



ВІСНИК

**Східноукраїнського
національного
університету
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

**№ 5 (123)
Частина 2
2008**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

В І С Н И К

**Східноукраїнського
національного університету
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

**№ 5 (123)
Частина 2
2008**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

Луганськ 2008

ВІСНИК
СХІДНОУКРАЇНСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

№ 5 (123) 2008
НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ
ЗАСНОВАНО У 1996 РОЦІ
ВИХІД З ДРУКУ -
ДВАНАДЦЯТЬ РАЗІВ НА РІК
Засновник
Східноукраїнський національний
університет імені Володимира
Даля

Журнал зареєстровано Міністерст-
вом України у справах преси та ін-
формації

Свідоцтво про державну реєстра-
цію
серія КВ № 2411 від 19.12.96 р.

VISNIK
OF THE VOLODYMYR DAL
EAST
UKRAINIAN NATIONAL
UNIVERSITY

№ 5 (123) 2008
THE SCIENTIFIC JOURNAL
WAS FOUNDED IN 1996
IT IS ISSUED TWELVE TIMES A
YEAR
Founder
of the Volodymyr Dal East
Ukrainian National University

Registered by the Ministry of Ukraine
For Press and Information

Registration Certificate
KB № 2411 dated 19.12.96

Журнал включено до Переліків наукових видань ВАК України № 2 (Бюл. ВАК № 5 (13) 1999 р.), № 3 (Бюл. ВАК № 6 (14) 1999 р.) та № 4 (Бюл. ВАК № 2 (16) 2000 р.), в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук з *технічних, історичних та економічних наук* відповідно.

ISSN 1998-7927

Головна редакційна колегія: Голубенко О.Л., член-кор. Академії педагогічних наук, докт. техн. наук (головний редактор), Осенін Ю.І., докт. техн. наук (заступник головного редактора), Смирний М.Ф., докт. техн. наук (заступник головного редактора), Арлінський Ю.М., докт. фіз-мат. наук, Будіков Л.Я., докт. техн. наук., Бузько І.Р., докт. екон. наук, Голубничий П.І., докт. фіз-мат. наук, Гончаров В.М., докт. екон. наук, Грібанов В.М., докт. техн. наук, Довжук І.В., докт. іст. наук, Дорошко В.І., докт. техн. наук, Житна І.П., докт. екон. наук, Козаченко Г.В., докт. екон. наук, Куліков Ю.А., докт. техн. наук, Лазор Л.І., докт. юр. наук, Литвиненко В.Ф., докт. істор. наук, Максимов В.В., докт. екон. наук, Михайлюк В.П., докт. іст. наук, Нагорний Б.Г., докт. соціол. наук, Носко П.Л., докт. техн. наук, Петров О.С., докт. техн. наук, Рач В.А., докт. техн. наук, Суханцева В.К., докт. філос. наук, Третьяченко В.В., докт. психол. наук, Тюпало М.Ф., докт. хім. наук, Ульшин В.О., докт. техн. наук, Шевченко Г.П., член-кор. Академії педагогічних наук України, докт. пед. наук

Відповідальний за випуск: Могила В.І.

Рекомендовано до друку Вченою радою Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (Протокол № 4 від 11.01.2008 р.)

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу.

© Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, 2008
© of the Volodymyr Dal East Ukrainian National University, 2008

ЗМІСТ
CONTENTS
ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ И ТЯГОВЫЕ КАЧЕСТВА

Голубенко О.Л. Шапран Є.М.	Обґрунтування граничної швидкості ковзання колісних пар при експлуатації локомотивів
Горбунов Н.И., Кравченко Е.А., Осенин Ю.Ю., Черников В.Д., Крысанов М.А. Слюсарева Л.А., Малохатко А.А.	Экспериментальные исследования сцепления колеса с рельсом на испытательно-измерительном комплексе
Бурова И. Г.	Расчетно-аналитическое определение напряженного состояния центров колес моторной тележки дизель-поезда ДЭЛ-02
Михайлов Е.В., Кравченко Е.А.	О некоторых возможностях улучшения использования сцепной массы экипажа тепловоза
Маслиев В.Г., Якунин Д.И.	К вопросу о выборе системы управления наклоном кузова скоростного подвижного состава
Погорелов Д.Ю., Симонов В.А.	О влиянии износов узлов и деталей тележек модели 18-100 на динамику движения грузового вагона
Коропец П.А.	Динамическая устойчивость трибологической системы «тормозная колодка – колесная пара»
Старченко В.Н., Куценко А.В., Полупан Ю.В.	Исследование тепловых процессов в системе “тормозные колодки-колесо-рельс”
Водяников Ю.Я., Донченко А.В., Игнатов Г.С., Яланский М.И.	Методика экспериментальной оценки тормозной эффективности поезда метрополитена
Бурка М.Л., Мельник П.В., Бельмас О.Н.	Способ улучшения тяговых свойств локомотивов
Кашуба В. І., Крамаренко П. Ю., Степанова В. П.	Шляхи вдосконалення гальмової системи пасажирського тепловоза ТЭП150
Спирягин М.И., Спирягин В.И., Костенко И.В.,	Совместная работа систем управления тягой и радиальной установкой колесных пар

Клюев С.А.	рельсового транспортного средства
Горбунов Н.И., Ноженко Е.С., Марченко Д.Н., Попов С.В., Тихонюк Г.П.	Ресурсосберегающие технологии в контакте «гребень колеса – рельс»
Асташов Р.Н.	Защита кабины машиниста от вибрации и шума
Сладковский А., Погорелов Д.Ю.	Исследование динамического взаимодействия в контакте колесо-рельс при наличии ползунков на колесной паре
Войтенко В.А., Левандовский В.А., Кашуба В.И., Нестеренко В.И.	Влияние циклического резонанса на динамические и технико –экономические показатели локомотивов
Сапронова С.Ю., Ткаченко В.П., Грищенко С.Г., Воронько О.М.	Теоретичні дослідження зношування поверхонь колісних пар локомотива 2ТЕ116

ТЕПЛОВЫЕ УСТАНОВКИ И ТЕПЛООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Клюс О. В.	Желирование моторных масел при работе на топливах растительного происхождения
Куликов Ю.А., Котнов А.С., Быкадоров В.В., Мищенко К.П., Резин А.Б., Томачинский Ю.Н.	Выбор рационального варианта охлаждающего устройства тепловоза мощностью 2500 кВт с новыми мотор-вентиляторами при расчетной температуре атмосферного воздуха $t_0 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$
Крайнюк А.И., Крайнюк А.А., Кашуба В.И., Брянцев М.А., Алексеев С.В.	Моделирование рабочего процесса газовой холодильной машины с каскадным обменником давления рефрижераторной секции железнодорожного транспорта
Светличный К.А., Могила В.И.	Повышение эффективности работы охлаждающего устройства тепловоза применением лепесткового жалюзийного аппарата
Старюк А.И.	Определение профиля скорости воздушного потока по сечению ротора кондиционера испарительного типа
Дядин А. П., Васильев И. П.	Разработка дымомеров для замера дымности тепловозных дизелей
Крайнюк А.И.,	К выбору параметров комплекса бездренажного

