

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису
УДК 629.4:531.46

КАШУРА Олександр Леонідович

ОЦІНКА ТЯГОВО-ЗЧЕПНИХ ЯКОСТЕЙ ЛОКОМОТИВІВ НА СТАДІЇ
ПРОЕКТУВАННЯ ТА МОДЕРНІЗАЦІЇ З УРАХУВАННЯМ ДИНАМІЧНИХ
ОСОБЛИВОСТЕЙ ЇХ РУХУ ПО РЕЙКОВОМУ ШЛЯХУ

05.22.07 – Рухомий склад залізниць
і тяга поїздів

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Луганськ 1995

ДВ 31.911

Робота виконана на кафедрі локомотивобудування Східноукраїнського державного університету

Науковий керівник - Заслужений діяч науки і техніки України,
доктор технічних наук, професор Голубенко О.Л.

Офіційні опоненти:

1. Доктор технічних наук, професор Коротенко Михайло Леонідович (Дніпропетровський державний технічний університет залізничного транспорту).
2. Кандидат технічних наук, доцент Крамар Микола Максимович (Східноукраїнський державний університет).

Провідне підприємство - виробниче об'єднання "Луганськтепловоз"
(м.Луганськ)

Захист відбудеться 22 березня 1995 р. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 18.02.01 при Східноукраїнському державному університеті за адресою: 348034, м.Луганськ, кв.Молодіжний, 20а

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Східноукраїнського державного університету за адресою: 348034, м.Луганськ, кв.Молодіжний, 20а

Автореферат розісланий 20 лютого 1995 р.
Відгуки на автореферат у двох екземплярах, завірені печаткою, просимо надсилати до спеціалізованої ради університету Д 18.02.01

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради

Жиднов С.О.

ЛННБ України ім.В.Стефаника



00756230 (N)

ЛННБ ім. В. Стефаника
АН України

Актуальність теми. Залізничний транспорт у нашій країні виконує більшу частину вантажних та пасажирських перевезень, і кардинальна зміна його частки у відношенні до інших видів транспорту у найближчий час практично неможлива. Ось чому завдання, пов'язані з підвищенням ефективності роботи тягового рухомого складу, не втрачають своєї актуальності.

Більшість завдань пов'язано зі створенням нових та удосконаленням існуючих конструкцій локомотивів. Проектування та розробка нових екіпажів або їх окремих вузлів потребують оцінки впливу тих чи інших конструктивних рішень на тягові і динамічні якості локомотива у цілому.

Метод роботи є удосконалення розрахункових методів оцінки тягово-динамічної ефективності тих чи інших змін у конструкції екіпажу. Для реалізації сформульованої мети були поставлені і розв'язані такі завдання:

- розробка математичної моделі просторового руху локомотива на прямій ділянці шляху у режимі тяги (гальмування) з урахуванням електродинамічних процесів у тяговому приводі;

- уточнення математичної моделі зчеплення колеса локомотива з рейкою, що адекватно описує процес фрикційної взаємодії тіл, що контактують, для використання її у математичному моделюванні руху локомотива у режимі тяги;

- а розробка методики визначення залежності зміни радіуса кола котіння колеса і сил гравітаційної жорсткості від поперечного переміщення колісної пари у рейковій колії для довільного сполучення профілів коліс та рейок будь-якого зносу;

- аналіз впливу сили тяги, фрикційних умов у контакті колеса з рейкою та зносу бандажів на динамічні процеси при русі локомотива;

- розробка нових конструктивних рішень (захищені пріоритетними документами) елементів екіпажу, оцінка їх впливу на тягово-зчепні та динамічні характеристики локомотива.

Методика дослідження. У роботі використано: математичне моделювання процесу руху локомотива; чисельні методи розв'язання диференціальних рівнянь; чисельні методи розв'язання алгебраїчних рівнянь; методи математичної статистики при моделюванні збуджень з боку рейкового шляху та при обробці результатів розрахунків.

Достовірність наукових положень, висновків та рекомендацій роботи підтверджена задовільною збіжністю результатів теоретичних

та експериментальних досліджень.

Наукова новизна. Розроблена методика і математична модель руху локомотива для оцінки його тяговс-зчепних якостей на стадії проектування з урахуванням проходження динамічних процесів.

Розроблена математична модель процесу фрикційної взаємодії з рейков колеса локомотива при його русі у режимі тяги, яка дозволяє адекватно відображати всі процеси, що відбуваються у контакті "колесо-рейка" в теоретичних дослідженнях і розрахунках.

Розроблена методика визначення залежності зміни радіуса кола котіння колеса та сил гравітаційної жорсткості від поперечного переміщення колісної пари у рейковій колії для довільного сполучення профілів коліс та рейок будь-якого зносу.

Показано вплив сили тяги, фрикційного стану контакту колеса з рейкою та зносу бандажів на проходження динамічних процесів при русі локомотива.

З участю автора розроблені конструктивні рішення, що спрямовані на покращення зчепних якостей локомотива при русі у режимі тяги та гальмування (а.с. № 1675144, 1770188, 1781112, 1799769, 1801827, позитивне рішення на заявку № 4795838/11). Проведена розрахункова оцінка їх ефективності.

Практична цінність та реалізація роботи. Проведені дослідження є частиною наукової проблеми "Теоретичні та експериментальні дослідження фізико-хімічної механіки контактної взаємодії поверхонь котіння коліс локомотива "а рейок" міжвузівської науково-технічної програми (№ держреєстрації 01930002458).

Розроблені моделі руху локомотива та фрикційної взаємодії колеса з рейкою і пакет прикладних програм для ЕОМ передані та використуються ВО "Луганськтепловоз" при проектуванні нових та модернізації існуючих конструкцій локомотивів.

Наукові результати дисертації використовуються в учбовому процесі СУДУ при підготовці інженерів спеціальності 7.090225 (локомотивобудування).

Апробація роботи. Основні висновки дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на міжнародних науково-технічних конференціях: "Проблеми розвитку локомотивостроєння" (Крим, 1993 р.), "Состояние и перспективы развития локомотивостроєння" (м.Новочеркаськ, 1994 р.), "Проблеми транспорту та шляхи їх вирішення" (м. Київ, 1994 р.) та на щорічних науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Східноукраїнського державного університету (1990...1994 рр.).

