

СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

ПЛЕСКАЧ Геннадій Борисович

**ПРОГНОЗУВАННЯ І ЗНИЖЕННЯ
ЗАГАЛЬНОЇ ВІБРАЦІЇ СИЛОВИХ УСТАНОВОК
ТА РАМ КУЗОВІВ ТЕПЛОВОЗІВ**

Спеціальність 05.22.07 - Рухомий склад залізниць
і тяга поїздів

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Луганськ - 1996

Дисертацією є рукопис.

АВ.34.925

Робота виконана в Східноукраїнському державному університеті.

Наукові керівники: кандидат технічних наук, професор
Нікітін Едуард Миколайович;
доктор технічних наук, професор
Голубенко Олександр Леонідович.

Науковий консультант: кандидат технічних наук, доцент
Слащов Володимир Андрійович.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Коротенко Михайло Леонідович;
кандидат технічних наук, доцент
Пительгузов Микола Антонович.

Провідна організація: Державна холдингова компанія "Луганськ-тепловоз" (Міністерство машинобудування, військово-промислового комплексу та конверсії України).

Захист відбудеться о **14** годині **27** червня 1996 року на засіданні спеціалізованої ради Д 18.02.01 при Східноукраїнському державному університеті за адресою: 348034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, буд. 20а, корпус 1, конференцзал музею СУДУ.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці університету.

Автореферат розісланий 23 травня 1996 р.

Вчений секретар
спеціалізованої ради

Осенін Д. І.

ЛННБ України ім. В. Стефаника



00760309 (P)

ім. В. Стефаника
АН України

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ, АКТУАЛЬНОСТІ І СТУПЕНЯ ДОСЛІДЖЕНОСТІ ТЕМАТИКИ

Один з резервів забезпечення стабільної високопродуктивної роботи залізниць - створення сучасних потужних, швидкісних, надійних, економічних та комфортабельних тепловозів. Однак тенденція зростання потужності й швидкості руху об'єктивно веде до підвищення вібронапруженості конструкцій. Більш того, велика кількість існуючих тепловозів на окремих режимах роботи має незадовільний вібраційний стан. У цих умовах особливої важливості набуває проблема розробки ефективних методів прогнозування та засобів зниження вібрації основних елементів надресорної будови тепловозів на ранніх стадіях їх проектування. Впродовж останніх років провідні іноземні фірми-виробники рейкового рухомого складу, залізничні випробувальні центри та підрозділи технічних університетів приділяють підвищену увагу практичному вирішенню зазначеної проблеми, оскільки воно може забезпечити суттєвий позитивний ефект у технічному, економічному та соціальному аспектах, пов'язаний зі зменшенням потоку відказів віброчутливого устаткування, скороченням експлуатаційних витрат та непродуктивних витрат енергії на підтримання вібраційних процесів, зниженням захворюваності обслуговуючого персоналу, підвищенням безпеки руху поїздів та конкурентоздатності техніки.

Для покращення показників віброкомфортабельності й надійності тепловозів у галузі проводять НДР та ДКР за двома основними напрямками: а) зменшення віброактивності джерел силового і кінематичного збудження; б) зниження вібрації на шляхах її розповсюдження. Але, не дивлячись на великий обсяг виконаних досліджень, у тепловозобудуванні до цього часу немає єдиної методики цільового проектування засобів віброзахисту силової установки (СУ) та рами кузова (РК). Головними перешкодами на шляху створення такої методики є відсутність адекватної моделі прогнозування загальної просторової вібрації СУ та РК, яка б враховувала спільний вплив роботи віброактивного обладнання, взаємодії коліс з рейками та деформівності СУ і РК, а також відсутність загальноприйнятих критеріїв віброзбудливості та вібронавантажених СУ і РК.

З урахуванням перелічених обставин автор обрав за об'єкти дослідження СУ, РК та сукупність в'язей між ними - підвіску СУ, а за предмет дослідження - загальну вібрацію СУ та РК на частотах до 30 Гц. Вибір досліджуваного діапазону частот зумовлений зосередженням у ньому резонансних частот СУ і РК як пружно підвішених твердих тіл та як деформівних конструкцій; резонансних частот більшості органів тіла людини, переважної частки енергії віброзбудження та підвищеними фактичними рівнями загальної вібрації СУ і РК на цих частотах.

МЕТА І ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є пошук найбільш ефективних способів і засобів зниження загальної вібрації СУ та РК сучасних тепловозів.

Для досягнення цієї мети сформульовано основні завдання роботи:

- а) розробка методики синтезу емпіричних моделей спільного впливу параметрів підвіски СУ і віброзбудження на загальну вібрацію СУ та РК;
- б) розробка уточненої методики розрахунку модальних параметрів загальної згинної й крутильної вібрації СУ та РК;
- в) розробка аналітичної моделі прогнозування загальної вібрації СУ і РК з урахуванням характеристик їх силового і кінематичного віброзбудження та деформівності на згин і кручення за усталених режимів роботи СУ і швидкостей руху тепловоза в прямих ділянках шляху;
- г) розробка узагальнених аналітичних критеріїв віброзбудливості та вібронавантаженості СУ і РК;
- д) розробка методики багатокритеріального проектування підвіски СУ;
- е) розробка й випробування в лабораторних, стендових та експлуатаційних умовах патентоздатних конструкцій віброізоляторів з коректорами пружних характеристик, а також підвісок із таких віброізоляторів.

ХАРАКТЕРИСТИКА МЕТОДОЛОГІЇ, МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРЕДМЕТА І ОБ'ЄКТА

Методологічною основою дослідження, яка визначає його структуру та організацію, є концепція цілісного, системного підходу до вирішення проблеми прогнозування й зниження загальної вібрації СУ та РК, що передбачує виявлення суттєвих факторів та комплексне врахування їх впливу на деякий інтегральний критерій якості віброзахисту об'єктів дослідження, сформований у відповідності до норм їх вібронавантаженості.

Теоретична частина дисертації базується на класичній теорії коливань голономних дисипативних дискретно-континуальних систем з багатьма ступенями вільності та систем з обмежувачами ходу.

Експериментальна частина роботи складається як з натурних експериментів у лабораторних, стендових та експлуатаційних умовах, так і з модельно-кібернетичних, при проведенні яких використовувались статистичні методи планування та обробки результатів експеримента, метод вузлових точок, імпедансний метод модального аналізу, а також ітераційні методи прийняття компромісних рішень за умов невизначеності.

Достовірність наукових результатів дисертації підтверджується задовільною збіжністю розрахункових і експериментальних даних, що зумовлена відповідністю прийнятих припущень характерові вирішуваних завдань, обґрунтованим вибором випробувального обладнання, вимірювальної апаратури та методів обробки інформації.

ОБГРУНТУВАННЯ ТЕОРЕТИЧНОЇ І ПРАКТИЧНОЇ ЦІННОСТІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЙОГО НАУКОВОЇ НОВИЗНИ

Теоретична цінність дослідження визначається створенням ефективних інструментів для прогнозування загальної вібрації СУ і РК, а також для цілеспрямованої розробки способів та засобів їх віброзахисту на ранніх стадіях проектування і модернізації сучасних тепловозів.

Практична цінність дисертації полягає в розробці типових рядів віброізоляторів з регульованими пружно-дисипативними характеристиками за а.с. 1146496, 1167043 і 1352112, які можуть бути використані для підвісок СУ тепловозів та інших транспортних і стаціонарних машин.

Наукова новизна дослідження визначається головним чином знайденими закономірностями зміни поведінки динамічної системи "СУ - РК" при спільному врахуванні впливу деформівності останніх, силового і кінематичного віброзбудження, а також принципів дії, структури й параметрів ступенів віброзахисту, яке забезпечує суттєве підвищення адекватності математичних моделей реальним об'єктам дослідження.

