки тензодатчиків; 1 - рама фрагмента; 2 - ТЕД; 3 - ресорне підвішування; 4 - тяга; 5 - балансир; 6 - підставка; 7 - колісна пара; 8 - букса; 9 – вібростіл

Експериментальні дослідження проводились при дії на буксу віброприскорення з максимальною амплітудою до 170 м/с^2 на резонансній частоті механічної системи "стенд–фрагмент візка", яка склала $45,1 \pm 0,5$ Гц. У спектрі віброприскорень статора ТЕД, окрім основної частоти коливань, було зафіксовано зростання спектра на частотах 25 та 60 Гц. Спектральні щільності $S_{x,y,z}(f)$ реалізованих по трьом напрямкам віброприскорень та спектральні щільності $S_{\sigma}(f)$ відповідних їм динамічних напружень в статорі ТЕД АД914, як приклад, проілюстровано на рис. 4. На основі отриманих експериментальних даних було встановлено зв'язок характеристик динамічного навантаження і характеристик напруженого стану ТЕД безкорпусного виконання в діапазоні частот нормативних вимог.

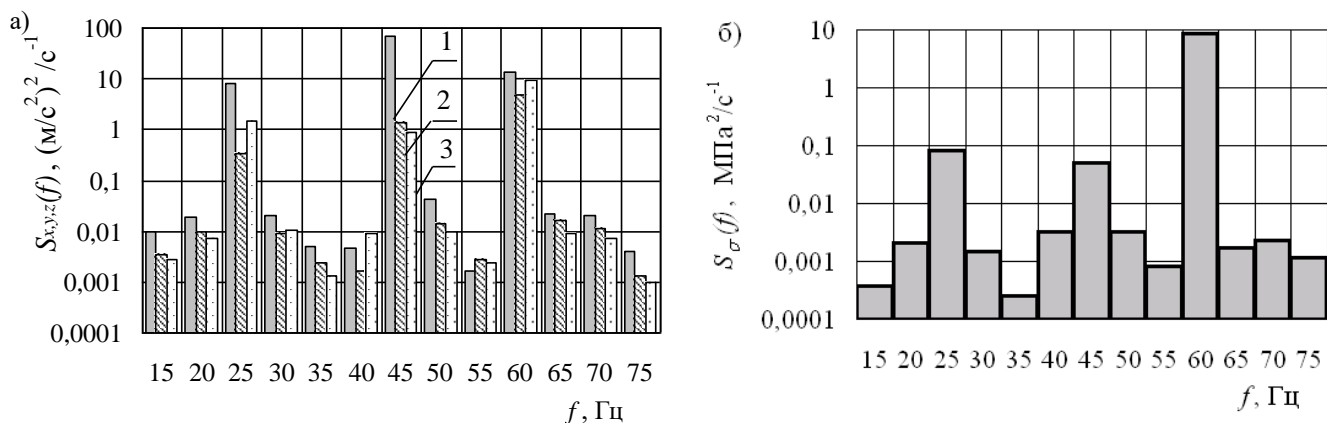


Рис. 4. Спектральні щільності: а) – віброприскорень: 1-вертикальні, 2- поперечні, 3-осьові; б) – вібронапружень

Порівняння експериментальних та розрахункових динамічних напружень в елементах конструкції ТЕД підтвердило необхідність врахування особливостей

його конструкції, пов'язаної не тільки з відсутністю суцільнометалевого корпусу, а й з анізотропією осердя статора. Урахування анізотропії осердя статора дозволило зменшити розбіжність між експериментальними та розрахунковими напруженнями з 48 до 7%.

Випробування ТЕД у складі натурального фрагмента візка на створеному стенді є більш достовірними й інформативними, оскільки враховують реальне закріплення двигуна на візку, кінематичну взаємодію елементів привода і всього екіпажа, а передача динамічних навантажень на раму візка здійснюється саме так, як в експлуатації.

Досвід виробництва перших зразків ТЕД безкорпусного виконання показав, що такі двигуни мають більший рівень власної вібрації у порівнянні з ТЕД традиційної конструкції. На базі аналізу спектрів віброшвидкості $V(f)$ ТЕД показано, що найбільша вібрація ТЕД виникає в осьовому напрямку, а її джерелом є радіальні динамічні навантаження взаємодії ротора і статора ТЕД через підшипниковий вузол. Коефіцієнти лінійної кореляції середніх квадратичних значень віброшвидкостей в осьовому напрямку та у вертикальному і поперечному напрямках дорівнюють 0,81 і 0,64 відповідно.

Одержані експериментальні спектри було використано для перевірки адекватності розробленої математичної моделі та дослідження власного вібростану ТЕД безкорпусного виконання, як це показано на рис.5.