Публікації. За результатами виконаних досліджень опубліковано 12 друкованих робіт, перелік яких приведений наприкінці автореферату, з них 6 авторських свідоцтв.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота викладена на 115 сторінках машинописного тексту, ілюструється 14 таблицями, 72 малюнками і складається зі вступу, 4 розділів, висновків, переліку використаної літератури та 3 додатків. Перелік літератури містить 129 назв. Додатки розміщені на 14 сторінках.

Особистий внесок дисертанта у розробку наукових результатів дисертації. Дисертантом особисто розроблені: математична модель руху локомотива, математична модель зчеплення, методика визначення зміни радіусу кола котіння колеса та сил гравітаційної жорсткості, математична модель руху колісної пари у рейковій колії. Особисто проведені всі розрахунки, аналіз результатів, зроблені висновки. З участю автора розроблені конструктивні рішення, що захищені авторськими свідоцтвами.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми досліджень.

В першому розділі аналізується стан питання, що досліджується, приведено огляд літератури з обраної теми, сформульовані мета та завдання дослідження.

Для оцінки тягово-зчепних і динамічних якостей локомотивів на стадіях проектування та модернізації необхідно вибрати критерії, які можна використати з цією метою. Вони відрізняються великою різноманітністю і мають тенденцію поповнюватися. Це пов'язано з великим обсягом та різнобічністю дослідницьких завдань.

Тягово-зчепні якості локомотива повинні характеризувати його здатність тягнути поїзд. З цієї точки зору найбільше підходить для їх оцінки середньоінтегральна на ділянці шляху сила тяги, яку здатний розвинути локомотив без зриву в буксування. Вона дорівнює сумі середніх поздовжніх сил зчеплення коліс локомотива з рейками:

$$F = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} \left(\sum_{i=1}^n F_{ix} \right) dt,$$

де T_0 - час руху по ділянці шляху; F_{ix} - поздовжня складова сили зчеплення у контакті колеса з рейкою; n - кількість коліс локомотива.

Однак, при різних умовах зчеплення один і той же локомотив може розвивати різну силу тяги. Тому у дисертаційній роботі, окрім середньоінтегральної сили тяги, застосовується коефіцієнт використання зчеплення, що враховує динамічні процеси при русі та характеризує схильність локомотива до буксування (лзу):

$$\eta = \psi / \psi_0.$$

де ψ - коефіцієнт зчеплення локомотива, ψ_0 - коефіцієнт зчеплення осі, що першою починає буксувати.

$$\psi = \frac{\frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} (\sum_{i=1}^n F_{ix}) dt}{\frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} (\sum_{i=1}^n P_i) dt}, \quad \psi_0 = \frac{\frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} F_{ix} dt}{\frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} P_x dt}.$$

Тут F_{ix} і P_x - сила зчеплення та вертикальне навантаження лімітуючої колісної пари, P_i - вертикальне навантаження від колеса на рейку.

Окрім того, можливий випадок, коли два локомотиви реалізують однакову силу тяги, однаковий коефіцієнт використання зчеплення, але при цьому мають різні динамічні сили взаємодії екіпажу та шляху. Експериментально та теоретично доведено, що зі збільшенням динамічних сил взаємодії колеса локомотива з рейкою умови зчеплення погіршуються. При реалізації однієї й тієї ж сили тяги збільшується величина ковзання, а разом з цим погіршуються умови реалізації сили тяги та тягові якості локомотива. Ось чому потрібен критерій, що характеризує безпосередньо контакт

Це можна зрозуміти за допомогою відношення $\epsilon / \epsilon_{кр}$, яке характеризує запас стійкої реалізації сили тяги локомотиву (ϵ - величина відносного ковзання колеса локомотива по рейці; $\epsilon_{кр}$ - критичне ковзання, що відповідає максимуму на характеристиці зчеплення). При $\epsilon / \epsilon_{кр} = 1$ запас стійкої сили тяги буде вичерпано і подальше збільшення тяги приведе до зриву у буксування.

Велике значення має вибір математичної моделі зчеплення, що необхідна для розрахунку фрикційних сил у контактні колеса з рейкою. У більшості робіт, що присвячені моделюванню руху рейкових

екіпажів, використовуються теоретичні моделі зчеплення, які спираються на гіпотезу Рейнольдса та закон тертя Кулона.

Аналіз цих моделей показав, що залежності $\epsilon_{кр}$ від фрикційних умов у контактні колеса з рейкою, швидкості руху, вертикального навантаження і ψ від величини ковзання та навантаження як якісно, так і кількісно відрізняються від аналогічних залежностей, що одержані у численних експериментах. При цьому, якщо у зоні малих ковзань (без тягового моменту) теоретичні моделі та результати експериментальних робіт близькі, то при подальшому збільшенні ϵ , у випадку реалізації колесом тягового (гальмуючого) моменту, різниця стає суттєвою.

Тому одним із завдань цієї роботи і є створення математичної моделі зчеплення колеса з рейкою, яка у подальшому буде використовуватись у математичній моделі руху локомотива.

Результати моделювання руху рейкових екіпажів у значній мірі визначаються залежностями зміни радіуса кола котіння колеса і сил гравітаційної жорсткості від поперечного переміщення колісної пари у рейковій колії. Методики одержання згаданих залежностей, які розроблені до цього часу, засновані на аналітичному підході і, внаслідок цього, обмежують коло завдань, які розв'язуються, тому що далеко не всі поверхні, що контактують, можна з достатньою точністю описати аналітично. Тому потрібно розробити методику, яка придатна для профілів коліс і рейок будь-якого зносу.

Спираючись на огляд та аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень, які присвячені вивченню тягових та динамічних властивостей локомотивів, наприкінці розділу сформульовані мета та завдання дисертаційної роботи, що наведені вище.

У другому розділі оцінюється вплив найбільш суттєвих факторів на характер руху екіпажа у режимі тяги, обґрунтовується методика врахування профілів коліс та рейок.

Для визначення сили зчеплення колеса локомотива з рейкою у дисертації запропонована математична модель фрикційно-взаємодії, у якій послідовно розв'язуються нормальна та тангенціальна задачі.

У результаті розв'язання нормальної задачі визначаються координати точок початкового дотику коліс колісної пари з рейками, форма та розміри плями контакту (область E) колеса з рейкою, розподіл по ній нормальних напруг $\sigma(i, j)$. Ці результати є початковими даними для розв'язання тангенціальної задачі.