Використання запропонованих автором узагальнених критеріїв віброзбудливості дозволяє на стадіях проектування вносити зміни у розподіли мас та жорсткостей СУ і РК з метою запобігання виникненню резонансів загальної вібрації останніх на основних експлуатаційних режимах.

Розроблені дисертантом узагальнені критерії вібронавантаженості СУ і РК забезпечують інтегральне врахування діючих норм вібрації та реальних розподілів тривалості руху тепловоза з різними швидкостями і тривалості роботи СУ на різних режимах.

РІВЕНЬ РЕАЛІЗАЦІЇ, ВПРОВАДЖЕННЯ НАУКОВИХ РОЗРОБОК

Одержані результати досліджень реалізовано при виконанні восьми дослідно-конструкторських робіт за господарськими договорами з тепловозо- і дизелебудівними підприємствами України та Росії.

Розроблені методики багатокритеріального проектування підвісок СУ та ідентифікації модальних параметрів РК використано в ВО "Людиновотепловоз" (Росія) при модернізації тепловозів ТГМ6А, а пакет прикладних програм прогнозування загальної вібрації СУ і РК та проектування підвісок СУ - у ДХК "Луганськтепловоз", АТ "Коломенський завод" (Росія), ВО "Людиновотепловоз" (Росія) і АТ "Волгодизельмаш" (Росія) при проектуванні підвісок СУ дослідних тепловозів ТЭ127, 2ТЭ126 та ТГМ6А. На всіх перелічених підприємствах було організовано дослідні виробництва віброізоляторів різних типорозмірів за а.с. 1146496 та 1352112,

впроваджених на дослідних тепловозах 2ТЗ126-0001, 2ТЗ126-0002, ТЗ127-0001 і ТГМ6А-2303, а також на судновому дизель-генераторі 31ДГ (АТ "Коломенський завод") та на семи дизель-генераторах ДГ252 для пересувних бурових установок БУ5000ДЭП і БУ6500ДЭП (АТ "Волгодизельмаш").

ІНФОРМАЦІЯ ПРО АПРОБАЦІЮ І ПУБЛІКАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ, СТРУКТУРУ ТА ОБСЯГ ДИСЕРТАЦІЇ

Результати досліджень доповідались, обговорювались і були схвалені на Всесоюзних науково-технічних конференціях "Создание локомотивов большой мощности и повышение их технического уровня" (Луганськ, 1981 р.), "Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности" (Луганськ, 1985 р.), "Проблемы механики железнодорожного транспорта" (Дніпропетровськ, 1988 р.), "Проблемы развития локомотивостроения" (Луганськ, 1990 р.), Міжнародних науково-технічних конференціях "Проблемы развития локомотивостроения" (Крим, 1993 р.), "Состояние и перспективы развития локомотивостроения" (Новочеркаськ, 1994 р.), "Проблемы транспорта та шляхи їх вирішення" (Київ, 1994 р.), "Проблемы развития локомотивостроения" (Алушта, 1995 р.), щорічних науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Східноукраїнського державного університету (Луганськ, 1982-1996 рр.), галузевих науково-технічних нарадах (Коломна, 1982 р.; Луганськ, 1984 та 1989 рр.), а також на засіданнях науково-технічних рад спеціалізованих відділів АТ "Коломенський завод" (Коломна, 1983 та 1988 рр.), ЦНДІ ім. акад. О.М. Крилова (Санкт-Петербург, 1984 р.), ДХК "Луганськтепловоз" (Луганськ, 1985 та 1988 рр.), ВО "Льодиновостепловоз" (Льодиново, 1987 р.), ВНДІ електроагрегат (Курськ, 1990 р.), АТ "Турбомоторний завод" (Єкатеринбург, 1991 р.) і АТ "Волгодизельмаш" (Балаково, 1989, 1990 та 1992 рр.).

В розрізі теми дисертації опубліковано 33 роботи, з них 14 статей у збірниках наукових праць, 3 авторських свідоцтва, 1 викладена заявка, 1 анотована в науковому журналі стаття, 2 депонованих рукописи та 12 тез доповідей на науково-технічних конференціях. Список опублікованих праць, що відображають основні положення дисертації, наведений у кінці автореферату.

Дисертація складається з переліку скорочень, вступу, чотирьох розділів, висновків, рекомендацій, переліку посилань та п'яти додатків.

Загальний обсяг роботи - 220 сторінок (100 сторінок машинописного тексту, 10 таблиць на 10 сторінках, 60 ілюстрацій на 60 сторінках, перелік посилань з 200 назв на 15 сторінках та додатки на 35 сторінках).

ДЕКЛАРАЦІЯ КОНКРЕТНОГО ОСОБИСТОГО ВНЕСКУ ДИСЕРТАНТА У РОЗРОБКУ НОВИХ НАУКОВИХ РЕЗУЛЬТАТІВ, ЩО ВІНОСЯТЬСЯ НА ЗАХИСТ

Дисертантом особисто розроблені: методика синтезу емпіричних моделей спільного впливу параметрів підвіски СУ і віброзбудження на загальну вібрацію СУ та РК; методика резонансних випробувань РК; алгоритм уточнення мод згинної та крутильної вібрації перших чотирьох тонів у методиці розрахунку модальних параметрів СУ і РК; аналітична модель загальної просторової вібрації СУ та РК за усталених режимів роботи СУ і швидкостей руху тепловоза в прямих ділянках шляху; аналітичні вирази узагальнених критеріїв віброзбудливості та вібронавантаженості СУ і РК; модельно-кібернетична постановка задачі багатокритеріального проектування підвіски СУ.

Особисто дисертантом також проведено всі розрахунки, виконано аналіз результатів розрахунків та вимірювань, за підсумками якого сформульовано нові наукові положення, що виносяться на публічний захист:

а) адекватна математична модель для прогнозування загальної вібрації СУ і РК може бути побудована лише за умови спільного врахування їх деформівності та параметрів силового і кінематичного віброзбудження;

б) зниження загальної вібрації СУ і РК можна досягти при такій комбінації розподілів по їх довжині мас і жорсткостей, яка мінімізує значення узагальнених критеріїв віброзбудливості СУ і РК в зонах максимумів енергетичного спектра збудження;

в) одночасного зниження загальної вібрації СУ та РК при частковому взаємному перекритті спектрів їх власних частот і спектрів частот віброзбудження можна досягти шляхом проектування підвіски СУ за інтегральним критерієм якості, що враховує норми вібронавантаженості СУ, РК й підвіски СУ;

г) відновлення заданих пружних характеристик комбінованих віброізоляторів у зв'язку зі старінням еластомерів у експлуатації можна досягти шляхом періодичного перерозподілу навантажень на їх несучі пружні елементи.

З участю автора розроблено конструктивні рішення, захищені авторськими свідоцтвами, створено програмне забезпечення для розрахунків загальної вібрації СУ і РК та для багатокритеріального проектування підвіски СУ, виконано всі експериментальні дослідження і оброблено їх результати, організовано дослідні виробництва віброізоляторів запропонованих конструкцій на тепловозо- та дизелебудівних підприємствах.

Дисертант широко вдячний усім, хто сприяв проведенню найбільш трудомістких етапів експериментальних та теоретичних досліджень.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі показано актуальність теми дисертації, обґрунтовано вибір об'єктів та предмета дослідження, окреслено коло вирішуваних питань, подано загальну характеристику роботи.

Перший розділ уявляє собою розгорнутий огляд стану проблеми у різних галузях транспортного машинобудування з емпіричної, теоретичної та практичної точок зору.