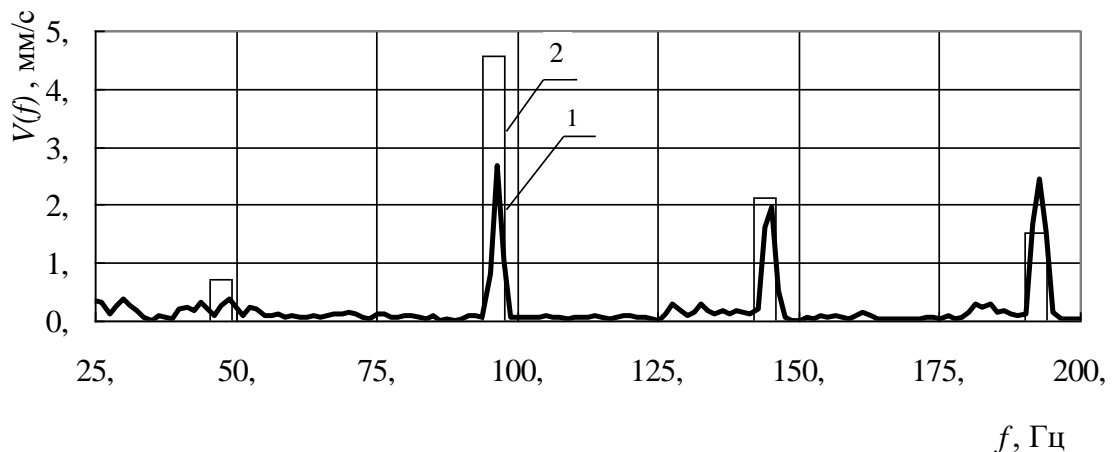


Рис. 5. Спектри віброшвидкості:
1 – експериментальний; 2 – розрахунковий

Порівняння експериментальних та теоретичних спектрів віброшвидкості підтвердило адекватність математичної моделі коливань ротора та необхідність врахування анізотропії осердя статора і зазорів у підшипниках. Відмінність розрахункових і експериментальних даних, отриманих на вибірці з п'ятнадцяти

ТЕД, не перевищує 7,5 %.

Таким чином розроблено удосконалену скінченноелементну модель ТЕД, яка дозволяє розв'язувати задачі про власні форми та частоти коливань, статичного та динамічного аналізу напружено–деформованого стану з урахуванням конструктивних особливостей ТЕД, в тому числі анізотропії осердя статора. Побудовано математичну модель коливань ротора у пружних опорах з нелінійною характеристикою і на її базі та моделі статора розв'язано задачу про власний вібраційний стан ТЕД.

У третьому розділі дисертації досліджено вплив анізотропії статора ТЕД безкорпусного виконання на його напружено–деформований стан з врахуванням уточнених даних експлуатаційного вібронавантаження ТЕД з опорно–рамним підвішуванням.

Дослідження вібронавантаженості опорно-рамних ТЕД електровоза ДСЗ та електропоїзда ЕПЛ9Т в умовах рядової експлуатації показало, що середнє значення сумарного вектора віброприскорень корпусу ТЕД для електровоза ДСЗ склало $2,1 \text{ м/с}^2$, для електропоїзда ЕПЛ9Т – $4,3 \text{ м/с}^2$. При цьому співвідношення середніх квадратичних значень віброприскорень у вертикальному \tilde{a}_g , повздовжньому \tilde{a}_n та боковому \tilde{a}_o напрямках визначаються пропорціями:

для електровоза ДСЗ – $\tilde{a}_g : \tilde{a}_n : \tilde{a}_o = 0,95:0,75:1,0$;

для електропоїзда ЕПЛ9Т – $\tilde{a}_g : \tilde{a}_n : \tilde{a}_o = 1:0,87:0,83$.

Враховуючи незначні відмінності експлуатаційної вібронавантаженості за трьома напрямками, при стендових віброміцнісних випробуваннях ТЕД з опорно-рамним підвішуванням слід прийняти співвідношення 1:1:1 з допуском $\pm 20\%$ по кожній зі складових віброприскорень.

Спектри віброприскорень корпусів ТЕД для обох типів рухомого складу характеризуються наявністю складових на частоті до 100 Гц включно, де зосереджено 85-97% потужності сигналу, та незначним рівнем віброприскорень у смузі частот 100-1000 Гц. На спектрах віброприскорень при швидкостях руху понад 90 км/год явно виділяються складові на частотах 6-7 Гц для електровоза ДСЗ та 7-10 Гц для електропоїзда ЕПЛ9Т, які викликані збігом частоти власних коливань підстрибування та галопування візків і частоти обертання осі колісної пари. Крім того, для ТЕД АД914 електровоза ДСЗ спостерігаються зростання потужності спектрів віброприскорень на частотах 59–67 Гц, що збігається з частотою коливань ТЕД, отриманих при фізичному моделюванні візка.