Лупиков К.А.	хранения сжиженного природного газа в системе питания тепловозного ДВС
Могила В.И., Зиборов Ю.А., Кузьменко С.В., Соколова Я.В.	Определение аппроксимационных зависимостей, характеризующих работу блоков кондиционера
Голубенко А.Л., Ноженко Е.С., Игнатъев О.Л., Васильев И.П.	Экспериментальные исследования влияния озонирования на энерго-экологические показатели тепловозного дизеля
Шапран Е. Н., Сморозин А. Ю., Сморозина А. Ю.	Совершенствование ресурсосберегающих технологий контроля энергетических установок тепловозов

ЛОГИСТИКА НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Губачева Л.А., Андреев А.А., Щербаков В.П., Ивченко Т.Б.	Пути усовершенствования контейнерных перевозок
Найш Н.М., Мокроусов С.Д., Креспо Н.В.	Мультимодальные перевозки в обеспечении экономических связей между государствами и частичном решении экологической проблемы
Губачева Л.А., Андреев А.А.	О путях повышения энергетической эффективности автономных локомотивов
Нечаев Г.И., Забродин А.А., Пительгузов Н.А.	Проблемы использования полувагонов при перевозке грузов на металлургических предприятиях Украины
Чернецька Н.Б., Варакута Є.О., Подгорний О.В.	Модельовання процесів оперативного розподілу вагонопотоків на полігоні дирекції перевезень
Хворост М.В.	Шляхи удосконалення перетворювальних агрегатів тягових підстанцій метрополітенів
Грязнова С.А., Калкаманов С.А.	Задачи аэродинамики подземных транспортных средств
Олійник Г.Ю.	Система управління процесом зміни організаційно-правової форми підприємств в процесі реформування залізничного транспорту та створення державної акціонерної компанії (ДАК) «Українські залізниці»
Крашенінін О.С., Іванченко Д.А., Бондаренко Є.В.,	Оцінка конкурентоспроможності нового тягового рухомого складу

Шапатіна О.О.

Шабалин Н.Г.,
Родионов Е.Т.,
Глибчак П.А.,
Морозова Н.А.

Управление качеством деятельности аутсорсинговых предприятий в путевом комплексе железнодорожного транспорта на основе добровольной сертификации

Бойко В.А.

Оценка эффективности использования станционных мощностей промышленных предприятий

Маслак А.В.

Моделирование процесса подачи порожних вагонов в прокатный цех для погрузки готовой продукции

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ И ТЯГОВЫЕ КАЧЕСТВА

УДК 625.282:625.032.07

Голубенко О.Л. Шапран Е.М.

ОБГРУНТУВАННЯ ГРАНИЧНОЇ ШВИДКОСТІ КОВЗАННЯ КОЛІСНИХ ПАР ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛОКОМОТИВІВ

У статті наведено результати досліджень граничних швидкостей ковзання коліс відносно рейок при буксуванні локомотивів. Уточнено вплив швидкості ковзання на температуру трибоконтакту та зношення коліс і рейок. Отримані дані пропонується використати для визначення параметрів протибуксувальних систем локомотивів. Рис. 11, дж. 14, табл. 2.

Постановка проблеми та її актуальність. Тривала практика експлуатації рухомого складу залізниць показала, що для поліпшення тягово-економічних характеристик локомотивів важливе значення має наукове узагальнення й розробка практичних рекомендацій щодо припустимих рівнів швидкості ковзання і температур у трибоконтакті колеса з рейкою, котрі доцільно вважати граничними при конструюванні й експлуатації протибуксувальних і протизюзних мікропроцесорних систем, а також уточнення їхнього впливу на зношення коліс та рейок. Неоднозначне трактування цих питань призводить до обмеження тягових можливостей локомотивів [1-14]. В залежності від характеру розподілу теплових потоків і теплофізичних властивостей матеріалів у зоні контакту колеса з рейкою виникають імпульсні градієнти температур в декілька сотень і більше °С. Імпульсне розігрівання матеріалу в цьому шарі міняє його механічні, теплофізичні й фізико-хімічні властивості, а також прискорює адсорбційні, дифузійні та трибомутаційні процеси. З урахуванням розходження властивостей матеріалів колеса, рейки і шару поверхневого забруднення закономірності зміни їхніх механічних і теплофізичних характеристик можуть відбуватись за різними законами. Це призводить до появи значних теплових напруг, що накладаються на наявні там механічні напруги, а це у підсумку впливає на рівень зчеплення та інтенсивність зношення коліс і рейок [1-3,5, 7, 8, 10].

Мета роботи. Наукове узагальнення й розробка практичних рекомендацій щодо припустимих рівнів швидкості ковзання і температур у трибоконтакті колеса з рейкою, які необхідно враховувати при синтезі протибуксувальних і протизюзних систем керування локомотивів.

Основний зміст досліджень. Перш за все розглянемо процес переходу колісної пари в режим буксування з ковзанням, коли коефіцієнт зчеплення стає коефіцієнтом тертя f . Його зміна залежить від багатьох факторів, але в найбільшій мірі це пов'язано з температурою і забрудненнями поверхонь колеса і рейки. Для визначення температури в зоні тертя колеса скористаємося формулою для розрахунку середньої поверхневої температури, запропонованої А.В. Чичинадзе і

Г.В. Самме [10, 11]:

$$\theta_{cp} = B \left[\frac{1}{3} + F_0 \tau - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\pi^2} e^{-(n\pi^2)F_0\tau} \right];$$

$$B = \frac{(1-a_m)KW_m b}{\lambda t_{cp} A_c}; \quad W_m = \int_0^t F(t) \cdot U(t) \cdot dt = u \cdot F_{зч} \cdot t_{cp}; \quad F_0 = \frac{a_1 t_T}{b_2}; \quad (1)$$

$$a_1 = \frac{\lambda_1}{c_1 \lambda_1}; \quad a_m = \frac{1}{1 + \frac{K_1 \cdot b_2 \cdot \lambda_1}{K_2 \cdot b_1 \cdot \lambda_2}} \approx 0,5; \quad K = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot b}{8a_3}}; \quad b_{эф} = 1,73 \sqrt{a_1 \cdot t_{cp}},$$

де a_m – частка теплового потоку, що йде у другий елемент; W_m – робота гальмування; b_1, b_2 – товщина поверхні нагрівання колеса і рейки; K – коефіцієнт, що враховує ефективні об'єми, які беруть участь в теплопоглинанні; λ_1 – коефіцієнт теплопровідності; t_{cp} – час формування плями контакту колесо-рейка; A_c – номінальна площа контакту поверхні тертя; τ – відносний час взаємодії поверхонь; τ_N, τ_w – відносний час з урахуванням зміни потужності і роботи гальмування; F_0 – число Фур'є; a_1 – коефіцієнт температуропровідності; c_1 – питома теплоємність; γ_1 – щільність матеріалу; $F_{зч}$ – тягове зусилля; U – швидкість ковзання; a_3, b – напівосі еліпса плями контакту.

З урахуванням специфіки роботи фрикційної пари колесо-рейка при коженні з ковзанням можна скористатись результатами досліджень Ю.М. Лужнова [7], які дозволяють побудувати залежності теплопровідності, температуропровідності і теплоємності в інтервалі температур від 0 до 800°C (рис. 1) для двох найхарактерніших за складом забруднень рейки.