Відзначено конкретний внесок у вирішення проблеми не тільки вчених-залізничників (О.І.Беляєва, І.В.Бірюкова, Г.П.Бурчака, Г.В.Бутакова, В.І.Варави, В.М.Великодного, М.Ф.Вериги, С.В.Вершинського, І.І.Галієва, В.К.Гарга, О.Л.Голубенко, С.М.Голубятникова, П.І.Гороновича, В.Д.Дановича, В.Л.Добровольського, Ю.В.Дьоміна, О.С.Євстратова, Р.Жолі, В.Зоула, О.О.Камаєва, В.О.Камаєва, Д.Е.Кармінського, О.Я.Когана, О.М.Коняєва, М.Л.Коротенко, М.М.Кудрявцева, С.М.Кученко, В.А.Лазаряна, О.І.Лисикова, П.Мейнке, Е.М.Нікітіна, К.Л.Ортса, А.П.Павленко, С.Патадіа, М.П.Пахомова, Л.А.Переяславця, М.А.Пительгузова, М.Г.Полларда, С.Ф.Редько, Л.М.Резнікова, Л.Руса, А.А.Рибалова, О.М.Савоськіна, В.А.Слащова, А.С.Умарова, В.Ф.Ушкалова, В.Д.Хусідова та багатьох інших), але і вчених, що працюють у суміжних галузях знань - В.А.Вейца, М.Д.Генкіна, В.В.Давидова, Дж.Л.Джанкінса, І.І.Клюкіна, К.С.Колесникова, Е.Е.Лавендела, В.І.Лошакова, Г.Н.Мікішева, Р.В.Ротенберга, Ф.Саккі, Дж.К.Сноудона, В.Є.Тольського, К.В.Фролова, Р.І.Фурунжієва та інших).

Показано, що раціональна стратегія прогнозування вібрації полягає в побудові та послідовному уточненні її емпіричних та аналітичних системних імітаційних моделей на основі попереднього експериментального вивчення механізму впливу кожного нового фактора, що враховується, а раціональна стратегія зниження вібрації - в реалізації на базі згаданих моделей та норм вібрації багатокритеріального підходу до вибору принципів дії, структури і параметрів різних засобів віброзахисту та подальшому комплексному застосуванні останніх на реальних машинах.

У процесі аналізу результатів експериментальних досліджень загальної вібрації СУ та РК з'ясовано, що у тепловозобудуванні залишаються невивченими закономірності спільного впливу на загальну вібрацію СУ і РК параметрів підвіски СУ, силового та кінематичного відрозбудження, а також не розроблені методику синтезу емпіричних моделей такого впливу.

При розгляді застосовуваних методик теоретичного дослідження виявлено, що, не дивлячись на наявність розвинутого математичного апарату та різноманіття використовуваних розрахункових схем для аналізу загальної вібрації конструкцій, динамічно подібних до тепловозних СУ і

РК, одночасне врахування у межах однієї розрахункової схеми деформованості СУ та РК на згин і кручення, а також віброзбудження від роботи силового і допоміжного обладнання та від взаємодії екіпажу з рейковим шляхом не проводилося. Особливо наголошено на тій обставині, що зараз у тепловозобудуванні немає загальноприйнятої методики розрахунку модальних параметрів загальної згинної і крутильної вібрації СУ та РК.

За підсумками огляду використовуваних методик конструювання систем віброзахисту СУ та РК транспортних машин зроблено висновок про те, що в умовах підвищення енергонасиченості й швидкості руху сучасних тепловозів зростають вимоги до рівнів їх надійності й віброкомфортності можуть бути задоволені лише шляхом багатоцільового проектування усіх ступенів віброзахисту, в тому числі й підвіски СУ. При цьому підкреслюється факт відсутності в даний час у тепловозобудуванні структурної системи критеріїв якості її проектування. Обґрунтовано також тезу про те, що у зв'язку з тенденцією збільшення щільності спектрів віброзбудження та власних спектрів загальної вібрації СУ та РК для виключення грубих прорахунків на ранніх етапах їх проектування першорядної важливості набуває розробка спеціальних узагальнених критеріїв віробудливості різних мод вібрації, які б визначали якість внутрішнього віброзахисту СУ та РК відповідно до очікуваних умов їх експлуатації.

В результаті аналізу практики застосування віброізоляторів для підвісок автомобільних, авіаційних, суднових та тепловозних СУ з двигунами внутрішнього згорання констатується, що серійно виготовлявані в Україні та за кордоном еластомерні віброізолятори мають недостатню стабільність пружних характеристик в умовах їх тривалої експлуатації.

Спираючись на перелічені результати огляду стану проблеми, що акцентують увагу на питаннях, які вимагають негайного вирішення, наприкінці розділу сформульовано мету та основні завдання дисертації, наведені на початку автореферата.

Другий розділ присвячено розробці методики синтезу емпіричних моделей впливу параметрів підвіски СУ, силового і кінематичного віброзбудження на загальну вібрацію СУ і РК тепловозів.

Усі експерименти проведено на натурному тепловозі ТГМ6А-2303 при його русі в режимах тяги й вибігу без потягу та з потягами різної маси на дослідному кільці ВО "Льдиновотепловоз". При проведенні досліджень використані комплекти вібровимірювальної апаратури ВІБ-6ТН, ВІБ-5МА (Естонія) та 00060 (Німеччина), штатні прилади тепловоза, а також інші апаратура та обладнання загального призначення.

При відборі факторів, що впливають на загальну вібрацію СУ і РК, частина останніх вилучена з розгляду за підсумками аналізу апріорної інформації (варіації профілю рейкового шляху, ширини колії й підуклон-

ки рейок; добові коливання температури навколишнього середовища; відхилення тисків згорання палива та частоти обертання колінчастого вала дизеля), а частина - за результатами вимірювань при пробних поїздках (сила тяги, маса потягу). Значення групи контрольованих, але некерованих в даному експерименті факторів зафіксовано на одному рівні впродовж усього часу випробувань (дебаланси карданних валів і колінчастого вала дизеля; кути розклинки кривошипів та різноваги шатунно-поршневих груп дизеля; модальні параметри СУ і РК; координати опор ресорного підвищення й підвіски СУ; характеристики шляху та шляхової структури).

Для дослідження значущості факторів, що залишилися, поставлено відсіюючий експеримент за ортогональним насиченим планом Плаккетта-Бермана при кількості факторів $J=11$ і кількості дослідів $M=12$. За функції відгуку прийнято усереднені по опорах підвіски СУ значення модулів просторових віброприскорень лап СУ (\bar{a}_c) та рами під ними (\bar{a}_p), оскільки ці параметри відображають вібраційний стан об'єктів дослідження, не корельовані між собою, однозначні та статистично ефективні. Основні характеристики варійованих факторів наведені в таблиці 1, де: n_d - частота обертання колінчастого вала дизеля, v_T - швидкість руху тепловоза, C_z та C_y - відповідно осьова та радіальна динамічні жорсткості віброізолятора підвіски СУ, C_{z0} - осьова динамічна жорсткість протиударних упорів віброізолятора, Δ_z - робочий хід віброізоляторів до упорів, R_d - режим роботи дизеля, β_{np} - кут установки противаг механізму рівноважування дизеля, e_m - ексцентриситет муфти головного привода, $e_{гв}$ - ексцентриситет вала привода гідроредуктора вентилятора, R_k - режим роботи компресора, ХХ - холодний хід, ПН - повне навантаження.