Виконано чисельне дослідження напружено-деформованого стану ТЕД безкорпусного виконання при дії на нього об'ємної синусоїдальної вібрації з середнім квадратичним значенням результуючого вектора 30 м/с^2 , заданого у відповідності до нормативних документів та зі співвідношенням просторових складових $\tilde{a}_g : \tilde{a}_n : \tilde{a}_o = 1:1:1$. Показано, що врахування анізотропії осердя статора та динамічного характеру зовнішнього механічного навантаження підвищує достовірність розрахунків у 1,8 – 3,6 рази. На рис.6 наведено амплітудно–частотну характеристику максимальних еквівалентних напружень $\sigma_{екв}$ у силовому каркасі статора ТЕД безкорпусного виконання при дії на нього нормованого зовнішнього

об'ємного віброприскорення.

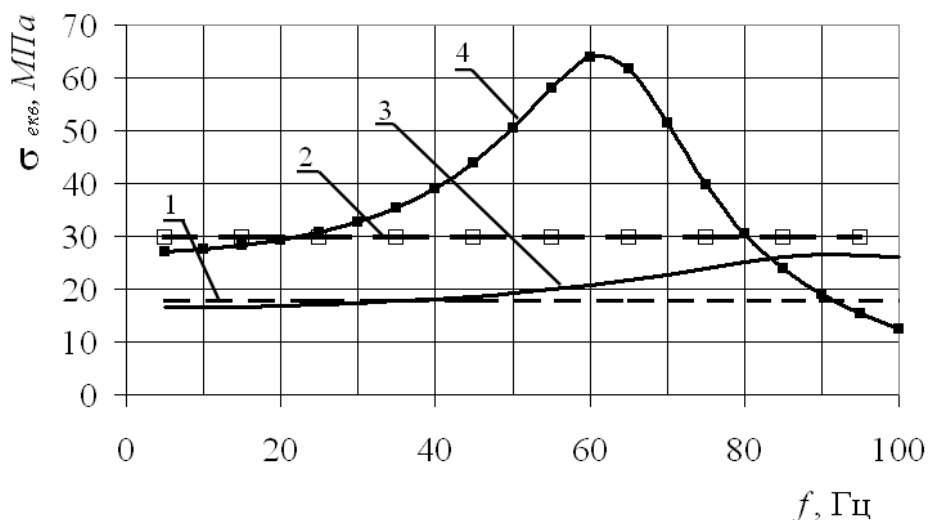


Рис. 6. Максимальні еквівалентні напруження у силовому каркасі статора ТЕД:
1, 2 - квазістатичний розрахунок; 3, 4 - динамічний розрахунок;
1, 3 - без урахування; 2, 4 - з урахуванням анізотропії

Показано, що неврахування анізотропії статора призводить до завищеного у 2,3 рази значення розрахункового коефіцієнта запасу опору втомленості, який для силового каркаса статора в цьому випадку набуває значення 5,1. При урахуванні анізотропії розрахунковий коефіцієнт запасу опору втомленості дорівнює 2,2, що лише на 10% перевищує його допустиме значення 2,0.

У четвертому розділі дисертації отримано закономірності впливу анізотропії осердя статора ТЕД безкорпусного виконання на власні частоти і форми коливань та на основі розробленої скінченноелементної моделі та математичної моделі нелінійних коливань ротора досліджено власний вібростан ТЕД безкорпусного виконання і визначено закономірність рівня вібрації від частоти обертання ротора, величини залишкового дисбалансу та радіального зазору в підшипниках з урахуванням масових і жорсткісних характеристик статора двигуна, інерційних і геометричних параметрів ротора.

Власна вібрація ТЕД є комплексною характеристикою якості його виготовлення, а рівень віброшвидкості є одним із показників, що пред'являється при здачі ТЕД замовнику. Для ТЕД безкорпусного виконання, у зв'язку з особливістю конструкції, ця характеристика є досить суттєвою.

Виконано аналіз впливу анізотропії осердя статора ТЕД безкорпусного виконання на його динамічні характеристики. Виявлено, що врахування анізотропії статора є важливим фактором не тільки при розрахунках напружено-деформованого стану, а також і при аналізі динамічних характеристик. Встановлено, що ТЕД безкорпусного виконання мають нижчі, до 33%, власні частоти коливань, а також з'являються додаткові форми коливань в області частот до 150 Гц, які відсутні у ТЕД з суцільнометалевим статором (табл. 1). Пояснюється

це тим, що жорсткість статора за відсутності суцільнометалевого корпусу значно знижується, особливо по відношенню до деформацій зрушення у площині перпендикулярній до осі ТЕД. Визначено, що перші три власні частоти коливань ТЕД не перевищують у півтора рази верхню межу частот технічних вимог, що призводить до резонансних явищ.