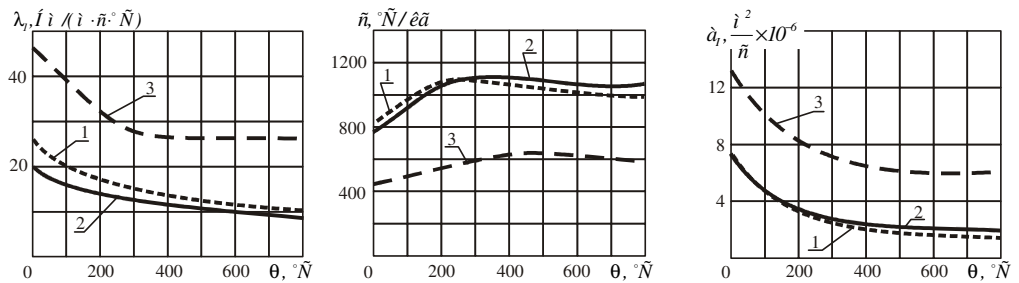


Рис. 1. Залежність теплопровідності λ , теплоємності c і температуропровідності a_1 двох найбільш поширених проб 1 і 2 поверхневих забруднень і металу 3 колеса і рейки від температури $\theta^{\circ}\text{C}$

Якщо виходити з мети досліджень, то перш за все доцільно визначити зміну середньої температури в зоні тертя колеса з рейкою. Для цього можна врахувати найбільш типові значення параметрів, що входять у рівняння (1), наведені у табл. 1.

Припустимо, що протягом часу t_{cp} режим силової взаємодії колеса з рейкою не змінюється, отже $\tau_N = \tau_w = 1$. Крім того параметри руху локомотива доцільно визначити згідно з тяговою характеристикою однієї секції тепловоза 8

2ТЕ 116 при зрушенні розрахункових мас потягів на важких ділянках залізничних шляхів.

Таблиця 1
Середньостатистичні значення параметрів трибоконтакта колеса з рейкою

P, kH	A_c, m^2	τ, c	τ_N, c	τ_w, c	$a_1, m^2/c$	$\lambda_1 = \lambda_2, Hm/m \cdot c \cdot ^\circ C$	ϑ_1, m	ϑ_2, m	$c_1, ^\circ C/кк2$	$a, ккH/(m^2 \cdot ^\circ C)$
110	$150 \cdot 10^{-6}$	1	1	1	$11,9 \cdot 10^{-6}$	47,4	0,09	0,06	800	$2 \cdot 10^5$

Результати розрахунку середньої температури в зоні контакту колеса з рейкою при швидкостях руху локомотива $V = 0 - 10$ км/г наведено у табл. 2, а при $V > 20$ км/г – на рис. 2 і 3.

Таблиця 2
Результати розрахунку середньої температури θ_{cp} в зоні контакту колеса з рейкою

$V = 0, км/г$	$u, км/г$	0,5	1	4	8
	$F_{зч}, ккс$		1840	1610	1518
$t_{cp} \cdot 10^{-3}, c$		55	27,5	6,87	3,44
$B \cdot 10^{-5}$		13,97	98	4,94	3,49
$\theta_{cp}, ^\circ C$		200	220	415	711
$V = 10, км/г$	$u, км/г$	0,5	1	4	8
	$F_{зч}, ккс$	1840	1610	1518	1840
	$t_{cp} \cdot 10^{-3}, c$	2,62	2,554	1,967	1,53
	$B \cdot 10^{-5}$	3,05	2,5	1,96	1,53
	$\theta_{cp}, ^\circ C$	138	166	223	311

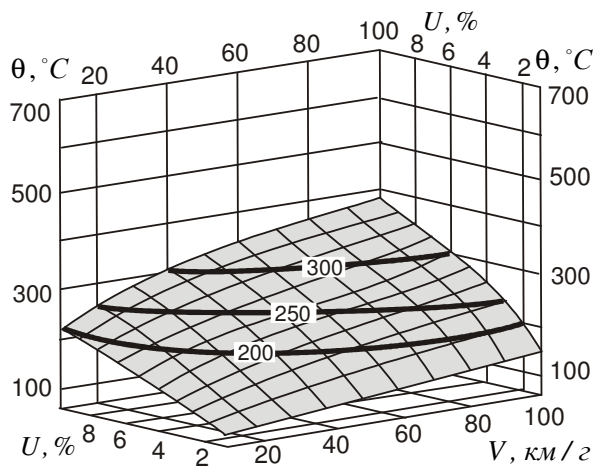


Рис. 2. Зміна середньої температури θ_{cp} у зоні контакту колеса з рейкою від швидкості руху V і швидкості ковзання U за відсутності забруднень поверхонь

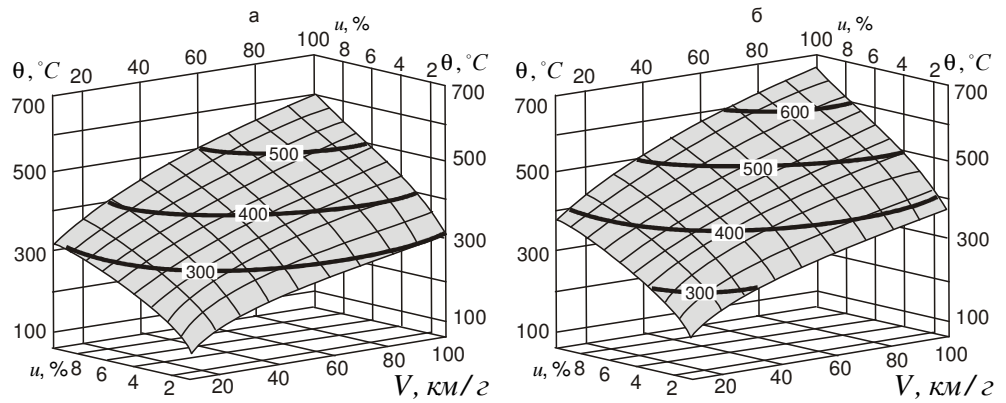


Рис. 3. Зміна середньої температури θ_{cp} у зоні контакту колеса з рейкою від швидкості руху V і швидкості ковзання U при дисперсному забрудненні поверхонь: а – товщина забруднень 5 мкм; б – товщина забруднень 15 мкм

Аналіз одержаних даних показує, що будь-яке забруднення приводить до підвищення середньої температури в зоні тертя. Так, наприклад, при збільшенні шару забруднень до 5 або 15 мкм (рис. 3) за інших рівних умов (швидкості руху і ковзання, навантаження, початкового фрикційного стану і т. п.) температура зростає відповідно на 60 і 73 відсотки по відношенню до температури при незабруднених рейках.