Метою розв'язання тангенціальної задачі є визначення сили зчеплення колеса (колісної пари) $F_{сч}$ локомотива з рейкою (рейковою

колен). Для її розв'язання використовується прямокутна сітка розмірності $M \times N$ зі сторонами $\Delta i, \Delta j$ (нанесена на спільну для колеса і рейки площину), у кожному елементарному прямокутнику якої визначається дотична напруга $\vec{\tau}(i, j)$.

Сила зчеплення колеса локомотива з рейкою дорівнює

$$\vec{F}_{\text{сч}} = \int_E \vec{\tau} \, dE.$$

Задача формулюється так: при заданих функціях розподілу нормальних тиснень $\sigma(i, j)$, ковзань $\vec{v}(i, j)$, залежності коефіцієнта тертя ковзання при котінні з ковзанням $f(\sigma, \theta)$ від температури θ і контактного тиску σ в області E знайти вектор-функцію $\vec{\tau}(i, j)$ за умови $\vec{\tau} = \sigma(i, j) f(\sigma, \theta) \vec{v} / |\vec{v}|$, де функція $f(\sigma, \theta)$ визначена експериментально. Для цього знаходимо поле температур плями контакту. Це поле визначається у ході розв'язання нестационарної задачі теплопровідності.

Введені додаткові припущення: точки колеса і рейки, що потрапили у зону контакту, рухаються паралельно осі руху; тепло, що генерується за рахунок відносного ковзання поверхонь, що контактують, розповсюджується тільки по нормалі до останніх.

Внаслідок цих припущень з'являється можливість моделювати взаємодіючі тіла набором стержнів із теплоізолюваними боками і задача теплопровідності для кожного стержня, що утворюють колесо та рейку, спрощується до одномірної. Раніш вона розв'язувалася методом кінцевих елементів. У цій роботі використовується аналітична залежність розрахунку температури у стержні з теплоізолюваними боками при дії на нього протягом визначеного відрізка часу плоского джерела тепла, що дозволило зменшити час розв'язання задачі у 10 разів при збереженні точності:

$$T = \frac{2q\sqrt{t}}{\sqrt{\lambda c_p}} \left[\frac{1}{\sqrt{\pi}} e^{-\frac{k^2}{4at}} - \frac{k}{2\sqrt{at}} \operatorname{Erfc}\left(\frac{k}{2\sqrt{at}}\right) \right],$$

де: T - температура; q - потужність джерела тепла; t - час; λ - питома теплоємність; c_p - об'ємна теплоємність; k - глибина стержня; a - температуропровідність.

Температура визначається методом суперпозиції, уточнення потужності джерела тепла виконується методом простої ітерації, одночасно розраховується $\vec{\tau}(i_n, j_n)$. Сила зчеплення визначається за формулою:

$$F_{cu} = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \sqrt{\tau_1^2(I_m, J_n) + \tau_2^2(I_m, J_n)} \Delta l \Delta j.$$

Пляма контакту розглядається як сума N смуг, паралельних осі $O_A i$. Спочатку визначається сила зчеплення для кожної зі смуг, а потім у цілому для плями контакту.

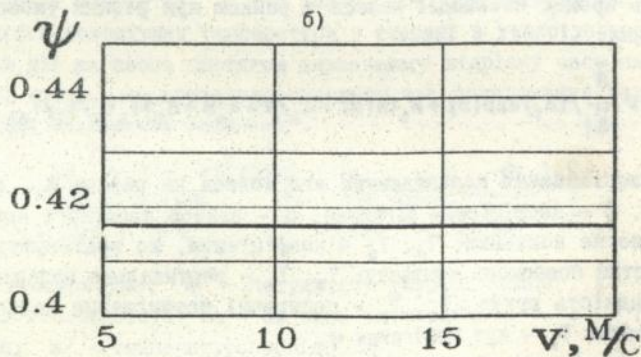
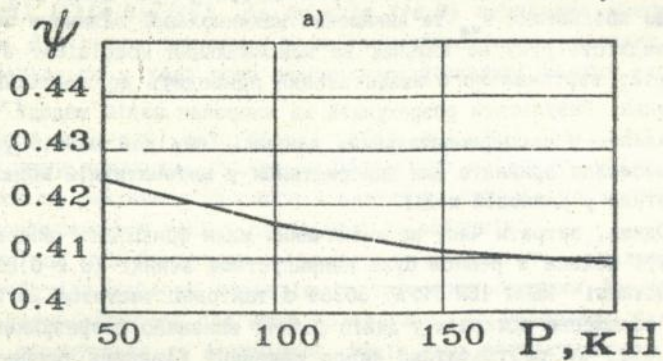
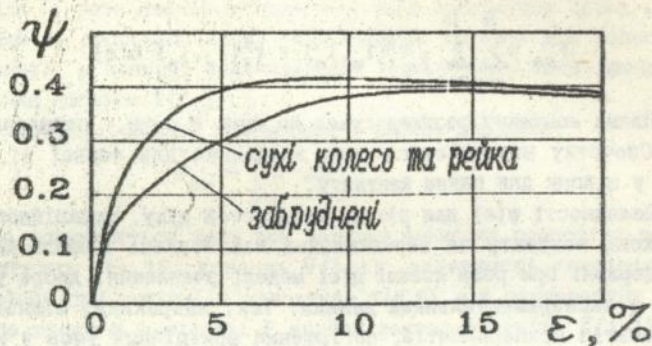
Залежності $\psi(\epsilon)$ для різних швидкостей руху, фрикційного стану поверхонь контакту та вертикальних навантажень колеса на рейку, які одержані при розв'язанні цієї моделі зчеплення, добре узгоджуються з експериментальними даними. Так, наприклад, відповідно до результатів експериментів, погіршення фрикційних умов у контакті веде до збільшення $\epsilon_{кр}$ та зменшення максимальної величини зчеплення, швидкість руху не впливає на максимальний коефіцієнт зчеплення, зріст вертикального навантаження приводить до зменшення сили зчеплення. Результати розрахунків на запропонованій моделі (мал.1) співпадають з експериментальними даними. Тому цей спосіб уявлення сил зчеплення прийнято для використання у математичній моделі руху локомотива у рейковій колії.