Таблиця 1

**Власні частоти коливань тягового електродвигуна
без урахування (А) та з урахуванням (Б) анізотропії осердя статора**

Номер частоти	Частота, Гц		Відмінність, %	Номер частоти	Частота, Гц		Відмінність, %
	А	Б			А	Б	
1	94.8	62.3	33.0	4	165.6	152.5	7.9
2	–	122.5	–	5	187.3	174.6	6.8
3	150.8	140.2	7.0	6	207.2	207.2	0

Показано, що зниження жорсткості статора ТЕД безкорпусного виконання та наявність підвищених зазорів у підшипниках, вибір яких обумовлено тепловим режимом роботи ТЕД, призводить до того, що в підшипникових опорах ротора, відбалансованого згідно з чинними нормами щодо залишкового дисбалансу, з'являються додаткові динамічні сили, які в 2,4-2,7 рази перевищують їх нормовані значення. Як наслідок ТЕД безкорпусного виконання мають підвищений рівень вібрації, що призводить до зниження ресурсу підшипника в 2,6 рази.

У роботі на базі теоретичних досліджень отримано залежності середніх квадратичних значень віброшвидкості V_m в контрольних точках ТЕД:

$$V_m = \sum_{i=0}^2 \left(n^i \cdot \sum_{j=0}^2 \left(D^j \cdot \sum_{k=0}^2 \delta_r^k \cdot c_{m,i,j,k} \right) \right) < V_{дон}, m = 1...6,$$

де n – частота обертання ротора; D – залишковий дисбаланс; δ_r – зазор у підшипнику; $c_{m,i,j,k}$ – постійні коефіцієнти, чисельні значення яких залежать від масових і жорсткісних характеристик статора ТЕД та інерційних і геометричних параметрів ротора; $V_{дон}$ – допустимий рівень віброшвидкості; m – номер контрольної точки.

Зазначені залежності віброшвидкості ТЕД від частоти обертання ротора, величини залишкового дисбалансу та радіального зазору в підшипниках з урахуванням масових і жорсткісних характеристик статора двигуна, інерційних і геометричних параметрів ротора запропоновано як критерій для обґрунтованого вибору залишкового дисбалансу ротора, на прикладі ТЕД АД914, що показано на рис. 7.

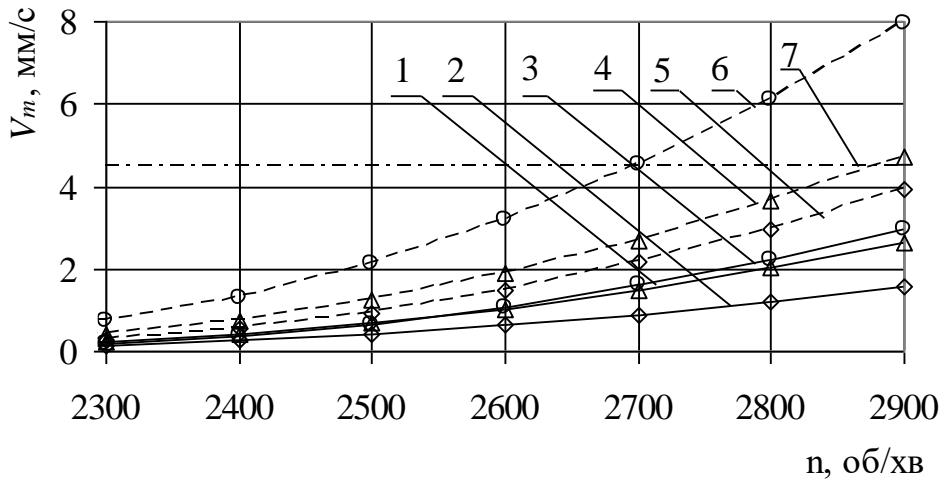


Рис. 7. Віброшвидкість ТЕД:

- 1, 2, 3 – бік, протилежний приводу; 4, 5, 6 – бік приводу;
 1, 4 – вертикальний; 2, 5 – поперечний;
 3, 6 – осьовий напрямки; 7 – допустимий рівень

Зниження власної механічної вібрації ТЕД з 7 до 4,5 мм/с дозволяє суттєво підвищити розрахунковий ресурс його якірних підшипників, що підтверджується статистикою відмов ТЕД в експлуатації.

Після впровадження результатів роботи, в тому числі і критеріального вибору залишкового дисбалансу, на ДП завод "Електроважмаш" у виробництво середні показники рівня вібрації ТЕД при прийнятно-здавальних випробуваннях були знижені у 1,9 рази, що показано на рис. 8.