Таблиця 1 - Основні характеристики варійованих факторів

Позначення фактора		Одиниця виміру	Межі області визначення		Рівні варіювання фактора		
Натуральне	Кодове		Нижня	Верхня	Нижній	Нульовий	Верхній
n_d	X_1	об/хв	350	1000	530	620	710
v_T	X_2	км/год	0	60	40	47,5	55
C_z	X_3	МН/м	1,5	6,5	1,5	2,65	3,8
C_y	X_4	МН/м	1,0	2,5	1,0	1,4	1,8
C_{z0}	X_5	МН/м	3	160	110	133	156
Δ_z	X_6	мм	0	3,2	0,2	0,9	1,6
R_d	X_7	-	ХХ	ПН	ХХ	-	ПН
β_{np}	X_8	градус	0	4,0	2,3	3,15	4,0
e_m	X_9	мм	0	0,30	0,17	0,23	0,29
$e_{гв}$	X_{10}	мм	0	1,0	0,5	0,7	0,9
R_k	X_{11}	-	Викл.	Вкл.	Викл.	-	Вкл.

Усі фактори, що варіюють, - однозначні, незалежні, сумісні, керовані, а кількісні фактори - й вимірні. Інтервали варіювання кількісних факторів складають не більш як половину областей їх визначення, але більш ніж удвічі перевищують середньоквадратичну похибку дослідів.

За підсумками обробки результатів експерименту одержано лінійні рівняння регресії для обох прийнятих функцій відгуку (\bar{a}_c , \bar{a}_p). Застосовуючи відомі статистичні залежності, розраховано значення похибок відтворюваності дослідів та похибок визначення коефіцієнтів регресії, а також виконано перевірку значущості цих коефіцієнтів з використанням розподілу Стьюдента при рівні довірчої ймовірності 0,95.

Межі довірчих інтервалів та ранжувальні криві коефіцієнтів регресії b_1 , що відповідають відносним внескам різних факторів, показано на малюнку 1.



Малюнок 1 - Ранжувальні криві коефіцієнтів регресії

Перевірка адекватності рівнянь регресії за критерієм Фішера дала позитивні результати, підтвердивши значущість n_d , v_T , C_z , C_y , C_{z_0} і Δ_z (з кодovими позначеннями X_1, \dots, X_6) для обох функцій відгуку.

Для виявлення механізмів впливу відібраних факторів на модуль віброприскорення РК (\bar{a}_p) з допомогою методу вузлових точок одержана мультиплікативна модель

$$\bar{a}_p = \bar{a}_{p_0} \prod_1^{(n-1)} \varphi(X_i) = \bar{a}_{p_0}^{-5} \varphi(n_d) \varphi(v_T) \varphi(C_z) \varphi(C_y) \varphi(C_{z_0}) \varphi(\Delta_z), \text{ м/с}^2 \quad (1)$$

де \bar{a}_{p_0} - значення модуля віброприскорення у вузловій точці, що дорівнює його середньому значенню за даними всіх дослідів; $n=6$ - кількість факторів; $\varphi(X_i)$ - однофакторні залежності, одержані в результаті апроксимації статистичного масиву даних 157 дослідів при варіюванні факторів у околах вузлової точки ($n_d = 635$ об/хв; $v_T = 28,5$ км/год; $C_z = 6,28$ МН/м; $C_y = 6,73$ МН/м; $C_{z_0} = 9,12$ МН/м; $\Delta_z = 0,42$ мм) та по всій

області визначення (розмірність усіх функцій $\varphi(X_1)$ - м.с⁻²):

$$\varphi(n_d) = 13,78125 - 0,083114n_d + 0,17249 \cdot 10^{-3}n_d^2 - 0,12993 \cdot 10^{-6}n_d^3 + 0,30248 \cdot 10^{-10}n_d^4; \quad (2)$$

$$\varphi(v_T) = 1,38161 - 0,025989v_T + 0,28107 \cdot 10^{-2}v_T^2 - 0,29891 \cdot 10^{-4}v_T^3; \quad (3)$$

$$\varphi(C_z) = 3,67724 - 1,52637C_z + 0,22695C_z^2 - 0,32709 \cdot 10^{-2}C_z^3; \quad (4)$$

$$\varphi(C_y) = 2,05494 - 0,74921C_y + 0,20255C_y^2 - 0,015878C_y^3 + 0,43106 \cdot 10^{-3}C_y^4; \quad (5)$$

$$\varphi(C_{z_0}) = C_{z_0} / (1,34357 + 0,30119C_{z_0}); \quad (6)$$

$$\varphi(\Delta_z) = 1,20594 + 0,66563 / (\Delta_z + 0,23108). \quad (7)$$

У зв'язку з відсутністю строгого теоретичного обґрунтування мультиплікативного впливу факторів у даній моделі її адекватність оцінено коефіцієнтом множинної кореляції

$$K_{mk} = \sqrt{1 - \frac{\sum (\bar{a}_{pk} - \bar{a}_p)^2}{\sum (\bar{a}_{pk} - \bar{a}_{p0})^2}}. \quad (8)$$

де \bar{a}_{pk} - фактичний модуль віброприскорення РК в k-му досліді.

Значення $K_{mk} = 0,786$, одержане для експеримента в цілому, свідчить про адекватність прийнятої моделі. Аналогічним чином побудована також мультиплікативна модель \bar{a}_c , що відображає вібраційний стан СУ.

Графічна інтерпретація моделей типу (1) сукупністю зв'язаних між собою у вузловій точці шести слідів перетину гіперповерхні відгуку уздовж факторних осей дозволяє зручно аналізувати механізми впливу факторів і синтезувати оптимальні параметри підвіски СУ відповідно до різних умов експлуатації.

В третьому розділі розроблена математична модель загальної вібрації СУ та РК з урахуванням їх деформівності, вібробудження від взаємодії коліс з рейками та від роботи віброактивного обладнання.

Модель системи в діапазоні частот до 30 Гц представлена у вигляді двох деформівних на згин і кручення тіл (СУ та РК) і двох абсолютно твердих тіл скінченних розмірів (підресорених частин візків), з'єднаних між собою точковими просторовими утримувачами голономними пружнодисипативними в'язями. Вважається також, що названі тіла перебувають у стані спричинених дією зосереджених полігармонічних сил усталених малих періодичних коливань відносно своїх положень статичної рівноваги.

При побудові математичної моделі прийнято такі припущення:

а) центри мас СУ, РК й підресорених частин візків знаходяться у позовжньо-вертикальній площині симетрії тепловоза;

б) розсіяння енергії вібрації в системі відбувається у відповідності з гіпотезою Базіля про діагональність матриці демпфування та її пропорційність матриці пружності;

в) моди загальної пружної вібрації СУ та РК залишаються балочними;

г) згинна та крутильна вібрація СУ та РК незалежні одна від одної;

д) суттєвий вплив на загальну вібрацію СУ і РК можуть чинити лише перші чотири моди їх згинної та крутильної вібрації;

е) і СУ, і РК уявляють собою системи непризматичних балок двох взаємно перпендикулярних напрямків, що підтримують пластину кусково-сталолі товщини та закріплені на них абсолютно тверді тіла скінченних розмірів;

ж) СУ і РК мають нескінченно великі поздовжні жорсткості;

з) динамічні складові сили тяги не впливають на загальну вібрацію СУ та РК.

За узагальнені координати системи прийнято поступальні та кутові переміщення СУ, РК і підресорених частин візків як твердих тіл відносно їх положень статичної рівноваги, а також поступальні та кутові переміщення перетинів приведення СУ та РК при перших чотирьох модах їх пружної вібрації відносно миттєвих положень СУ та РК як твердих тіл. У підсумку досліджувана система налічує 48 узагальнених координат.