Однак, витрати часу на визначення сили фрикційної взаємодії у контакті колеса з рейкою були неприпустимо великі (0,2-0,25 с при використанні ПЕОМ IBM PC/AT 80386 з тактовою частотою 20 МГц). З метою зменшення останніх у даній роботі виконано розрахунковий експеримент, за результатами якого одержані рівняння регресії, що описують процес взаємодії колеса з рейкою при різних умовах контактування:

$$\bar{F}_{cu} = P \frac{\bar{S}}{|S|} / (A_1 / \exp(B) + A_2 \ln(B) + A_3 / B + A_4 B + A_5) T_2 T_4 / T_7 / T_8. \quad (1)$$

де P - вертикальне навантаження від колеса на рейку; $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, B$ - коефіцієнти рівняння; \bar{S} - вектор жорсткого ковзання; ϵ - відносне ковзання; T_1, T_2 - коефіцієнти, що враховують фрикційний стан поверхонь контакту; T_3, T_4 - вертикальне навантаження; T_5 - швидкість руху; T_6, T_7 - поперечні переміщення колеса відносно рейки; T_8 - кут набігання ϕ .

Коефіцієнти рівняння (1) для різних сполучень тіл, що контактують, наведені у табл.1. Прийняті такі позначення: а) випадок контактування нових профілів колеса локомотива (ГОСТ 11018-77) та рейки Р65 (ГОСТ 8161-75); б) зношеного профіля колеса (у такому разі використовується так званий "стабільний профіль", який



в)

Дал.1. Результати розрахунків коефіцієнта зчеплення у залежності від: а) ковзання для різних фрикційних умов контакту колеса з рейкою; б) вертикального навантаження від колеса на рейку; в) швидкості руху

Таблиця 1

Коефіцієнти рівняння регресії для визначення сили зчеплення колеса з рейкою для різних сполучень тил, що контактують

| | а) | б) | в) |
|-------|--|---|---|
| A_1 | 0,754629766265 | 0 | 0 |
| A_2 | -0,22379766858 | -0,1419381 | -0,193 |
| A_3 | 2,2154859175 | 0,026201 | 0,0379415 |
| A_4 | 0,0476785 | 4,3642 | 3,31448 |
| A_5 | 2,218 | 2,0729 | 2,115 |
| T_1 | 0,009+2,38 μ | 0,026+2,38 μ | 0,026+2,38 μ |
| T_2 | 0,4164/ μ | $\mu/0,40907$ | $\mu/0,408$ |
| T_3 | $1/(9,18P^{0,479}-0,011)$ P [кН] | 0,635+0,00368P | $12,4/(23,89371-0,16353P+0,000476P^2)$ |
| T_4 | $1,026-0,000194P-$ $-0,0000012P^2$ $-0,0000000053P^3$ P [кН] | $0,9713+0,0003454P-$ $-0,0000005674P^2$ | $0,429348-$ $-0,0000696802P$ |
| T_5 | $1/(3,498v^{0,536}-0,018)$, v [м/с] | $(0,10108v-0,108)^{0,5}$ | $12,25/\exp(-,523\ln(v)+3,725)$ |
| T_6 | 0 | $1,0002+0,1026y+$ $+0,002419y^2$ $-0,000728y^3$, y [м] | $12,25/(0,0000050377$ $/\exp(y)+$ $+0,00352571y^2+$ $+0,083)$, y [мм] |
| T_7 | 0 | $0,99976+0,0059684y-$ $0,00006288y^2-$ $0,0000577856y^3$, y [м] | $1/(0,00000747/\exp(y)$ $+0,00063638y^2+2,37)$, y [мм] |
| T_8 | 0 | $1-0,0056(\varphi (0,1057$ $+0,087y+0,01156y^2))$ φ [рад] | 0 |

збудований на основі аналізу зносу коліс локомотивів к.т.н. Царьовим І.В.) та нової рейки Р65; в) зношеного колеса та зношеної

рейки (за даними к.т.н. Царьова І.В.). Тут μ - максимум на характеристиці зчеплення, що характеризує фрикційні умови контакту колеса з рейкою; y - поперечне переміщення колеса відносно рейки.

У роботах, що присвячені моделюванню руху рейкових екіпажів, велика увага приділяється питанню врахування зміни радіусу кола котіння колеса $\Delta R(y)$ і $\text{tg}\gamma(y)$ - тангенса кута нахилу γ загальної дотичної до поверхонь колеса та рейки у точці їх контакту від поперечного переміщення колісної пари відносно рейкової колії y . Універсальної методики визначення $\Delta R(y)$ і $\text{tg}\gamma(y)$ для профілів колес та рейок довільного обрису немає. Тому автором запропонована методика визначення цих залежностей, яка враховує реальні профілі поверхонь контакту, вертикальне навантаження, вертикальні нерівності рейок і побудована на розв'язанні рівняння

$$\min H_n - \min H_{np} = \rho(\theta) = 0, \quad (2)$$

де H_n і H_{np} - відстань між відповідними точками колеса та рейки з лівого та правого боку уздовж вертикальної осі; θ - кут бокового похитування колісної пари.

Для розв'язання рівняння (2) використовується та ж сама прямокутна сітка розміром $M \times N$, що нанесена на загальну для колеса і рейки площину. Розв'язання рівняння виконується методом половинного ділення. У результаті знаходяться координати точок контакту колеса з рейкою, а за цими координатами - шукані залежності $\Delta R(y)$ і $\text{tg}\gamma(y)$.

За запропонованою методикою визначення залежностей $\Delta R(y)$ і $\text{tg}\gamma(y)$ у даній роботі виконано чисельний експеримент, за результатами якого отримані рівняння регресії для різних сполучень профілів коліс та рейок, що контактують:

$$\Delta R(y) = (A_1 y + A_2 y^2) (1 + A_3 \Delta \xi + A_4 \Delta \xi^2),$$

$$\text{tg}\gamma(y) = (B_1 + B_2 y + B_3 y^2) (1 + \Delta \xi / 2s).$$

Тут $\Delta \xi$ - різниця вертикальних координат правої та лівої рейок.

Коефіцієнти рівнянь регресії для різних сполучень поверхонь тіл, що контактують, наведені у табл. 2.

Тут а) - нове колесо (ГОСТ 11018-77) - нова рейка Р65 (ГОСТ 8161-75), б) - зношене колесо - нова рейка Р65, в) - зношене колесо - зношена рейка, г) - нове колесо з уніфікованим профілем (ГОСТ 11018-87) - нова рейка Р65, (y [мм], $\Delta \xi$ [мм]).