Рис. 8. Показники рівня власного вібростану ТЕД: 1 – максимально допустимий рівень для дослідних зразків; 2 – максимально допустимий рівень для серійних ТЕД; 3 – при першому пред'явленні ТЕД; 4 – при остаточній здачі ТЕД

Економічний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи на Державному підприємстві завод „Електроважмаш” складає понад 517 тис. грн. і досягається зменшенням виробничих витрат за рахунок скорочення випадків повернення ТЕД з випробувальних станцій заводу з причини підвищеної вібрації, та підвищення точності і достовірності розрахунків та випробувань ТЕД.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна науково–технічна задача підвищення точності і достовірності методів розрахунків та випробувань ТЕД для рухомого складу нового покоління з врахуванням особливості їх виконання та умов експлуатації, що дозволяє поліпшити масогабаритні показники ТЕД та знизити динамічну взаємодію екіпажа і колії.

На підставі проведених теоретичних та експериментальних досліджень отримано результати та зроблено такі висновки:

1. Аналіз джерел показав, що існуючі методи розрахунків і випробувань не в повній мірі враховують конструктивні особливості ТЕД безкорпусного виконання, що ускладнює забезпечення їх динамічних та міцнісних характеристик.

2. Запропоновано підхід до удосконалення методів розрахунків власних форм і частот коливань, статичного і динамічного напружено–деформованого стану ТЕД безкорпусного виконання, та на базі метода скінченних елементів розроблено модель статора і тягового електродвигуна в цілому, що дозволило урахувати конструктивні особливості ТЕД, в тому числі анізотропію осердя статора, та забезпечити підвищення точності та достовірності розрахунків.

3. Отримали подальший розвиток методи розв’язання задач теорії нелінійних коливань жорсткого ротора тягового електродвигуна в опорах з нелінійною характеристикою та побудовано математичну модель коливань ротора у пружних опорах з нелінійною характеристикою, що дозволило на її базі та моделі статора розв’язати задачу про власний вібраційний стан тягового електродвигуна з урахуванням його безкорпусного виконання.

4. На базі фізичного моделювання візка тягового рухомого складу методами експериментальних досліджень отримано зв’язок параметрів динамічного навантаження і напруженого стану статора ТЕД з явно вираженою анізотропією його елементів. Результати досліджень підтвердили необхідність врахування анізотропії осердя статора, що дозволило забезпечити розбіжність між експериментальними та розрахунковими даними рівня динамічних напружень не більше 7%. Запропоновано удосконалений метод віброміцнісних випробувань ТЕД у складі натурального фрагмента візка який дозволяє наблизити умови випробувань до умов експлуатації, оскільки враховує реальне закріплення двигуна на візку, кінематичну взаємодію елементів привода і всього екіпажа, а передавання динамічних навантажень на раму візка здійснюється саме так, як в експлуатації.

5. Експериментальними методами проведено дослідження рівня та спектрального складу власної вібрації ТЕД безкорпусного виконання та встановлено, що підвищена вібрація в осьовому напрямку ТЕД визначається

динамічними радіальними силами в підшипниковому вузлі. Коефіцієнти лінійної кореляції середніх квадратичних значень віброшвидкостей в осьовому напрямку та у вертикальному і поперечному напрямках дорівнюють 0,81 і 0,64 відповідно, що вказує на суттєвий зв'язок між вібраціями у відповідних напрямках. На основі експериментальних даних спектральної вібродіагностики проведено перевірку адекватності математичної моделі для розв'язання задачі про власний вібростан ТЕД. Відмінність експериментальних та розрахункових даних не перевищує 7,5 %.

6. Досліджена вібронавантаженість ТЕД з опорно–рамним підвішуванням локомотива та електропоїзда в умовах рядової експлуатації і визначено співвідношення середніх квадратичних значень просторових складових віброприскорень корпусу ТЕД $\tilde{a}_e : \tilde{a}_n : \tilde{a}_o$, що для локомотива і електропоїзда відповідно виражаються пропорціями 0,95:0,75:1,0 та 1:0,87:0,83. Враховуючи незначні відмінності експлуатаційної вібронавантаженості ТЕД за трьома напрямками запропоновано при виконанні розрахунків та стендових віброміцнісних випробуваннях ТЕД з опорно-рамним підвішуванням прийняти співвідношення 1:1:1. Теоретично досліджено вплив анізотропії осердя статора ТЕД безкорпусного виконання та частоти зовнішніх механічних діючих факторів на достовірність оцінки його напружено–деформованого стану і доведено, що неврахування анізотропії осердя статора призводить до завищеного в 2,3 рази значення розрахункового коефіцієнта запасу опору втомленості. Проведене дослідження напружено–деформованого стану ТЕД АД914 безкорпусного виконання з врахуванням анізотропії його елементів при дії на нього об'ємної синусоїдальної вібрації з середнім квадратичним значенням результуючого вектора 30 м/с^2 , заданого у відповідності до нормативних документів, та зі співвідношенням просторових складових $\tilde{a}_e : \tilde{a}_n : \tilde{a}_o = 1:1:1$ показало, що розрахунковий коефіцієнт запасу опору втомленості дорівнює 2,2 при допустимому значенні 2,0.