Рух моделі описано рівняннями Лагранжа другого роду в узагальнених координатах, представленими в комплексній формі:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \operatorname{Re} \left((1 + j\gamma_i) \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} \right) = \operatorname{Re} \left(\sum_n Q_{1n} \exp(j(\omega_{1n}t + \phi_{1n})) \right). \quad (9)$$

де T , Π - відповідно функції кінетичної й потенціальної енергії системи; Q_{1n} , ω_{1n} , ϕ_{1n} - відповідно амплітуда, кутова частота та початкова фаза n -ї складової узагальної сили, що не має потенціалу, по i -й узагальненій координаті q_i ; γ_i - коефіцієнт непружного опору по i -й узагальненій координаті; t - час.

Головною особливістю рівнянь (9) є явна присутність нормованих функцій мод вертикальної й горизонтальної згинної, а також крутильної вібрації СУ та РК в розгорнутих виразах частинних похідних $\partial T / \partial \dot{q}_i$ і $\partial \Pi / \partial q_i$. Згадані функції мод у значній мірі визначають, по-перше, величини повних динамічних деформацій опор підвіски СУ та кузовного ступеня ресорного підвищення, по-друге, величини модальних мас і модальних жорсткостей СУ та РК, що характеризують вібраційні властивості останніх як деформівних тіл.

Для розрахунків функцій мод перших чотирьох тонів пружної вібрації СУ та РК запропоновано алгоритми, які забезпечують суттєве підвищення

точності прогнозування в порівнянні з відомими алгоритмами енергетичного методу, досягнуте завдяки більш строгому виконанню умов динамічної рівноваги моделей СУ та РК, умов взаємної ортогоналізації всіх ураховуваних мод по кінетичній і потенціальній енергії та крайових умов основних диференціальних рівнянь загальної пружної вібрації СУ й РК, а також завдяки врахуванню поправок на інерцію повороту і деформації зсуву їх елементів.

На базі запропонованої модифікації енергетичного методу та використання даних відомостей поздовжнього, поперечного й вертикального розважування, а також іншої креслярсько-технічної документації розроблено методику розрахунку модальних мас і модальних жорсткостей СУ та РК, адекватність якої підтверджено результатами натурних резонансних випробувань РК тепловоза ТГМ6А-2303 з допомогою пневмовібраторів.

При послідовному прикладенні моногармонічного віброзбудження зі скануючою кутовою частотою ω в M точках РК та реєстрації при цьому віброшвидкостей в N розподілених по її поверхні точках визначались усереднені ефективні імпедансні частотні характеристики згинної й крутильної вібрації РК

$$Z(\omega) = \sqrt{\frac{1}{M \cdot N} \sum_m \sum_n |Z_{mn}(j\omega)|^2}, \quad (10)$$

де m, n - відповідно номери точок прикладення віброзбудження та точок вимірювання віброшвидкості; $Z_{mn}(j\omega)$ - механічний імпеданс, що визначається залежністю

$$Z_{mn}(j\omega) = P_m(j\omega) / v_n(j\omega), \quad (11)$$

де $P_m(j\omega)$ - збуджувача сила (або момент) в m -й точці; $v_n(j\omega)$ - віброшвидкість у n -й точці.

При виявленні резонансу кожної b -вузлової моди РК розглядалась як елементарна система з одним ступенем вільності, що має комплексний імпеданс

$$Z(j\omega_b) = R_b + j\omega_b M_b + C_b / j\omega_b, \quad (12)$$

де ω_b - кутова частота; R_b, M_b, C_b - відповідно модальні демпфування, маса та жорсткість РК для резонуючого тону.

Значення перелічених параметрів кожної b -вузлової моди згинної і крутильної вібрації РК визначались зі співвідношень:

$$R_b = Z(\omega_b); \quad \gamma_b = R_b / (\omega_b M_b); \quad C_b = \omega_b^2 M_b, \quad (13)$$

де γ_b - коефіцієнт відносного демпфування b -вузлової моди, що визначається з додаткової серії дослідів з реєстрацією записів затухаючих коливань різних точок РК.

За результатами випробувань встановлено, що в досліджуваному діапазоні частот модальні маси різних тонів практично залишаються сталими (підтверджуючи факт вібрації РК як єдиного цілого), а модальні жорсткості та модальне демпфування змінюються пропорційно частотам ω_b (що непрямо підтверджує прийняту гіпотезу Базіля).

Після визначення величин усіх коефіцієнтів системи рівнянь (9) вона перебудовується у більш зручну матричну форму

$$[A](\dot{q}) + [C^*](q) = \{Q(t)\}, \quad (14)$$

де $[A]$, $[C^*]$ - симетричні квадратні матриці інерційних та квазіпружних коефіцієнтів відповідно; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{Q(t)\}$ - відповідно матриці-стовпчики узагальнених прискорень, узагальнених переміщень, узагальнених сил.

Розв'язання системи рівнянь (14) провадиться шляхом переходу до квазінормальних координат з допомогою відомого лінійного перетворення, у результаті якого вона розпадається на 48 незалежних рівнянь, та наступної суперпозиції розв'язків останніх.

Для реалізації математичної моделі на ЕОМ розроблено програмне забезпечення. При тестуванні моделі використано результати дослідницьких випробувань тепловозів ТГМ6А-2303, ТЗ127-0001 і 2ТЗ126-0001. Розбіжність розрахункових та експериментальних значень власних частот загальної вібрації СУ і РК не перевищує 5%, а значень амплітуд віброприскорень у їх характерних точках - 14%.

У четвертому розділі обґрунтовано вирази узагальнених критеріїв віброзбудливості й вібронавантаженості СУ і РК, опрацьовано методику багатокритеріального проектування підвіски СУ, наведено результати випробувань розроблених віброізоляторів та підвісок.

На ранніх стадіях проектування СУ і РК запропоновано використовувати узагальнені критерії збудливості b -вузлових мод їх вібрації (для цілих $b > 0$):

$$B_b = \sqrt{\left(\sum_n w_{bn} \sum_{\nu} Q_{\nu n} \cos \psi_{\nu n} \right)^2 + \left(\sum_n w_{bn} \sum_{\nu} Q_{\nu n} \sin \psi_{\nu n} \right)^2}. \quad (15)$$

де ν - порядок складової збуджучої сили відносно частоти обертання колінчастого вала дизеля; n - номер джерела узагальненої збуджучої сили; w_{bn} - значення нормованої функції b -вузлової моди у точці розташування n -го джерела; $Q_{\nu n}$, $\psi_{\nu n}$ - відповідно амплітуда і початкова фаза збуджучої сили ν -го порядку від n -го джерела.

Показано, що шляхом варіювання розподілами погонних мас і жорсткостей СУ та РК завжди можна підібрати комбінації функцій b -вузлових мод w_{bn} , які мінімізують значення критеріїв B_b у зонах максимумів енергетичного спектра віброзбудження і забезпечують суттєве зниження загальної вібрації СУ та РК на основних експлуатаційних режимах.