Одержані дані дозволяють оцінити потенційне значення коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою у всьому діапазоні змін швидкості руху локомотива, швидкості ковзання коліс і температури у фрикційному контакті, скориставшись адгезійно-деформаційною теорією тертя відповідно до такої залежності [10]

$$\psi_0 = P^{v+mk} \cdot (a \cdot b \cdot A_c)^{v+mk} \cdot B^{-v+mk} \cdot D^{-v+mk} \cdot \tau_0 + \beta + K_m \cdot \alpha_r \cdot P^{2(v+mk)} \cdot \frac{1}{(a \cdot b \cdot D^m \cdot A_c \cdot B)^{\frac{1}{2(v+mk)}} \cdot \sqrt{\frac{h_{max}}{R_{mb}}}} \quad (2)$$

де τ_0 – питома зсувна міцність молекулярних зв'язків; β – п'єзокоефіцієнт; K_m , α_r – коефіцієнти, що залежать від мікрогеометрії поверхонь та гістрезисних втрат при терті; P – вертикальне навантаження колісної пари; V , b – параметри мікрогеометрії поверхні контакту (коефіцієнти опірної кривої поверхні); m – параметр, що характеризує пластичність матеріалу; k , D – константи, що залежать від закону розподілу мікроставупів поверхні тертя за висотою та формою;

a – коефіцієнт, що враховує пружне осідання і розплющування мікроставупів; A_c – контурна площа контакту; B – модуль деформації; h_{max} – максимальне контактне зближення поверхонь тертя; R_{mb} – середній радіус заокруглень мікронерівностей.

Очевидно, що з достатньою точністю модуль деформації B можна апроксимувати прямою у такий спосіб:

$$B(\theta) = B_n - (\theta_v - 200) \cdot \alpha, \quad (3)$$

де B_n – модуль деформації при нормальній температурі; θ_v – об'ємна температура поверхні тертя; $\alpha = 2,33 \cdot 10^3$ кг/(см² °С) – коефіцієнт жорсткості.

Крім того, скористаємося результатами досліджень Н.М. Міхіна [9], який запропонував емпіричні залежності для розрахунків питомої зсувної міцності молекулярних зв'язків τ_0 і п'єзоефіцієнта β від температури:

$$\tau_0 = \tau_n \cdot e^{-\gamma\theta}; \beta = \beta_n \cdot e^{-\lambda\theta}, \quad (4)$$

де $\gamma = 0,042$ град⁻¹; $\lambda = 10^{-4}$ град⁻¹.

Після підстановки (3) і (4) у (2) одержимо розрахункову формулу для визначення потенційного коефіцієнта зчеплення ψ у такому виді:

$$\psi = P^{\frac{v}{v+mk}-1} (abA_c)^{\frac{mk}{v+mk}} [B_n - (\theta_v - 200)\alpha]^{\frac{v}{v+mk}} D^{\frac{vm}{v+mk}} \tau_n e^{-\gamma\theta} + \beta_n e^{-\lambda\theta} + K_M \alpha_{\Gamma} P^{\frac{1}{2(v+mk)}} \left\{ avD^m A_c [B_n - (\theta_v - 200)\alpha] \right\}^{\frac{1}{2(v+mk)}} \sqrt{\frac{h_m}{R_{mB}}}. \quad (5)$$

Із формули (5) видно, що коефіцієнт зчеплення має декілька складових, частина з яких в залежності від температури змінюється за експонентою, що знижується, а частина – за зростаючою степеневію залежності. Отже, залежно від комбінації можливих значень параметрів, у тому числі від температури і швидкості ковзання, можливе існування декількох екстремальних точок на кривій зміни коефіцієнта зчеплення, що добре погоджується з дослідженнями Г.В. Самме [10]. При цьому важливо відзначити, що для типового стану трибоконтакту колеса з рейкою, дані якого наведені у табл. 1, коефіцієнт зчеплення має точки мінімуму і максимуму при $\theta \approx 400 - 450^\circ\text{C}$ і $\theta = 700 - 800^\circ\text{C}$.

Враховуючи вищевикладене, для остаточного визначення рекомендацій щодо припустимих рівнів швидкості ковзання і температур у трибоконтакті колеса з рейкою, які доцільно вважати граничними при синтезі мікропроцесорних систем керування електричними передачами (ЕП), необхідно уточнити їхній вплив на зношення коліс і рейок. Як відомо, цей механізм за своєю фізичною природою дуже складний, оскільки вид руйнування матеріалів залежить від безлічі чинників навіть за незмінних початкових умов. Але процес зчеплення колеса з рейкою відбувається при постійній зміні контактуючих поверхонь, тому утворення зв'язків та їхнє подальше руйнування відзначається підвищеним динамізмом. Отже, у дослідницькій роботі технічного напрямку навряд чи можна ставити завдання теоретичного поглиблення математичних моделей настільки складних явищ, як тертя і зношення. Завдання визначеної частини роботи полягає у тому, щоб з чисто практичною метою із усього розмаїття теоретичних уявлень про природу зношення вибрати найбільш загальні концепції і на їхній основі з урахуванням багаторічної практики експлуатації локомотивів не тільки рекомендувати прийнятні методи оцінки процесу зношення колеса і рейки, але й напрацювати технічні пропозиції, які можна використовувати при розробці систем керування ЕП тепловозів, особливо при розробці протибуксувальних систем.

Загальновідомо, що наразі час до найбільш розроблених теорій зношення твердих тіл можна віднести втомну теорію (І.В. Крагельського та ін.), енергетичну (Б.І. Костецького, Г. Фляйшера та ін.), а також адгезійну теорію (Д. Арчарда та ін.) [3]. Але з позиції створення інженерних розрахунків у [6] підкреслюється, що для колеса з рейкою доцільно використовувати саме енергетичний критерій, оскільки інші не пов'язують процес зношення з властивостями матеріалу і фізичними характеристиками тертя. Крім того, зв'язок втомної теорії зношення з енергетичними характеристиками тертя дуже тісний, оскільки він встановлюється через критичне число циклів впливу і середню щільність енергії руйнування [3, 6].

Отже, для узгодження граничних рівнів швидкості ковзання і температури в трибоконтакті, а також уточнення їхнього впливу на зношення коліс і рейок необхідно, перш за все, встановити зв'язок між характеристикою зчеплення й енергетичними показниками такого процесу. Для цього визначимо характеристику втрат потужності у зоні фрикційної взаємодії (рис. 4, 5), отриману за такою залежністю:

$$\Delta P_{зч} = F_{зч} \cdot U_s, \quad (6)$$

де $F_{зч}$ – сила зчеплення; U_s – швидкість ковзання колеса.