Таблиця 2

Коефіцієнти рівнянь регресії для визначення $\Delta R(y)$ і $\text{tg}\gamma(y)$

| | а) | б) | в) | г) |
|-------|---------------|--|--|---|
| A_1 | 0,052381243 | 0,0049896578 при $y>0$, 0 при $y<0$ | 0,19791 при $y>0$, 0 при $y<0$ | 0,00151832 |
| A_2 | 0,0 | 0,0731396 при $y>0$, 0 при $y<0$ | 0,068 при $y>0$, 0 при $y<0$ | 0,00000048488 при $y>0$, 0 при $y<0$ |
| A_3 | 0,000481 | 0,00073 | 0,00057 | 0,000249 |
| A_4 | 0,0 | 0,0267 | 0,0168 | 0,0 |
| B_1 | 0,05 | 0,0 | 0,0 | 0,0 |
| B_2 | 0,00000648295 | 0,0 | 0,0 | 0,002333 при $y>0$, 0 при $y<0$ |
| B_3 | 0,0 | 0,0043962 при $y>0$, 0,000006271 при $y<0$ | 0,0034141449 при $y>0$, -0,00001046848 при $y<0$ | 0,00002452787 при $y>0$, 0 при $y<0$ |

Для якісної оцінки впливу тягового моменту, пружності осі, гравітаційних сил, профілів котіння коліс на результати розрахунків, а також вибору методу чисельного розв'язання диференціальних рівнянь розроблена модель руху поодинокі колісної пари у рейковій колії. Проведені на цій моделі розрахунки показали, що найбільш суттєвими факторами, що впливають на рух, є: тяговий момент, інерційні властивості рейкового шляху, нелінійність профілів колеса та рейки, гравітаційний момент та гравітаційна жорсткість, крутильна жорсткість осі. У той же час у діапазоні швидкостей руху вантажних локомотивів впливом гіроскопічного моменту можна знехтувати. Результати розрахунків у цьому разі практично не змінюються.

Найвища точність розрахунків при найменших витратах машинного часу була досягнута при використанні чисельного методу Рунге-Куты 4-го порядку для розв'язання диференціальних рівнянь (табл.3).

Чисельні методи Лемінга, Ейлера, Мілна стійко працювали при значно менших величинах кроку розв'язання, що і визначало набагато більші витрати машинного часу.

Третій розділ присвячений розробці та обґрунтуванню моделі руху локомотива, що дозволяє оцінити його тягово-зчепні і динамічні якості та вплив на них найбільш суттєвих факторів, від яких во-

Таблиця 3

| Метод | крок 0,0005с | | крок 0,001с | | крок 0,005с | |
|----------------------------|---------------------|--------------|---------------------|--------------|---------------------|--------------|
| | час ра- хунку, с | помилка % | час ра- хунку, с | помилка % | час ра- хунку, с | помилка % |
| Адамса | 4,83 | 1-2 | 2,15 | 6-10 | - | |
| Рунге-Кута 4-го порядку | 11,75 | - | 3,41 | - | 2,28 | 1 |
| Гіла | 13,30 | - | 4,01 | - | 2,63 | 1 |

ни залежать.

У більшості робіт, що присвячені проблемам стійкості та дослідженням динаміки руху локомотивів, припускається, що локомотив рухається у режимі вибігу, а тяговий момент та електромеханічні процеси у тяговому приводі не впливають на динаміку локомотива. При цьому математичні моделі руху локомотива та вагона практично не відрізняються одна від одної. У той же час результати натурних випробувань показують, що момент від тягових електродвигунів суттєво впливають на стійкість та динаміку у горизонтальній площині.

З іншого боку, при моделюванні руху локомотива часто припускається, що він рухається з постійною швидкістю, і поздовжні коливання не впливають на характер його поведінки. У цьому випадку приймається, що $v = \omega R = \text{const}$. Тоді кутова швидкість обертання коліс, а, внаслідок цього і ϵ_x , визначається тільки швидкістю поступального руху і кінематикою колісної пари.

У той же час для локомотива ϵ_x є ще й результатом дії сили тяги. Ось чому таке припущення виключає вплив сили тяги на ϵ_x і ω та може бути припустимим для вивчення стійкості руху нетягових рейкових екіпажів, але невиправдане при дослідженні руху локомотива. Оскільки при перехідних режимах руху поздовжні сили у потязі (на автозчепках) чозуть значно (у кілька разів) перевищувати максимально розвинену силу тяги локомотива, це стає ще більш очевидним. Звідси витікає важливість урахування цих процесів при дослідженні тягово-динамічних якостей рухомого складу. Тому при розробці математичної моделі руху локомотива до неї вводилося джерело тяги (тяговий привід), і враховувалися поздовжні коливання у потязі.

Приймалися такі передумови: розглядаються просторові коливання; досліджується рух шестивісного локомотива на прямій ділянці шляху; кузов локомотива, рами візків, тягові електродвигуни (ТЕД), колісні пари та бандажі припускаються абсолютно жорсткими; враховані нелінійності у бжсах колісних тер, у шкворневих вузлах, у

опорах кузова на візок; розглядається дія фрикційних елементів у буксовому підвішуванні; враховується сила опору руху локомотива і потягу; розрахунки виконуються для руху локомотива у режимах вибігу, тяги та гальмування; поздовжня швидкість локомотива визначається у процесі розв'язання диференціальних рівнянь руху, і ніяких обмежень на її величину не накладається; шлях моделюється дискретними інерційними балками, що лежать на пружно-дисипативній або пружно-в'язкій основі та знаходяться під дією вертикальної та поперечної горизонтальної сил, які прикладені у точках контакту коліс з рейками; бандаж та рейка мають довільні обриси; враховується тертя гребеня колеса з рейкою при виборі зазору у рейковій колії; враховуються електродинамічні процеси при роботі двигуна; у процесі руху враховуються поздовжні коливання вагонів потяга; враховується жорсткість осі колісної пари на скручування; на кожному кроці розв'язання диференціальних рівнянь визначались сили зчеплення у контактні коліс з рейками за допомогою запропонованої моделі зчеплення.

З урахуванням накладених зв'язків система має 76 ступенів вільності. Її поведінка описується диференціальними рівняннями другого порядку. Крім того, для визначення величини тягового моменту знаходяться сили струму у ланцюгах ТЕД, це ще 6 узагальнених координат. При моделюванні потягу для кожного вагона розглядаються тільки поздовжні коливання, а оскільки кількість вагонів N може бути довільною, то додається ще N узагальнених координат.