При проєктуванні підвіски СУ вібраційний стан системи "СУ - РК" пропонується оцінювати трьома групами нормованих критеріїв вібронавантаженості H_c , H_p і H_n (відповідно для СУ, РК та підвіски):

$$H_c = \sum_n \sum_m \sum_l P_{mnl}(\omega, V) \frac{v_{l m n}}{q[v_{l m n}]} ; \quad (16)$$

$$H_p = \sum_n \sum_m \sum_j P_{m n j}(\omega, V) \frac{W_{j m n}}{r[W]} ; \quad (17)$$

$$H_n = \sum_n \sum_m \sum_k P_{m n k}(\omega, V) \frac{d_{k m n}}{s[d_{k m n}]} . \quad (18)$$

де i, q - відповідно номер та кількість регулярно розподілених по поверхні СУ точок контролю вібрації; j, r - те ж для РК; k, s - відповідно номер та кількість віброізоляторів підвіски; $P_{mnl}(\omega, V)$ - ймовірність руху тепловоза в n -му інтервалі швидкості (V) з працюючою в m -му інтервалі частоти обертання (ω) колінчастого вала дизеля СУ; $v_{l m n}$, $W_{j m n}$, $d_{k m n}$ - відповідно значення віброшвидкості в i -й точці СУ, показника плавності ходу в j -й точці РК та динамічної деформації k -го віброізолятора підвіски, виміряні при русі в n -му інтервалі швидкості з працюючою в m -му інтервалі частоти обертання колінчастого вала дизеля СУ; $[v_{l m n}]$, $[W]$, $[d_{k m n}]$ - припустимі значення перелічених показників.

Для типових пасивних підвісок СУ з парною кількістю радіально-симетричних віброізоляторів сформульована багатокритеріальна задача оптимізації параметрів осьової (C_z) і радіальної (C_y) жорсткості, коефіцієнта непружного опору γ та кількості віброізоляторів підвіски s .

Розв'язок задачі для тепловозів ТЭ127, 2ТЭ126 і ТГМ6А виконано на базі розробленої в третьому розділі моделі загальної вібрації СУ та РК шляхом реалізації модельно-кібернетичного експерименту з використанням стандартних процедур ЛП_с-пошуку в чотиривимірному просторі параметрів. На першому етапі за підсумками серії пробних дослідів згаданий гіперпростір звужено обмеженнями, що відтинають області неприйнятних значень локальних критеріїв ($1 < C_z < 100$ МН/м; $0,2 < C_y < 500$ МН/м; $0,01 < \gamma < 0,30$; $4 < s < 32$), на другому - сформовано переговорні множини Парето у від'язому гіперкубі, на третьому - відібрано кращі моделі (див. таблицю 2, де значення C_z і C_y наведено в МН/м) шляхом ранжування локальних критеріїв усередині груп (16)-(18) та інтегральної оцінки критеріїв, що залишились, за принципом мінімуму сумарних припустимих втрат:

$$H = \sqrt{H_c^2 + H_p^2 + H_n^2} . \quad (19)$$

Підвіски за варіантами 1, 3 й 6 згодом впроваджено на тепловозах.

Таблиця 2 - Результати оптимізації параметрів підвісок тепловозів

Серія тепло-воза	Номер моделі	Робочі параметри				Критерії якості				Оцінка моделі Парето
		C_z	C_y	γ	s	H_c	H_p	H_n	H	
T3127	1	3,60	1,72	0,110	6	0,78	0,73	0,71	1,28	Краща
T3127	2	4,85	1,98	0,085	4	0,90	0,72	0,69	1,35	Задов.
2T3126	3	7,40	4,00	0,090	8	0,82	0,85	0,80	1,43	Краща
2T3126	4	8,75	3,98	0,125	6	0,86	0,90	0,79	1,47	Задов.
TГМ6А	5	5,05	4,40	0,145	4	0,87	0,81	0,75	1,41	Краща
TГМ6А	6	3,65	1,78	0,060	4	0,61	0,96	0,91	1,45	Задов.

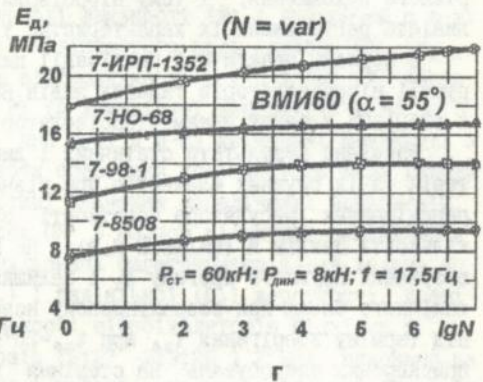
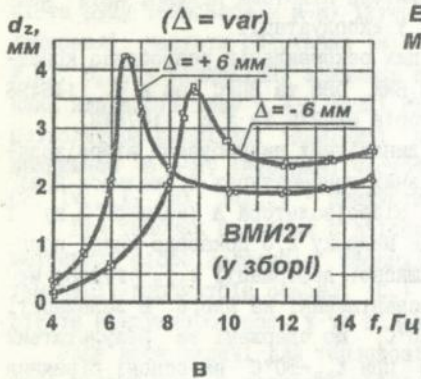
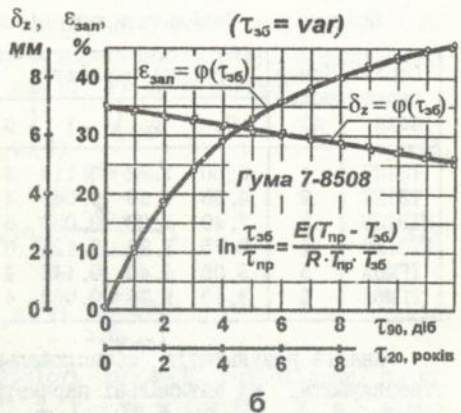
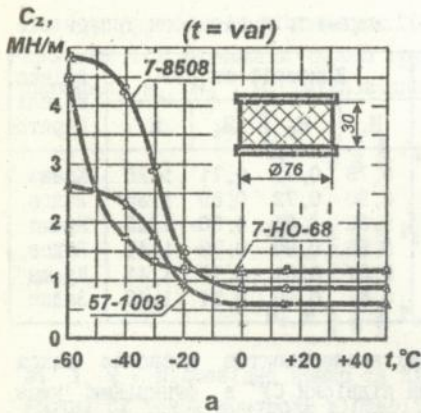
Аналіз результатів обчислювальних експериментів дозволяє також стверджувати, що оптимальні параметри підвіски СУ є функціями умов експлуатації, які визначають рівень та тривалість дії збуджуючих сил різного походження, і тому віброізолятори підвіски повинні мати можливість регулювання їх характеристик у експлуатації.

В порядку практичної реалізації цих рекомендацій розроблено конструкції віброізоляторів типових рядів ВМИ, ОБВ та ВПРС за а.с. 1146496 і 1352112, а також пневмовіброізоляторів ВМИ27П за а.с. 1167043.

Наведено результати статичних і динамічних випробувань віброізоляторів та їх пружних елементів при різних температурах t (малюнок 2,а), переміщеннях регулятора жорсткості віброізолятора Δ (малюнок 2,в) і кількості циклів N (малюнок 2,г). На малюнку 2,б показано криві прогнозування пружного прогину δ_z і залишкової деформації $\epsilon_{z,ал}$ гумово-металічного блока при розрахунковому навантаженні на нього в залежності від терміну зберігання $\tau_{z,6}$ при $t_{z,6} = -20^\circ\text{C}$, що одержані за результатами прискорених випробувань на старіння при $t_{np} = 90^\circ\text{C}$ на основі рівняння Арреніуса. На малюнках 2,б-г прийняті позначення: τ_{np} - термін досягнення показників δ_z і $\epsilon_{z,ал}$ при t_{np} ; E - енергія активації; R - універсальна газова стала; d_z - амплітуда вертикальних динамічних деформацій; f - частота віброзбудження; E_d - динамічний модуль пружності; $P_{ст}$, $P_{дин}$ - відповідно статична й динамічна складові навантаження; α - кут нахилу гумово-металічного елемента до горизонту.