З рис. 4, і 5 видно, що відносні втрати потужності на тертя непропорційно ростуть на тих ділянках, де починається розвиток пластичних деформацій. Лінеаризація залежностей двома прямими 0-б і б-а з істотно різними нахилами, вказує на те, що втрати потужності у точках б і а відрізняються приблизно у 12 разів. Крім того, функція $\Delta P_{зч} = f(F_{зч})$ має більш виражену нелінійність, ніж $F_{зч} = f(U_{зч})$, оскільки навіть для лінійної частини характеристики втрати зростають непропорційно у такий спосіб:

$$\Delta P_{зч} = F_{зч} \cdot U_s = K \cdot F_{зч} \cdot F_{зч} = K \cdot F_{зч}^2. \quad (7)$$

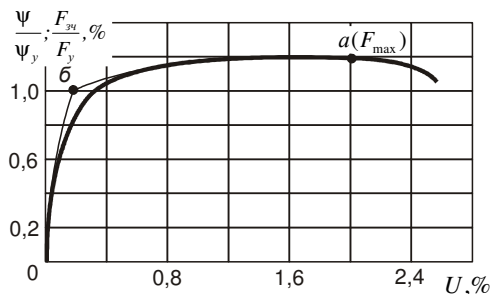


Рис. 4. Характеристика зчеплення: ψ_y, F_y – коефіцієнт зчеплення і сила зчеплення в точці б

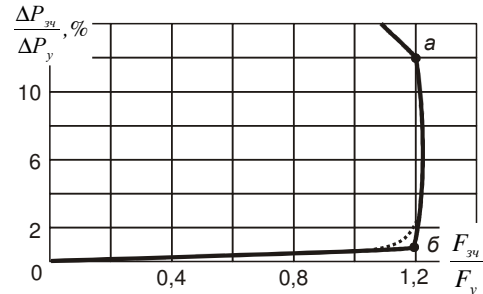


Рис. 5. Втрати потужності у контакті колеса з рейкою:

ΔP_y – втрати потужності в точці б

З метою визначення впливу параметрів характеристики зчеплення (рис. 4) і втрат потужності (рис. 5) на зношення коліс та рейок скористаємося емпіричною формулою Г.М. Шахунянця [13] для розрахунку інтенсивності зношення, що має вид:

$$\gamma = \alpha \lambda K c \left(\frac{p}{R_k} \right)^n \left[1 + a \left(\frac{U_s}{V} \right)^m \right]. \quad (8)$$

У виразі (8) поряд з константами, що характеризують наявність кривих ділянок шляху λ , матеріал рейки ($K; c$), навантаження осі на рейку p , радіус колеса R_k , велике значення надається швидкості ковзання U_s . На підставі дослідних даних залежність (8), як правило, можна записати у такий спосіб:

$$\gamma = 1,3 \lambda K c \frac{p}{R_k} \left[1 + 9 \left(\frac{U_s}{V} \right)^2 \right]. \quad (9)$$

Для порівняння з попередніми даними (рис. 4, 5) зобразимо її як функцію $\gamma = f\left(\frac{U_s}{V}\right)$, наведену на рис. 6.

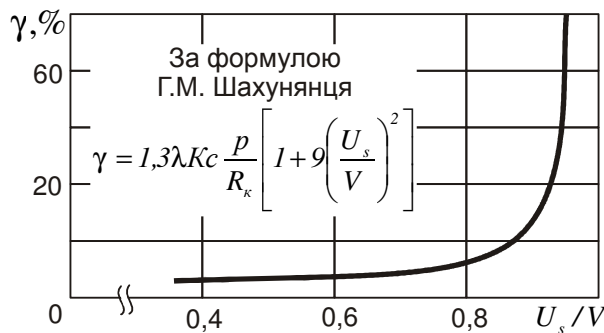


Рис. 6. Характеристика інтенсивності зношення рейок

Як видно з рис. 5 і 6, форма залежностей практично збігається, що є ще одним свідченням можливості оцінки інтенсивності зношення за втратами потужності у зоні фрикційної взаємодії колеса і рейки. При цьому необхідно відзначити, що залежність (9) запропонована для оцінки інтенсивності зношення тільки рейки, але з достатньою для інженерних розрахунків точністю можна вважати, що енергія тертя приблизно однаково впливає на руйнування матеріалів колеса і рейки, що добре погоджується з експериментальними даними [3, 7, 8, 10].

Необхідно також відзначити, що оцінка інтенсивності зношення матеріалів контакту має враховувати не абсолютну швидкість ковзання, а відносну, тому що зношення залежить не від миттєвої величини потужності, а від енергії, виділеної на елементі шляху. Отже, інтенсивність зношення при незмінній потужності втрат на тертя завжди обернено пропорційна швидкості руху. Цей висновок можна довести, якщо розглянути формулу енергетичного критерію зношення [6] у такий спосіб:

$$\gamma_Q = \frac{W}{Q} = \frac{W}{F_{34} L}, \quad \gamma_Q = \frac{W}{F_{34} U_s \frac{L}{V}} = \frac{W}{F_{34} \frac{U_s}{V} L}, \quad (10)$$

де W – об'єм зношеного металу; Q – енергія (робота) сили тертя; L – шлях ковзання; V – швидкість руху локомотива.

Отже, на довжині L повний обсяг зношення рейки дорівнюватиме:

$$W = \gamma_Q F_{зч} L \frac{U_s}{V} \text{ або } \frac{W}{L} = \gamma_Q F_{зч} \frac{U_s}{V}. \quad (11)$$

Відношення об'єму W до довжини L є площею поперечного перерізу S . Отже,

$$\frac{W}{L} = S = \gamma_Q \cdot F_{сч} \cdot \frac{U_s}{V_A}. \quad (12)$$

Таким чином, зношення рейки за поперечним перерізом прямо пропорційне потужності ковзання і обернено пропорційне швидкості поступально руху. Порівняємо отриману залежність (12) з розрахунковою формулою для визначення середньої температури поверхні бандажа (1). Для цього (1) запишемо у такий спосіб:

$$\theta_{cp} = \frac{(1 - \alpha_m) K_B}{\lambda A_c} \left[\frac{1}{3} + F_0 \tau - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\pi^2} e^{-(\pi \cdot n)^2 \cdot F_0 \cdot \tau} \right] F_{зч} U_s. \quad (13)$$

Якщо виходити з того, що добуток $F_{зч} U_s$ у формулах (12) і (13) є роботою сил тертя у контактні колеса з рейкою, а також припустити відносну стабільність коефіцієнтів і параметрів при русі колеса по рейці з постійною товщиною дисперсних забруднень, то можна помітити, що залежності (12) і (13) за фізичними параметрами мають подібний вид, тобто як зношення за поперечним перерізом рейки, так і температура в контактні колеса-рейка прямо пропорційні потужності ковзання. При цьому будемо вважати, що θ_{cp} відповідає температурі поверхні рейки. Отже, якщо визначити втрати потужності на тертя з формули (13) та підставити у (12), то можна одержати залежність зношення коліс і рейок від температури такого виду:

$$S = \gamma_Q F_{зч} \frac{U_s}{V} = \gamma_Q \frac{\theta_{cp}}{\frac{(1 - \alpha_m) K_B}{\lambda A_c} \left[\frac{1}{3} + F_0 \tau - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\pi^2} e^{-(\pi \cdot n)^2 \cdot F_0 \cdot \tau} \right] V}. \quad (14)$$

Для більш детального вивчення впливу вищенаведених вище факторів на ступінь зношення контактуючих тіл була проведена оцінка потужності, що втрачається в зоні контакту, для двох випадків фрикційної взаємодії коліс і рейок (рис. 7).