7. Виконано аналіз та отримано закономірності впливу анізотропії осердя статора ТЕД безкорпусного виконання на його динамічні характеристики для умов його закріплення на візку електровоза. Показано, що врахування анізотропії статора є важливим фактором не тільки при розрахунках напружено–деформованого стану, а також і при аналізі динамічних характеристик. Встановлено, що ТЕД безкорпусного виконання мають нижчі - до 33%, власні частоти коливаль, а також з'являється додаткова форма коливаль у діапазоні частот нормативних вимог, яка відсутня у ТЕД з суцільнометалевим статором.

8. Отримано залежності рівня віброшвидкості ТЕД безкорпусного виконання від частоти обертання ротора, величини залишкового дисбалансу та радіального зазору в підшипниках з урахуванням масових і жорсткісних характеристик статора двигуна, інерційних і геометричних параметрів ротора. Вказані залежності запропоновано як критерій для обґрунтованого вибору залишкового дисбалансу ротора, що дозволило прогнозувати вібростан ТЕД на етапі проектування. Впровадження на основі запропонованого критерію методики вибору залишкового дисбалансу ротора дозволило знизити в 1,9 рази рівень власної вібрації ТЕД. Досліджено коливання ротора, що обертається у підшипниках із підвищеними зазорами, з урахуванням зниженої жорсткості статора ТЕД безкорпусного

виконання, і показано, що в підшипникових опорах ротора, відбалансованого згідно з чинними нормами щодо залишкового дисбалансу, з'являються додаткові динамічні сили. Так, для ТЕД АД914 визначено, що при дотриманні нормативів щодо класу балансування в підшипниках вказаних ТЕД виникають динамічні сили, які перевищують їх нормовані значення у 2,4–2,7 рази та, як наслідок, призводять до зниження ресурсу підшипника у 2,6 рази.

9. Результати дисертаційної роботи впроваджені:

– на Державному підприємстві завод „Електроважмаш”. Економічний ефект складає понад 517 тис. грн. і досягається зменшенням виробничих витрат за рахунок скорочення випадків повернення ТЕД з випробувальних станцій заводу з причини підвищеної вібрації, та підвищення точності і достовірності розрахунків та випробувань ТЕД;

– в навчальному процесі Інституту перепідготовки та підвищення кваліфікації кадрів Української державної академії залізничного транспорту при викладанні лекційних та практичних занять з дисципліни "Теорія та конструкція локомотивів".

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Матеріали дисертаційної роботи викладені у наступних публікаціях фахових видань, які внесені у перелік ВАК України:

1. Карпенко В.В. Практична вібродіагностика тягових електричних машин на базі використання аналізатору спектру вібрації 795М / В.В. Карпенко, О.Ю. Ковальов, О.І. Суліма, В.П. Лянзберг // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук, 2004. – № 3/2004 (26). – С. 135-138.

2. Яцько С.І. Власні форми і частоти коливань тягових електродвигунів рухомого складу / С.І. Яцько, В.В. Карпенко, О.Ю. Ковальов // Українська державна академія залізничного транспорту: зб. наук. праць. – Х., 2004. – Вип. 57. – С. 51–56.

3. Иванов В.А. Вибрация в электромеханических системах. Диагностика и моделирование / В.А. Иванов, В.В. Карпенко, А.Е. Ковалев // Вестник национального технического университета "Харьковский политехнический институт". Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. – Х., 2005. – Тем. вып. 45. – С. 437–438.

4. Ковалев А.Е. Моделирование нелинейностей в механических системах с конечным числом степеней свободы // Інформаційно–керуючі системи на залізничному транспорті: наук. – техн. журнал. – 2007. – № 3 (65). – С. 28 – 31.

5. Яцько С.И. Исследования вибронгруженности элементов тележек электропоезда ЭПЛ-9Т / С.И. Яцько, В.В. Карпенко, А.Е. Ковалев // Вестник национального технического университета "Харьковский политехнический институт". Динамика и прочность машин: сб. науч. трудов. – Х., 2007. – Тем. вып. 22. – С. 188–195.

6. Яцько С.И. Обеспечение работоспособности локомотива путем улучшения динамических и прочностных характеристик тягового электродвигателя / С.И.