Ефективність віброізоляторів ВМИ27 підтверджена результатами проведених в АТ "Волгодизельмаш" порівняльних стендових випробувань на жорсткому фундаменті та на пружній підвісці дизель-генератора ДГ252 при частотах обертання колінчастого вала дизеля 700-1500 об/хв, а також силового агрегата СА-10 при частотах обертання колінчастого вала дизеля 540-1260 об/хв. Віброізоляція СУ в обох випадках на всіх режимах роботи складала 1,5-5 дБ. Віброізоляція фундаменту в першому випадку досягала 5-10 дБ, а в другому - 11-22 дБ.

ЛІБ ім. В. Стефаника
АН України



Малюнок 2 - Результати лабораторних випробувань гумово-металічних елементів та віброізоляторів у зборі

Результати експлуатаційних випробувань обладнаних віброізоляторами ВМІ дослідних тепловозів ТЭ127-0001, 2ТЭ126-0001, 2ТЭ126-0002 та ТГМ6А-2303 підтверджують, що за рівнями вібрації й шуму вони задовольняють сучасні вимоги. Результати порівняльних випробувань тепловоза ТГМ6А-2303 з підвіскою з віброізоляторів ВМІ та з серійною підвіскою показують, що в першому випадку при всіх режимах роботи СУ і швидкостях руху тепловоза модулі просторових віброприскорень СУ та РК відповідно у 1,05-3,3 та у 1,2-6,9 рази менші, ніж у другому. Крім того, виміряні за ГОСТ 12.2.056-81 рівні шуму на робочих місцях локомотивної бригади при дослідній підвісці на 1,5 дБА нижчі, ніж при серійній.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ПІДСУМКОВІ ВИСНОВКИ

1. Розроблено аналітичну модель для прогнозування загальної вібрації СУ й РК з урахуванням характеристик їх силового і кінематичного віброзбудження та деформівності в діапазоні частот до 30 Гц при установлених режимах роботи СУ і швидкостях руху в прямих ділянках шляху. Для реалізації моделі на ЕОМ створено програмне забезпечення. При тестуванні моделі стосовно до тепловозів ТЗ127, 2ТЗ126 і ТГМ6А розбіжність розрахункових та вимірених значень власних частот загальної вібрації СУ і РК не перевищила 5%, а значень амплітуд віброприскорень в їх характерних точках - 14%. Багатоваріантні розрахунки з допомогою запропонованої моделі показали, що адекватне прогнозування повного спектра загальної вібрації в досліджуваному частотному діапазоні для переважної більшості магістральних та маневрово-вивозних тепловозів можливе лише за умови спільного врахування параметрів деформівності СУ і РК на згин та кручення, а також параметрів віброзбудження від взаємодії коліс з рейками і від роботи віброактивного обладнання.

2. Розроблено уточнену методику розрахунку модальних параметрів загальної згинної та крутильної вібрації СУ і РК за даними їх поздовжнього, поперечного та вертикального розважування, а також іншої креслярсько-технічної документації. Для тестування методики проведено резонансні випробування РК тепловоза ТГМ6А-2303. Розбіжність експериментальних і розрахункових значень модальних параметрів РК склала не більш як 3.5%. Використання методики розрахунку для СУ та РК традиційних конструкцій показало, що в частотному діапазоні до 30 Гц для них характерна наявність до чотирьох мод загальної згинної та крутильної вібрації, врахування яких необхідне при проектуванні систем віброзахисту тепловозів.

3. Розроблено методику синтезу адекватних емпіричних моделей спільного впливу параметрів підвіски СУ та віброзбудження на загальну вібрацію СУ і РК, що дозволяє на основі відсіюючих експериментів за ортогональними насиченими планами Плакетта-Бермана та застосування методу вузлових точок оптимізувати параметри підвісок уже збудованих тепловозів стосовно до різних умов їх експлуатації. Запропонована методика використана для оптимізації параметрів підвіски СУ тепловозів ТГМ6А при їх модернізації.

4. Розроблено аналітичні вирази узагальнених критеріїв віброзбудливості СУ і РК, що дозволяють на ранніх етапах проектування керувати

параметрами їх внутрішнього пружно-інерційного віброзахисту - розподілами по довжині погонних мас та жорсткостей - з метою запобігання резонансів пружної вібрації на експлуатаційних режимах роботи. На прикладі дизель-генератора 2А-9ДГ тепловоза ТЭП70 та РК тепловоза ТГМ6А показано, що зниження їх загальної вібрації можна досягти при такій комбінації розподілів по їх довжині мас і жорсткостей, яка мінімізує значення узагальнених критеріїв вібробудливості всіх мод у зонах максимумів енергетичного спектра вібробудження.

5. Розроблено аналітичні вирази безрозмірних (нормованих) узагальнених критеріїв вібронавантаженості СУ, РК та підвіски СУ, що забезпечують інтегральне врахування діючих норм вібрації, а також реальних розподілів тривалості руху тепловоза з різними швидкостями і тривалості роботи СУ на різних режимах. Запропонована система локальних критеріїв оцінки вібраційного стану СУ і РК може бути вихідним пунктом для цільового проектування різних способів та засобів їх віброзахисту.

6. На базі обґрунтованих узагальнених критеріїв вібробудливості й вібронавантаженості, аналітичної та емпіричної моделей прогнозування загальної вібрації СУ і РК, а також стандартних процедур ЛП_к-пошуку розроблено модельно-кібернетичну методику багатокритеріального проектування пасивних симетричних підвісок СУ з парною кількістю віброізоляторів, яка реалізована стосовно до тепловозів ТЭ127, 2ТЭ126 і ТГМ6А. Аналіз результатів обчислювальних експериментів дозволяє при цьому стверджувати, що оптимальні параметри підвіски СУ у великій мірі визначаються рівнем і особливо тривалістю дії вібробуджуючих сил різного походження, у зв'язку з чим віброізолятори підвіски повинні мати можливість регулювання їх пружних характеристик у експлуатації.

7. З участю автора розроблено, виготовлено та випробувано в лабораторних умовах конструкції віброізоляторів з коректорами їх пружних характеристик за а.с. 1146496, 1167043 та 1352112. Ефективність віброізоляторів підтверджено при порівняльних випробуваннях на заводських стендах, а також при експлуатаційних випробуваннях дослідних тепловозів ТЭ127-0001, 2ТЭ126-0001, 2ТЭ126-0002 та ТГМ6А-2303. При цьому підтверджено також, що відновлення заданих пружних характеристик комбінованих віброізоляторів у зв'язку зі старінням гуми їх несучих пружних елементів в експлуатації можна досягти шляхом періодичного перерозподілу навантажень на останні.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ, ЩО ВІДОБРАЖАЮТЬ ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Никитин Э.Н., Плескач Г.Б., Мельников В.А. Оптимизация характеристик комбинированных виброизоляторов для силовых установок // Конструирование и пр-во транспортных машин. - Харьков, 1983. - Вып. 15. - С. 6-15.

2. Плескач Г.Б. К теории математического моделирования колебаний дизель-генератора тепловоза // Конструирование и пр-во транспортных машин. - Харьков, 1984. - Вып. 16. - С. 36-40.

3. Эффективность зарезонансной упругой подвески для тяжёлых дизель-генераторов / Г.Б.Плескач, Э.Н.Никитин, П.И.Горонович и др. // Конструирование и пр-во транспортных машин. - Харьков, 1985. - Вып. 17. - С. 96-101.

4. Плескач Г.Б., Никитин Э.Н., Горонович П.И. Метод расчёта обобщённых инерционных и упругих характеристик рам кузовов тепловозов // Конструирование и пр-во транспортных машин. - Харьков, 1986. - Вып. 18. - С. 62-69.

5. Никитин Э.Н., Плескач Г.Б., Горонович П.И., Бибаев Н.И. К выбору структуры и параметров подвески дизель-генератора тепловоза // Конструирование и пр-во транспортных машин. - Харьков, 1988. - Вып. 20. - С. 42-49.