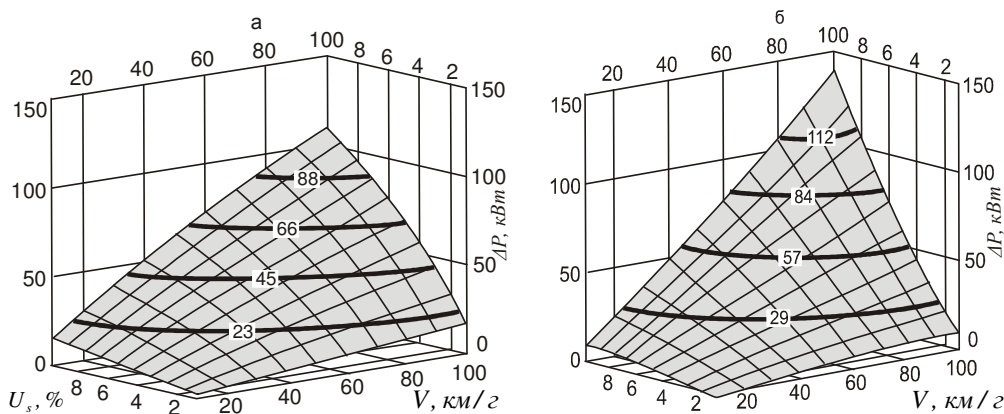


Рис. 7. Зміна потужності втрат у контактi колесо-рейка від швидкостi руху локомотива V і швидкостi ковзання U_s :

а – при чистих поверхнях; б – при дисперсійному забрудненні товщиною 15 мкм

Розглядаючи рис. 2, 3 і 7, можна зробити висновки:

- спостерігається практично ідентичний характер зміни втрат потужності і середньої температури θ_{cp} в контактi колеса з рейкою при збільшенні швидкостi відносного ковзання і швидкостi руху локомотива;
- ріст потужності втрат і середньої температури в зоні контакту колеса з рейкою підвищується при збільшенні товщини шару дисперсних забруднень, причому ця залежність зростає з ростом швидкостей руху локомотива і швидкостi ковзання;
- на окремих режимах ведення локомотива втрати енергії в зоні тертя коліс з рейками можуть досягати 10 % і більше від установленої потужності локомотива (рис. 7).

Дослідження фрикційної теплостійкості сталей підтверджують, що для тіл тертя, вільних від поверхневих дисперсних шарів, мінімум інтенсивності зношування приходить на температуру 350-400°C, а мінімум тертя – на температуру 600°C, після чого вони починають інтенсивно зростати (рис. 8). Такі залежності одержані при стандартних випробуваннях на фрикційну теплостійкість на машинах тертя типу УМТ-1 і 2168 УМТ «Унітриб».

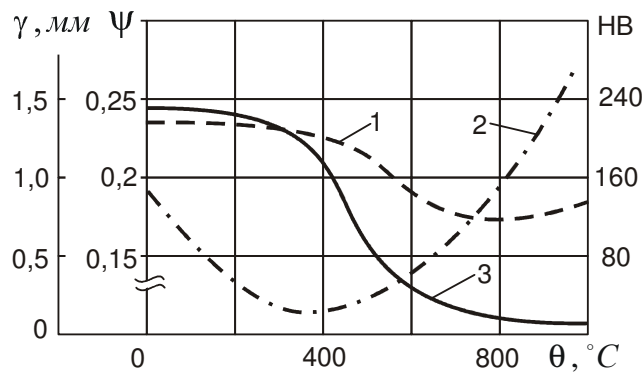


Рис. 8. Залежності зміни коефіцієнта зчеплення (крива 1), інтенсивності зношування Ψ (крива 2) і твердості $НВ$ (крива 3) колісно-рейкових сталей від температури поверхні тертя

При аналізі отриманих результатів необхідно також врахувати, що механічні властивості цілого ряду сталей (рис. 9) значно зменшуються при температурах понад 500°C, а ріст інтенсивності зношування починається при температурах близьких до 450°C (рис. 8).

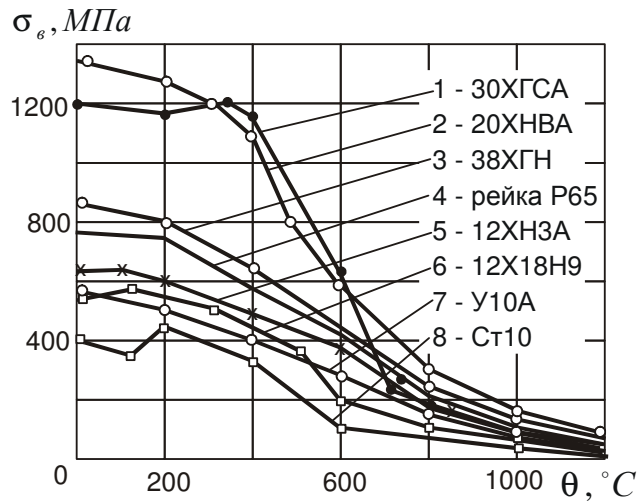


Рис. 9. Залежність тимчасового опору сталей від температури [7]

Крім того, Ю.М. Лужнов [7] відзначав, що при температурах понад 400-450°C механічні властивості дисперсійного шару починають переважати за міцністю матеріали колеса і рейки, тому у зоні тертя починає розвиватися абразивне зношення, яке під впливом температури підсилюється (рис. 10).

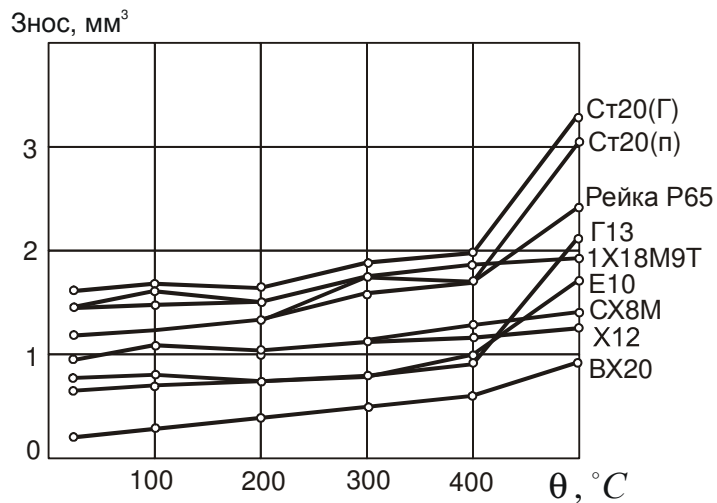


Рис. 10. Характер розвитку абразивного зношення сталей від температури [7]

Висновки

1. При коченні колеса по рейці з ковзанням у точці контакту втрачається значна потужність, що у залежності від швидкості руху і ковзання, а також від ступеня забруднення поверхонь може досягати 150 кВт, причому на забруднених рейках втрати значно вище (понад 70%).

2. З огляду на характерні для таких досліджень діапазони розкиду експериментальних даних можна прийняти, що параметри зношення колеса, згідно

з енергетичним критерієм, і ріст середньої температури в зоні контакту прямо пропорційні потужності ковзання.

3. Можна очікувати, що сумарне зношення колеса і рейки буде на 20-40 % вище того рівня, що виходить за енергетичним критерієм зношення, оскільки при рості температури в зоні контакту понад 40-500°C механічні властивості дисперсійного шару починають перевищувати за міцністю матеріали колеса і рейки, що неминуче викликає ріст абразивного зношення.

4. Згідно з наявними дослідженнями й отриманими даними (табл. 2, рис. 3-11, залежності 1, 9-14), можна стверджувати, що температури 400...500°C у контакті колеса з рейкою потрібно вважати критичними, вище якої починає розвиватися інтенсивне зношення поверхонь контактуючих тіл.