Для створення моделі руху локомотива використано рівняння Лагранжа другого роду. Система диференціальних рівнянь у матричній формі подана у виді

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q(t)\},$$

де $[M]$, $[B]$, $[K]$ - матриці інерційних, дисипативних та пружних коефіцієнтів відповідно; $\{\ddot{q}\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{q\}$ - вектори прискорень, швидкостей та переміщень тіл; $\{Q(t)\}$ - вектор узагальнених сил.

Збуджуюча дія з боку шляху задається функцією переміщення у вертикальній $\eta_z(x)$ та у горизонтальній $\eta_y(x)$ площинах, $\eta_y(x)$ і $\eta_z(x)$ визначаються незалежно одне від одного. Розрахунки можуть проводитися як при детермінованому моделюванні збуджень, так і при ймовірнісному. Ймовірнісне збудження моделюється методом пропускання "білого шуму" через лінійний фільтр.

Таким чином, відмітними особливостями математичної моделі ло-

комотива є одночасне врахування просторових ксливань, електродинамічних процесів у тягових приводах кожної колісної пари, поздовжніх дій з боку вагонів поїзда, фізико-механічних процесів у контакті колеса з рейкою (використання уточненої моделі зчеплення).

У четвертому розділі тестуються модель руху локомотива на прямій ділянці шляху, визначається вплив сили тяги на динамічну взаємодію у системі "локомотив-шлях", кількісно оцінюються заходи по покращенню умов зчеплення коліс локомотива з рейками при русі у режимах тяги та гальмування, аналізується ефективність роботи протибуксувальних пристрійів.

За початкові дані для розрахунків прийняті параметри тепловоза 2ТЕ116. Розрахунки проводились для однієї секції.

Для тестування використовувалися результати ходових випробувань тепловозів 2ТЕ116 № 517 і № 1012, які були проведені відділом динамічних та міцнісних випробувань об'єднання "Луганськтепловоз" та Всеросійським науково-дослідним тепловозним інститутом (м. Коломна). Оскільки ці результати були одержані у режимі вибігу, то і розрахунки на математичній моделі здійснювалися для цього режиму руху.

Аналіз результатів показує їх задовільну збіжність з експериментальними даними по величинах рамних сил, $\kappa_{\text{д}}^{\Gamma}$ і $\kappa_{\text{д}}^{\text{В}}$, вертикальних та горизонтальних прискореннях візків та кузова. Розходження розрахунків та експериментальних даних по величинах максимальних рамних сил у діапазоні швидкостей 10-20 м/с склало 10-15%, при $v=20-30$ м/с - 15-20%, по величинам коефіцієнтів вертикальної динаміки 2-3%, коефіцієнтів горизонтальної динаміки - 10-15%.

Були використані як найбільш популярні теоретичні моделі зчеплення, що побудовані на гіпотезі Рейнольдса та законі тертя Амонтона-Кулона, так і наведена у другому розділі. Результати розрахунків, що одержані при використанні запропонованої вище моделі зчеплення знаходяться ближче всього до експериментальних даних.

Для оцінки впливу тягового моменту та фрикційних умов контакту колеса з рейкою на динаміку локомотива здійснена серія розрахунків для швидкостей руху 10 м/с і 20 м/с. У першому випадку μ дорівнює 0,3 та 0,15, а у другому - 0,3 та 0,1. Мінімальні значення μ вибрані з розрахунку досягнення сили тяги, близької до межі зчеплення, але меншої за таку.

Результати показують, що у більшості розрахованих режимів руху прикладення тягового зусилля до колісної пари призводить до підвищення максимальних значень рамних $R_{\text{сy}}$ (до 280%) та бокових

R_{py} (до 170%) сил.

Цей ефект не проявляється у тому випадку, коли сила зч'янення не досягає максимально можливої величини, що визначається фрикційними умовами. Так, при $v=10$ м/с підвищення $R_{\delta y}$ та R_{py} відбувається у значно більшій мірі, ніж при $v=20$ м/с. Це пов'язано з тим, що M_T при $v=10$ м/с дорівнює 14–14,5 кНм на колісну пару проти 4–4,5 кНм при $v=20$ м/с. При $v=20$ м/с для зношених профілів коліс та рейок підвищення $R_{\delta y}$ та R_{py} не спостерігається.

Рівень рамних та бокових сил у режимі тяги при $v=10$ м/с, особливо для зношених профілів коліс та рейок, може досягати рівня $R_{\delta y}$ і R_{py} при $v=20$ м/с.

Подібний ефект збільшення R_{py} спостерігається при погіршенні фрикційних умов у режимі вибігу та, ще в більшій мірі, у режимі тяги (зростання $R_{\delta y}$ досягає 110%, R_{py} – 100%).

Так, при $v=10$ м/с, $M_T=14,5$ кНм та зменшенні μ з 0,3 до 0,15 для сполучення нових профілів коліс з новими рейками максимальні значення рамних сил збільшуються на 110%, бокових – на 70%, для зношених коліс та рейок рамні і бокові сили збільшуються вдвічі.

Таким чином, аналіз результатів розрахунків руху локомотива показує значний вплив сили тяги та фрикційних умов у контактні колеса з рейкою на динамічні процеси у поперечному напрямі.

Одержані результати знаходять експериментальне підтвердження. Дестабілізуючий вплив тягового моменту на рух локомотива у горизонтальній площині було зареєстровано в експериментальних дослідженнях, що були виконані на кафедрі локомотивобудування Східноукраїнського державного університету та при проведенні ВНДІ випробувань локомотива ТЕМ2 № 7024.

З участю автора розроблені конструктивні рішення, які забезпечують покращення умов реалізації сил тяги та гальмування локомотива. Вони побудовані на принципах перерозподілу тягових моментів та вертикальних навантажень по колісних парах і використанні абразивних матеріалів у контактні колеса з рейкою. По них одержані позитивні рішення та авторські свідоцтва на винаходи № 1799769, 1675144, 1770188, 1781112, 1801827. З метою оцінки їх ефективності у даному розділі проведені розрахунки руху локомотива з цими пристроями.