6. О выборе упругой подвески среднеоборотных дизелей на маневрово-вывозных тепловозах / Г.Б.Плескач, Э.Н.Никитин, П.И.Горонович и др. // Конструирование и пр-во транспортных машин. - Харьков, 1989. - Вып. 21. - С. 49-57.

7. Плескач Г.Б., Никитин Э.Н. Прогнозирование виброактивности дизель-генераторов транспортных машин // Конструирование и пр-во транспортных машин. - Харьков, 1993. - Вып. 22. - С. 115-123.

8. Плескач Г.Б. Оптимизация подвески силовых агрегатов тепловозов по интегральному критерию качества // Конструирование и пр-во транспортных машин. - Киев, 1994. - Вып. 24. - С. 183-189.

9. Плескач Г.Б., Горонович П.И., Никитин Э.Н. Эффективность виброизоляции силового агрегата с дизелем 6ЧН21/21 // Транспортное машиностроение. - Киев, 1995. - С. 222-231.

10. Плескач Г.Б. Эффективность виброизоляции дизель-генератора с дизелем 12ЧН21/21 // Транспортное машиностроение. - Киев, 1995. - С. 237-249.

11. А.с. 1146496 СССР, МКИ⁴ F16f7/12. Виброизолятор / Г.Б.Плескач, Э.Н.Никитин, П.И.Горонович, В.И.Криворучкин, С.М.Яндын. - №3665549/25-28; Заявл. 24.10.83; Опубл. 23.03.85. - Бюл. №11 // Открытия. Изобретения. - 1985. - №11. - С. 112.

12. А.с. 1167043 СССР, МКИ⁴ В60g 11/26. Подвеска силовой установки локомотива / Г.Б.Плескач, Э.Н.Никитин, П.И.Горонович, В.И.Криворучкин, С.М.Яндын, А.В.Русаков. - № 3707866/27-11; Заявл. 16.11.83; Опубл. 15.07.85. - Бюл. №26 // Открытия. Изобретения. - 1985. - №26. - С.80.

13. А.с. 1352112 СССР, МКИ⁴ F16f13/00. Виброизолятор / Г.Б.Плескач, Э.Н.Никитин, П.И.Горонович, В.И.Криворучкин, А.В.Русаков. - № 4006730/25-28; Заявл. 14.01.86; Опубл. 15.11.87. - Бюл. №42 // Открытия. Изобретения. - 1987. - №42. - С.119.

14. Заявка №93006045, Украина, МКВ⁵ F16f3/10, В60k5/12. Виброизолятор / Г.Б.Плескач, Е.М.Никитин, В.К.Суховерхов, Є.В.Кушнар'єв. - № ВЗВ 07030/3(3736); - Заявл. 23.11.93; Опубл. 25.04.95 // Промислова власність. - 1995. - №1. - С.2.40.

15. Плескач Г.Б. Исследование собственных частот и форм упругих колебаний дизель-генераторной установки тепловоза / Ворошиловгр. машиностроит. ин-т. - Ворошиловград, 1985. - 36 с. - Деп. в УкрНИНТИ 29.05.85, №1154Ук-85Деп.

16. Плескач Г.Б., Никитин Э.Н. Обобщенные показатели неуравновешенности дизель-генератора с учетом упругости его корпуса / Ворошиловгр. машиностроит. ин-т. - Ворошиловград, 1985. - 47 с. - Деп. в УкрНИНТИ 04.09.88, №2050Ук-85Деп.

17. Плескач Г.Б. Исследование низкочастотной вибрации дизель-генератора и рамы кузова тепловоза с учетом их деформируемости и путевого возбуждения // Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. "Создание и техническое обслуживание локомотивов большой мощности" (Ворошиловград, 21-23 мая 1985 г.). - Ворошиловград, 1985. - С.33.

18. Плескач Г.Б., Крючкова В.В. Многокритериальная оптимизация подвески силовой установки тепловоза // Тез. докл. III Всесоюз. науч.-техн. конф. "Проблемы развития локомотивостроения" (Луганск, 22-24 мая 1990 г.). - Луганск, 1990. - С.35-36.

19. Плескач Г.Б., Никитин Э.Н. Совершенствование подвески виброактивных агрегатов локомотивов // Тез. докл. IV Международ. науч.-техн. конф. "Проблемы развития локомотивостроения" (Крым, 19-24 апреля 1993 г.). - Луганск, 1993. - С.25.

20. Плескач Г.Б. Виброизоляторы с регулируемой жесткостью и демпфированием // Тезисы допов. Міжнарод. наук.-техн. конф. "Проблеми транспорту та шляхи їх вирішення" (Київ, 3-4 листопада 1994 р.). - Київ, 1994. - С.186.

21. Плескач Г.Б. Синтез эмпирических моделей общей вибрации силовых установок и рам кузовов тепловозов // Тез. докл. V Международ. науч.-техн. конф. "Проблемы развития локомотивостроения" (Алушта, 2-6 октября 1995 г.). - Луганск, 1995. - С.5-6.

ABSTRACT

Pleskach G.B. Prognostication and reduction of general vibration of the diesel locomotive power-plants and body frames.

Dissertation on the competition of the candidate of the technical sciences for speciality 05.22.07 - rolling stock of the railways and the train traction, Eastukrainian State University, Lugansk, 1996.

33 scientific works including 3 invention certificates containing theoretical ground and experimental confirmation of the efficiency of the elaborated vibroprotection means have been submitted for defence. The analitic model of the general vibration of the power-plants and body frames taking into account their bend and torsion deformability, the vibroexcitation from interaction of wheels with rails and from the work of the vibroactive machinery has been built. On the basis of the offered model and generalized criteria of the vibroexcitability and vibroloading of the diesel locomotive constructions the procedure of a multicriterian designing of a power-plant mounting has been worked out. The type row of the vibroisolators for the diesel locomotives and other transport and stationary machines power-plants has been worked out and put into production.

АННОТАЦИЯ

Плескач Г.Б. Прогнозирование и снижение общей вибрации силовых установок и рам кузовов тепловозов.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 - подвижной состав железных дорог и тяга поездов, Восточнoукраинский государственный университет, Луганск, 1996.

Защищается 33 научных работы, в том числе 3 авторских свидетельства, содержащие теоретическое обоснование и экспериментальное подтверждение эффективности разработанных средств виброзащиты. Построена аналитическая модель общей вибрации силовых установок и рам кузовов, учитывающая их деформируемость на изгиб и кручение, вибровозбуждение от взаимодействия колёс с рельсами и от работы виброактивного оборудования. На базе предложенной модели и обобщённых критериев вибровозбудимости и вибронaгруженности конструкций тепловозов реализована методика многокритериального проектирования подвески силовой установки. Создан и внедрен в производство типовой ряд виброизоляторов для силовых установок тепловозов и других транспортных и стационарных машин.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: Тепловоз, установка силова, рама кузова, підвіска, віброізолятор, вібрація загальна, аналіз модальний.

447261

АВ 34.925

Плескач Геннадій Борисович

ПРОГНОЗУВАННЯ І ЗНИЖЕННЯ ЗАГАЛЬНОЇ ВІБРАЦІЇ
СИЛОВИХ УСТАНОВОК ТА РАМ КУЗОВІВ ТЕПЛОВОЗІВ

05.22.07 - Рухомий склад залізниць
і тяга поїздів



Підписано до друку 07.05.96. Формат 60x84 1/16, д.а. 1,0.
Замовл. 227. Тираж 100 прим. Безкоштовно.

Ротапринт СУДУ: 348034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а.