5. Припустимі рівні ковзання колеса, які необхідно встановлювати при розробці протибуксвальних і протияюзних систем, мають виходити з граничної температури у контакті колеса з рейкою до 500°C та допустимої швидкості ковзання 4 км/г.

6. Рекомендувати застосування режимів підвищеного ковзання для зростання потенційного коефіцієнта зчеплення (за пропозицією Г.В. Самме [10]) тільки при ліквідації аварійних режимів ведення потягів (розтягнення на підйомі, аварійний пуск і т.п.).

Ці висновки добре узгоджуються з даними експериментальних досліджень локомотивів, що проводилися фахівцями «ХК Луганськтепловоз» та Всеросійського науково-дослідного інституту залізничного транспорту [8, 12].

Література

1. Вербек Г. Современное представление о сцеплении и его использовании // Железные дороги мира. – 1974. – №4. – С.23-53.
2. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. – Луганск: Изд-во ВУГУ. 1999. – 476 с.
3. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
4. Кулагіна Л.І. Удосконалення системи протибуксовочного захисту тепловозів. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харків, 2001. – 23 с.
5. Лисицын А.Л., Мугинштейн Л.А. Нестационарные режимы тяги. – М.: Интекст, 2003. – 343с.
6. Лисунов В.Н. Коэффициент полезного действия сцепления // Исследование тягово-энергетических показателей электроподвижного состава: Межвуз. сб. науч. тр. – Омск, 1981. – С.27-30.
7. Лужнов Ю.М. Сцепление колес с рельсами. – М.: Интекст, 2003. – 144с.
8. Марков Д.П. Контактно-усталостные повреждения колес и рельсов //Трение и износ. – 2002. – №4. – С. 437-447.
9. Михин Н.М. Внешнее трение твердых тел. – М.: Наука, 1977. – 222 с.
10. Самме Г.В. Проблемы сцепления локомотива //Вестник ВНИИЖТ. – 1997. – №1. – С. 43-48.
11. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, – 1967. – 231с.
12. Шапран Є.М. Обґрунтування вимог до параметрів протибуксовочних систем електропередач тепловозів //Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. – 2005. – № 10 – С. 229-243.
13. Шахунянц Г.М. Расчеты верхнего строения пути. – М.: Трансжелдориздат, 1959. – 261с.
14. Meyer B.R. High-adhesion locomotives with controlled creep. Proc. Inst. Mech. Eng.:Inf. Cont., Diesel locomot. 1-9 Apr., 1987, – London, p. 209-218.

Горбунов Н.И., Кравченко Е.А., Осенин Ю.Ю., Черников В.Д.,
Крысанов М.А., Слюсарева Л.А., Малохатко А.А.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ НА ИСПЫТАТЕЛЬНО- ИЗМЕРИТЕЛЬНОМ КОМПЛЕКСЕ

В работе представлены результаты исследований по усовершенствованию натурного стенда. Экспериментально установлено влияние различных факторов на коэффициент запаса по сцеплению.

ВВЕДЕНИЕ. Наметившаяся в последние годы устойчивая тенденция к повышению энергосбережения на железнодорожном транспорте потребовала интенсификации исследовательских работ по реализации потенциальных возможностей сил сцепления колес с рельсами. Это вызвано тем, что от процессов, происходящих в контакте взаимодействующих поверхностей, в значительной степени зависят тягово-динамические качества и эффективность подвижного состава в целом. Исследование сцепления системы «колесо-рельс» является сложной задачей, вызванной трудностью воспроизведения в лабораторных условиях многообразия и случайного характера воздействия факторов, оказывающих влияние на коэффициент сцепления в реальных условиях эксплуатации.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ. За многолетний период эксплуатации железнодорожных тяговых единиц накоплен богатейший практический материал по реализации сцепления, предложено немало гипотез и решен ряд теоретических задач, так или иначе объясняющих сложные процессы, происходящие в точке (или зоне) касания колеса с рельсом. Однако интерес к проблеме не только не снизился, но и неизмеримо возрос. Экспериментальные данные последних лет, полученные в различных странах, свидетельствуют о том, что ни одна из выдвинутых гипотез не объясняет всей совокупности вопросов, которые возникают при сопоставлении противоречивых данных поставленных опытов.

Вследствие этого, возникает задача создания испытательно-измерительного комплекса (ИИК) для триботехнических исследований сцепления колеса с рельсом в статических и динамических режимах. Важнейшим принципом работы которого является системный подход, позволяющий оценить как отдельно взятый фактор, оказывающий влияние на результаты эксперимента, так и их совокупность. ИИК должен воспроизводить реальные законы нагружения систем трения с учетом геометрического, кинематического и динамического подобию, моделировать различные режимы работы системы «колесо-рельс».

МАТЕРИАЛ ИССЛЕДОВАНИЯ. Для создания новых и совершенствования уже эксплуатируемых средств испытаний необходимо выявить и заложить наиболее значимые принципы физического моделирования с позиции обеспечения кинематического и динамического подобию реальным системам контактирования. При их определении рассмотрены критерии и допущения, на основе представления о влиянии на триботехнические характеристики системы взаимодействия колеса с рельсом, как внешних параметров, так и характера объектов испытаний в начальном состоянии и в процессе эксплуатации. Получение достоверных результатов требует строгого и точного воспроизведения, а также поддержания в процессе испытаний всех контролируемых условий взаимодействия рабочих поверхностей.

Анализ научно-исследовательских работ и проведенное авторами экспертное оценивание позволили выявить основные группы факторов, влияющие на триботехнические характеристики системы контактирования. В рамках данного исследования выполнено их моделирование в лабораторных условиях [1, 2, 3]. Совершенствован натурный стенд для исследования сцепления колеса с рельсом, установленный на кафедре железнодорожного транспорта Восточно-украинского национального университета имени Владимира Даля, г. Луганск, предложен испытательно-измерительный комплекс, структурная схема которого представлена на рис. 1.