Яцько, В.В. Карпенко, А.Е. Ковалев // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Технічні науки. Серія транспорт: наук. журнал. – Луганськ, 2007. – № 8 (114). Частина 2. – С. 129 – 134.

7. Пат. 28461 Україна, МПК (2006) G01M 7/00. Спосіб визначення допустимого залишкового дисбалансу ротора тягового електродвигуна безкорпусного виконання / Карпенко В.В., Ковальов О.Ю.; заявник та власник Державне підприємство завод "Електроважмаш". – № u200708868; заявлено 01.08.2007; опубл. 10.12.2007, бюл № 20.

Додатково матеріали дисертаційної роботи викладені в працях:

8. Пат. 28857 Україна, МПК (2006) G01M 7/00, G01M 17/00. Стенд для випробувань на віброміцність тягового електродвигуна у складі натурального фрагмента візка електровоза / Карпенко В.В., Ковальов О.Ю.; заявник та власник Державне підприємство завод "Електроважмаш". – № u200708960; заявлено 03.08.2007; опубл. 25.12.2007, бюл № 21.

9. Карпенко В.В. Вибропрочностные испытания тягового электродвигателя в составе фрагмента тележки пассажирского электровоза / В.В. Карпенко, А.Э. Подгородецкий, В.А. Харламов, А.Е. Ковалев, А.И. Сулима // Состояние и перспективы развития электроподвижного состава: IV междунар. науч.-техн. конф., 17–19 июня 2003 г.: тезисы докл. – Новочеркасск, 2003. – С. 261–262.

10. Яцько С.И. Исследование собственного вибросостояния тягового электродвигателя бескорпусного исполнения / С.И. Яцько, В.В. Карпенко, А.Е. Ковалев // Надежность и долговечность механизмов, элементов конструкций и биомеханических систем: материалы междунар. науч.-техн. конф., 5–8 сент. 2006 г. – Севастополь, 2006. – С.55 – 57.

11. Ковалев А.Е. Обеспечение динамических и прочностных характеристик электродвигателя для тягового подвижного состава. // Надежность и долговечность механизмов, элементов конструкций и биомеханических систем: материалы междунар. науч.-техн. конф., 4–7 сент. 2007 г. – Севастополь, 2007. – С.96 – 101.

АНОТАЦІЯ

Ковальов О.Ю. Удосконалення методів розрахунків та випробувань тягових електродвигунів для рухомого складу нового покоління - 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, Харків, 2009.

Дисертація присвячена вирішенню науково-технічної задачі підвищення точності і достовірності методів розрахунків та випробувань ТЕД шляхом врахування особливості їх конструкційного виконання та умов експлуатації рухомого складу, що дозволяє поліпшити масогабаритні показники та знизити рівень динамічної взаємодії екіпажа і колії.

Запропоновано підхід до удосконалення методів розрахунків власних форм і частот коливань, статичного та динамічного напружено–деформованого стану ТЕД безкорпусного виконання.

Уточнено дані щодо вібронавантаженості ТЕД з опорно-рамним підвищенням в умовах експлуатації рухомого складу та надано рекомендації з вибору значень складових сумарного вектора віброприскорень двигуна для проведення його стендових випробувань.

Досліджено вплив анізотропії осердя статора ТЕД безкорпусного виконання на його напружено-деформований стан. Отримано залежності віброшвидкості ТЕД безкорпусного виконання від частоти обертання ротора, величини залишкового дисбалансу та радіального зазору в підшипниках.

Ключові слова: тяговий електродвигун, анізотропія, вібрація, дисбаланс, напружено-деформований стан, власні частоти та форми коливань.

АННОТАЦИЯ

Ковалев А.Е. Совершенствование методов расчетов и испытаний тяговых электродвигателей для подвижного состава нового поколения. - Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 - Подвижной состав железных дорог и тяга поездов. - Украинская государственная академия железнодорожного транспорта, Харьков, 2009.

Диссертация посвящена решению актуальной научно-технической задачи повышения точности и достоверности методов расчетов и испытаний ТЭД для подвижного состава нового поколения с учетом особенностей конструктивного исполнения и условий эксплуатации ТЭД, что позволяет улучшить массогабаритные показатели и снизить динамическое взаимодействие экипажа и пути.

Предложен подход к усовершенствованию методов расчетов собственных форм и частот колебаний, статического и динамического напряженно-деформированного состояния ТЭД бескорпусного исполнения с учетом особенностей их конструкции. На базе метода конечных элементов разработана модель статора и ТЭД в целом, что позволило учесть конструктивные особенности, в том числе анизотропию сердечника статора, и обеспечить повышение точности и достоверности расчетов.