Так, "Пристрій регулювання тягових електродвигунів транспортного засобу" (а.с. за заявкою № 4795838/11) призначено для регулювання тягових моментів, яке виконується шляхом перерозподілу струмів між ланцюгами електродвигунів. При цьому зменшуються моменти

на двигунах, які знаходяться у гірших умовах зчеплення та збільшуться тягові моменти на двигунах, які знаходяться у кращих умовах зчеплення. Авторськими свідоцтвами № 1799769 і № 1675144 захищені пріоритет пристроїв, що поліпшують умови зчеплення локомотива при гальмуванні. Принцип їх дії побудовано на перерозподілі вертикальних навантажень по колісних парах.

Проведені дослідження показали, що перерозподіл тягових моментів та використання електродвигунів, що мають більш жорсткі характеристики, дають значний ефект щодо підвищення η . Так, при $v=5$ м/с у першому випадку η збільшується на 5,4%, а в другому - на 4%.

Розрахунки, які були проведені для локомотива, що обладнаний пристроями по а.с. № 1675144 і № 1799769, показали ефективність їх застосування. Так, при $v=5$ м/с збільшення η склало 4% і 8,5%, при $v=10$ м/с η збільшився на 2,2% і 4,5% для першого та другого варіантів пристроїв відповідно. Використання пісочниць (а.с. №№ 1770188, 1781112, 1801827) також дозволяє покращити умови реалізації сил зчеплення.

Автором за допомогою розробленої моделі руху локомотива проведено аналіз ефективності роботи пристроїв запобігання буксуванню. У результаті зроблені висновки про те, що протибуксувальні пристрої, що побудовані на принципі індивідуального визначення процесу буксування для кожної колісної пари, є більш ефективними, ніж пристрої, що засновані на принципі порівняння струмів, швидкостей обертання та ковзань колісних пар. Показано, що при налагоджуванні пристроїв запобігання буксуванню з метою більш повного використання потужності локомотива потрібно враховувати вплив фрикційних умов на характеристику зчеплення колеса з рейкою.

ЗАГАЛЬНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

1. Розроблена математична модель руху локомотива з уточненим відображенням процесу зчеплення, що дозволяє на стадії проектування оцінити ефективність конструктивних удосконачень та їх вплив на тягово-зчепні та динамічні якості екіпажу. Порівняння результатів моделювання руху тепловоза 2ТЕ116 з даними експериментальних досліджень підтвердили достовірність моделі. Так, наприклад, розбіжність розрахункових та експериментальних галіч за величинами максимальних рамних сил у діапазоні швидкостей 10-20 м/с склало 10-15%, при $v=20-30$ м/с - 15-20%, за величинами коефіцієнтів верти-

кальної динаміки 2-3%, коефіцієнтів горизонтальної динаміки - 10-15%.

2. Розроблена математична модель процесу фрикційної взаємодії колеса локомотива з рейкою, що рекомендується для використання при моделюванні руху рейкових екіпажів, яка більш достовірно описує процеси, що відбуваються у контакті колеса з рейкою. За результатами розрахунків на ній одержані рівняння регресії для визначення сили зчеплення колеса локомотива з рейкою у залежності від ковзання тіл, що контактують, вертикального навантаження, швидкості руху, фрикційного стану, сполучення профілів поверхонь для безпосереднього використання при розв'язанні диференціальних рівнянь руху локомотива.

3. Розроблена методика визначення зміни радіусу кола котіння колеса і сил гравітаційної жорсткості від поперечного переміщення колісної пари у рейковій колії для довільного сполучення профілів коліс та рейок, що контактують.

Одержані рівняння регресії зміни радіусу кола котіння колеса та тангенса кута нахилу дотичної у точці контакту від положення колісної пари у рейковій колії для різних сполучень профілів коліс та рейок для їх використання у моделях руху залізничних екіпажів.

4. Результати розрахунків на математичній моделі руху локомотива з уточненим відображенням процесу зчеплення показали, що:

- сила тяги та фрикційний стан контакту колеса з рейкою можуть суттєво впливати на протікання динамічних процесів при русі локомотива. Так, при $v=10$ м/с, $\mu=0,15$ і $M_T=14,5$ кНм на колісну пару збільшення математичних очікувань максимальних рамних сил у порівнянні з режимом вибігу складало для локомотива з новими колесами, що рухається по нових рейках, 160%, бокових сил - 70%, для локомотива зі зношеними колесами, що рухається по зношених рейках, 280% та 160% відповідно. Зниження μ с 0,3 до 0,15 при русі на вибігу з $v=10$ м/с призвело для локомотива з новими колесами, що рухається по нових рейках, та для локомотива зі зношеними колесами, що рухається по зношених рейках, до збільшення бокових сил удвічі. Під час руху у режимі тяги збільшення і рамних, і бокових сил складало до 100% для обох варіантів руху локомотива. При швидкості 20 м/с зниження μ с 0,3 до 0,1 при русі у режимі тяги призвело до збільшення бокових сил на 20-30%;

- локомотив зі зношеними профілями коліс у режимі тяги має рамні та бокові сили у 1,5-2,5 разів більші, ніж з новими колесами.

5. З участю автора розроблені конструктивні рішення, що поліпшують умови реалізації локомотивом сил зчеплення коліс з рейками у режимі тяги (гальмування), за якими одержані авторські свідоцтва № 1675144, 1770188, 1781111, 1799769, 1801827 та позитивні рішення по заявах на винаходи.

6. Результати розрахунків на математичній моделі руху локомотива підтвердили ефективність використання згаданих вище конструктивних рішень, що спрямовані на поліпшення зчепних якостей локомотива.

Так, при використанні пристрою для перерозподілу тягових моментів по колісних парах збільшення коефіцієнта використання зчеплення складає 5,4% при $v=5$ м/с. При використанні пристроїв перерозподілу вертикальних навантажень по а.с. № 1675144 та № 1799769 збільшення коефіцієнта використання зчеплення складає 4 та 8,5% при $v=5$ м/с і 2,2 та 4,5% при $v=10$ м/с відповідно.

Основні положення дисертації опубліковані у роботах:

1. Голубенко А.Л., Горбунов Н.И., Кашура А.Л. Резервы улучшения тормозных качеств локомотивов // Конструирование и производство транспортных машин / Сб. науч. тр. - К.: ІСДО, 1994. - Вып. 24. - С. 159-163.

2. Голубенко А.Л., Костюкевич А.И., Кашура А.Л. Определение изменения радиуса колеса и тангенса угла наклона касательной в точке контакта с рельсом // Совершенствование конструкции, эксплуатации и ремонта локомотивов / Межвуз. сб. науч. тр. - Харьков: ХИИТ, 1993. - Вып. 22. - С. 42-46.