Разработана математическая модель нелинейных колебаний вращающегося в подшипниковых опорах ротора под действием сил, обусловленных остаточным дисбалансом, с учетом радиальных зазоров в подшипниках качения, массовых и жесткостных характеристик статора, и инерционных и геометрических параметров ротора. На основе предложенной модели и конечно–элементной модели статора

решена задача о собственной механической вибрации ТЭД.

На базе физического моделирования тележки тягового подвижного состава методами экспериментальных исследований получена связь параметров динамического нагружения и напряженного состояния статора ТЭД с явно выраженной анизотропией его элементов. Результаты исследований подтвердили необходимость учета анизотропии сердечника статора, что позволило снизить расхождение между экспериментальными и расчетными данными уровня динамических напряжений. Предложен усовершенствованный метод вибропрочностных испытаний ТЭД в составе натурального фрагмента тележки, позволяющий приблизить условия испытаний к условиям эксплуатации. Метод позволяет учесть реальное закрепление двигателя на тележке, кинематическое взаимодействие элементов тягового электропривода и всего экипажа, а передача динамических нагрузок на раму тележки осуществляется именно так, как в эксплуатации.

Экспериментальными методами проведены исследования уровня и спектрального состава собственной механической вибрации ТЭД бескорпусного исполнения. Установлено, что повышенная вибрация ТЭД в осевом направлении определяется радиальными динамическими усилиями в подшипниковых узлах. На основе полученных экспериментальных данных выполнена проверка адекватности предложенных моделей для решения задачи о собственной механической вибрации ТЭД.

Уточнены данные вибронегруженности ТЭД с опорно-рамным подвешиванием локомотива и электропоезда в условиях эксплуатации и определены соотношения средних квадратичных значений пространственных составляющих виброускорений корпуса ТЭД. Даны рекомендации по выбору соотношения между вертикальной, поперечной и продольной составляющими суммарного вектора виброускорений ТЭД при стендовых вибропрочностных испытаниях.

Теоретически исследовано влияние анизотропии сердечника статора ТЭД бескорпусного исполнения и частоты внешних механических воздействующих факторов на достоверность оценки его напряженно-деформированного состояния и доказано, что не учет анизотропии сердечника статора приводит к завышенному значению расчетного коэффициента запаса сопротивления усталости. Определен расчетный коэффициент сопротивления усталости ТЭД бескорпусного исполнения при действии на него объемной синусоидальной вибрации, заданной в соответствии с нормативными документами.

Выполнен анализ и получены закономерности влияния анизотропии сердечника статора ТЭД бескорпусного исполнения на его динамические характеристики. Показано, что ТЭД бескорпусного исполнения имеют более низкие собственные частоты колебаний.

Получены зависимости уровня виброскорости ТЭД бескорпусного исполнения от частоты вращения ротора, величины остаточного дисбаланса, радиального зазора в подшипниках с учетом жесткости статора, массовых и геометрических характеристик ротора. На основе полученных зависимостей разработан критерий и методика, позволяющие на этапе проектирования прогнозировать уровень собственной механической вибрации ТЭД для обоснованного выбора величины остаточного дисбаланса.

Ключевые слова: тяговый электродвигатель, анизотропия, вибрация, дисбаланс, напряженно-деформированное состояние, собственные частоты и формы колебаний.

ABSTRACT

Kovalev A.E. Improvement of methods of calculations and tests of traction electric motors for new generation of a rolling stock. - Manuscript.

Thesis on deriving an academic degree candidate technical science on a speciality 05.22.07 - Rolling stock of railways and traction of trains. - Ukrainian State Academy of Railway Transport, Kharkov, 2009.

Offered to the improvement of methods of calculations of own forms and frequencies of vibrations, static and dynamic tensely-deformed condition of traction electric motor without corps type.

Information is specified are given on vibrating loadings of the traction electric motor with leaning against a frame suspension in conditions of real terms of a rolling stock. Dependences are got vibration velocity of traction electric motor from frequency of rotation of rotor, size of remaining disbalance and radial gap in bearings.

Key words: the traction electric motor, anisotropy, vibration, disbalance, the stress-deformed condition, natural frequencies and mode shapes.

Ковальов Олександр Юхимович

УДК: 629.4.027:621.333

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКІВ
ТА ВИПРОБУВАНЬ ТЯГОВИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ
ДЛЯ РУХОМОГО СКЛАДУ НОВОГО ПОКОЛІННЯ**

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

доц. О.І. Семененко

Підписано до друку _____
Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.
Умовн.-друк. арк. 0,9. Обл. – вид. арк. 1,1.
Замовл. № _____, Тираж 100.

Видавництво УкрДАЗТа. Свідоцтво ДК № 2874 від 12.06.2007 р.
Друкарня УкрДАЗТа: 61050, м. Харків–50, майдан Фейербаха, 7