3. Голубенко А.Л., Костюкевич А.И., Кашура А.Л. Применимость различных моделей сцепления для решения задач динамики железнодорожных экипажей // Техническое содержание и использование подвижного состава / Межвуз. сб. науч. тр. - Днепропетровск: ДГТУЖТ, 1994. - С. 53-62.

4. Голубенко А.Л., Костюкевич А.И., Кашура А.Л. Применимость различных моделей сцепления при решении задач динамики // Проблемы развития локомотивостроения: Тез. докл. IV междунар. науч.-техн. конф. - Крым, 19-24 апреля, 1993. - С. 4.

5. Голубенко А.Л., Костюкевич А.И., Кашура А.Л. Оценка тягово-динамических качеств локомотивов на стадии проектирования // Состояние и перспективы развития локомотивостроения: Тез. докл. междунар. конф. - г.Новочеркасск, 7-9 июня, 1994. - С. 106-108.

6. Голубенко О.Л., Костюкевич О.И., Кашура О.Л., Вівденко

Ю.Г. Вплив сили тяги на динамічні процеси при русі рейкового транспортного засобу // Проблеми транспорту та шляхи їх вирішення: Тез. доповіді міжнар. наук.-техн. конф. - Київ, 3-4 листопада, 1994. - С. 107.

7. А.с. 1675144 СССР, МКИ В61 Н 13/10. Тормозная рычажная передача трехосной тележки локомотива / Н.И.Горбунов, Е.В.Михайлов, А.Л.Кашура, А.Л.Голубенко, А.М.Морозов, В.И.Могила, П.Ю.Крамаренко. № 4707697/11; Заявлено 19.06.89; Опубл. 07.09.91, Бюл. № 33. - 4с.: ил.

8. А.с. 1770188 СССР, МКИ В61 С 15/10. Песочница локомотива / Н.И.Горбунов, Е.В.Михайлов, А.Л.Кашура, П.И.Кудла, А.С.Клюев, В.И.Могила. № 4890808/11; Заявлено 17.10.90; Опубл. 23.10.92, Бюл. № 39. - 3с.: ил.

9. А.с. 1781112 СССР, МКИ В61 С 15/10. Песочница локомотива / Н.И.Горбунов, Е.В.Михайлов, А.Л.Кашура, А.Л.Голубенко, П.И.Кудла, В.И.Могила, Ю.И.Осенин. № 488394/11; Заявлено 17.10.90; Опубл. 15.12.92, Бюл. № 46. - 3с.: ил.

10. А.с. 1799769 СССР, МКИ В61 Н 1/00, 13/26. Тормозная рычажная передача трехосной тележки локомотива / Н.И.Горбунов, Е.В.Михайлов, А.Л.Кашура, А.Л.Голубенко, А.М.Морозов, В.И.Могила, П.Ю.Крамаренко. № 4886782/11; Заявлено 29.11.90; Опубл. 07.03.93, Бюл. № 9. - 3с.: ил.

11. А.с. 1801827 СССР, МКИ В61 С 15/10. Форсунка песочницы локомотива / Н.И.Горбунов, Е.В.Михайлов, А.Л.Кашура, П.И.Кудла, А.Л.Голубенко, В.И.Могила. № 4879350/11; Заявлено 17.09.90; Опубл. 15.03.93, Бюл. № 10. - 3с.: ил.

12. А.с. по заявке № 4795838/11. Устройство для управления тяговыми электродвигателями транспортного средства / Н.И.Горбунов, Е.В.Михайлов, А.Л.Кашура, Э.Х.Тасанг, В.П.Гриневич, В.М.Новиков.

Аннотация

Кашура А. Л. Оценка тягово-сцепных качеств локомотивов на стадии проектирования и модернизации с учетом динамических особенностей их движения по рельсовому пути.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 - Подвижной состав железных дорог и тяга поездов. Восточноукраинский государственный университет, г. Луганск, 1995 г.

Защищается 6 научных работ и 6 авторских свидетельств, содержащих исследования вопроса оценки тягово-динамических качеств локомотивов. Создана математическая модель пространственного движения локомотива с уточненным отображением процесса фрикционного взаимодействия колеса с рельсом, учетом электродинамических процессов в тяговом приводе и продольных колебаний в составе поезда. Показано влияние силы тяги и фрикционного состояния в контакте колеса с рельсом на протекание динамических процессов в системе "локомотив-путь" в поперечном направлении.

Annotation

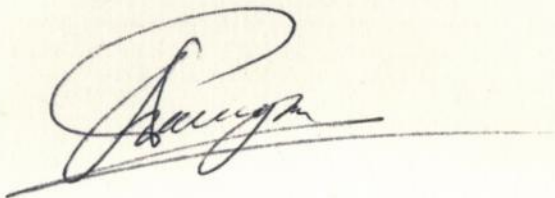
Kashura A. The estimation of the pull-cling qualities of the locomotive for the stage of designing and modification with registration of the dynamic peculiarities of the movement on the railway.

Dissertation for the receiving of the learned degree of the doctor technical science of the speciality 05.22.07 - rolling-stock of the railways and the pull of the trains. East-Ukrainian State University, Lugansk, 1995.

6 scientific works and 6 patents are defended, wich contain the investigation of the question of the estimation of the pull-dynamic qualities of the locomotives. The mathematic model of the space movement with more precise reflection of the process of friction interaction of the wheel with rail, with registration of the electric-dynamic process in the pull drive and vibration along the train. The influence of the power of the pull and frictions condition in contact of the wheel with rail for the dynamics processes in system "locomotive-way" in the latera! direction was shown.

Ключові слова:

локомотив, зчеплення, сила тяги, динамічні сили.



Кашура Олександр Леонідович

ОЦІНКА ТЯГОВО-ЗЧЕПНИХ ЯКОСТЕЙ ЛОКОМОТИВІВ НА СТАДІ Ї
ПРОЕКТУВАННЯ ТА МОДЕРНІЗАЦІЇ З УРАХУВАННЯМ ДИНАМІЧНИХ
ОСОБЛИВОСТЕЙ ЇХ РУХУ ПО РЕЙКОВОМУ ШЛЯХУ

05.22.07 - Рухомий склад залізниць і тяга поїздів

Підписано до друку 01.02.95. Формат 60x84 1/16, д.а.1.
Зам. 43. Тираж 100 прим.

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

456449

AB 31.911
AB 31.911