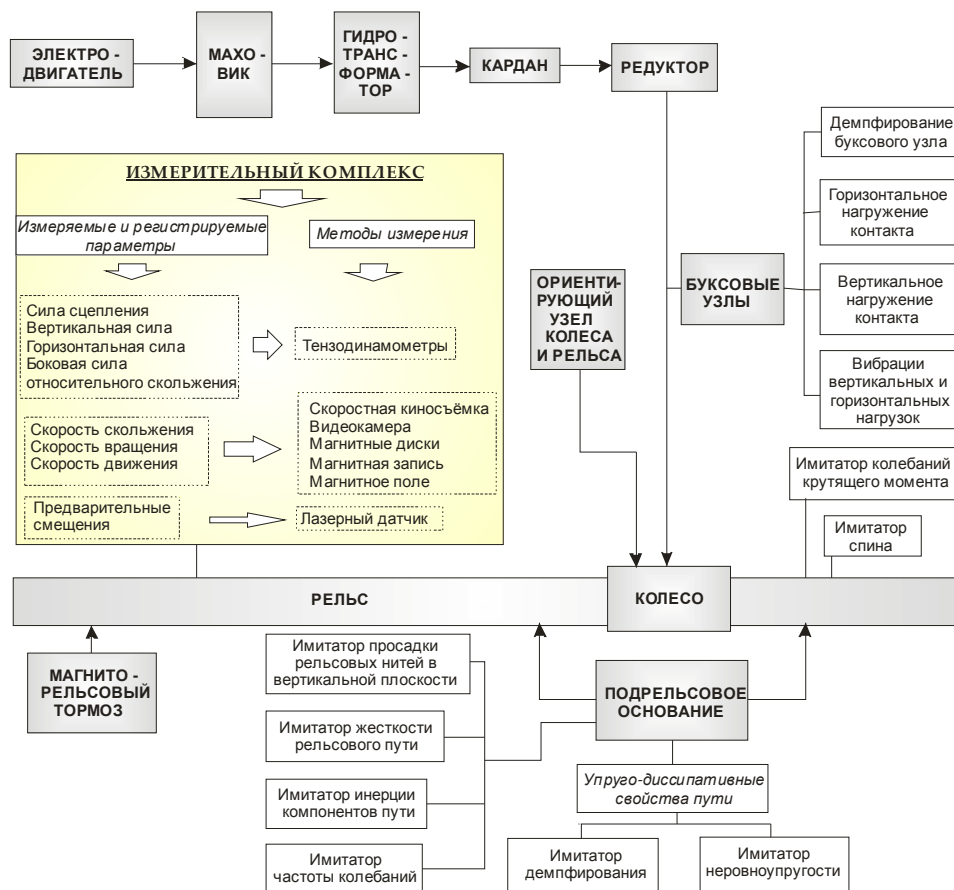


Рис. 1. Структурная схема ИИК для исследования сцепления колеса с рельсом

Разработанные и реализованные схемные решения ИИК, созданные на уровне изобретений и защищенные патентами [4 – 8], позволили не только уточнить данные по сцепным качествам локомотива, но и получить совершенно новые, путем максимального приближения к реальным условиям контактирования.

Принципиальная схема ИИК представлена на рис. 2, его внешний вид – на рис. 3., система взаимодействия рабочих поверхностей приведена на рис. 4.

Конструкция ИИК представляет собой отрезок рельса 1 (рис. 2, 3, 4), на который опирается колесо 2, установленное в буксовом узле 3. С помощью рессорного подвешивания 4 буксовый узел 3 связан с верхней частью рамы 5 стенда. Крутящий момент на колесо 2 передается через муфту приводом, в состав которого входит электродвигатель 10, маховик 9, гидротрансформатор 8 связанный карданом 7 с реверсным редуктором 6 (рис. 1). Верхняя часть рамы

5 ИИК установлена на нижней части основания 12 с возможностью вертикального перемещения. Для создания нормальной и боковой нагрузки колеса на рельс ИИК оборудован механизмом вертикального 11 и горизонтального 13 нагружения.

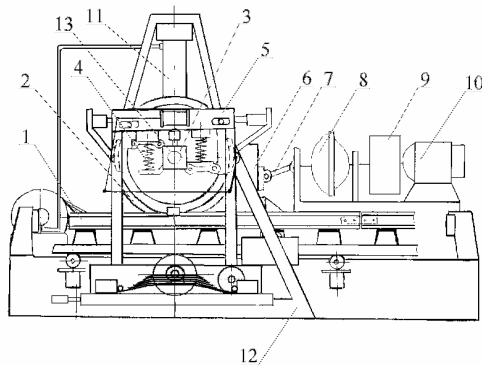


Рис. 2. Принципиальная схема ИИК

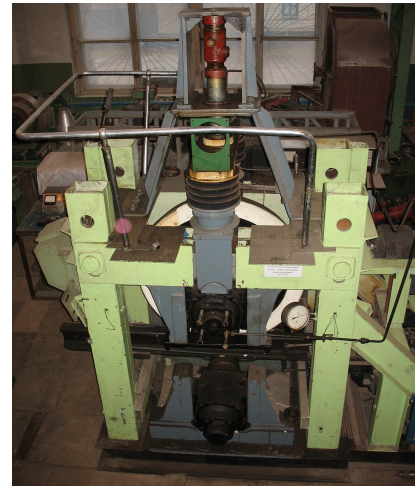


Рис. 3. Внешний вид ИИК

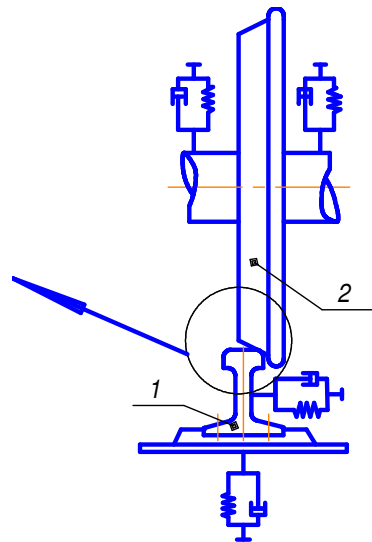


Рис. 4. Внешний вид системы взаимодействия «колесо-рельс» ИИК

Предложенная и запатентованная система технических решений [4 – 8], кроме основных режимов работы трибосистемы «колесо-рельс» натурального стенда (вертикальное нагружение, динамические вертикальные и горизонтальные усилия в контакте [6]; угол набегания в прямом участке пути; поворот оси колеса в плане), позволила имитировать следующие режимы работы трибосистемы «колесо-рельс» ИИК: движение на подъеме и в кривых участках пути; колебания крутящего момента привода; разгон; поперечное смещения колеса относительно рельса; угол набегания в кривом участке пути; боксование и юз в контакте; температурное и фрикционное состояние пятна контакта колеса с рельсом (при наличии третьего тела – смазочного и абразивного материала); вертикальные колебания рельсового пути и характеристики подрельсового основания; поперечные колебания рельса; жесткость [6], демпфирование, нерав-

ноупругость и частоту колебаний рельсового полотна; просадку рельсовых нитей в вертикальной плоскости; инерцию компонентов пути.

Уникальность ИИК заключается в возможности комплексного исследования сцепления, управлении условиями контактирования взаимодействующих поверхностей, а также выделении влияния отдельных факторов на работу трибосистемы.

РЕЗУЛЬТАТЫ. В работах [1, 9] доказано, что оценку тяговых качеств локомотива целесообразно производить по значениям коэффициента запаса по сцеплению τ , равному отношению разности критического скольжения $\varepsilon_{кр}$, скольжений ε_o (соответствует коэффициенту тяги) и среднего значения флуктуаций скорости скольжения $\Delta\bar{\varepsilon}$ к разности $\varepsilon_{кр}$ и ε_o :

$$\tau = \frac{\varepsilon_{кр} - \varepsilon_o - \Delta\bar{\varepsilon}}{\varepsilon_{кр} - \varepsilon_o} \quad (1)$$

Выражение (1) в знаменателе характеризует абсолютный запас по скольжению контакта при отсутствии кинематических и динамических возмущений, а числитель – при наличии реальных возмущений.

На представленном выше ИИК проведены экспериментальные исследования тяговых качеств локомотива от: колебаний крутящего момента (рис. 5а), коэффициента вертикальной динамики (рис. 5б) и горизонтальных поперечных скольжений (рис. 5в). Экспериментальные зависимости получены для различных упругих свойств пути, оценка которых производилась по модулю упругости U и коэффициенту демпфирования f . В вертикальной плоскости модуль упругости подрельсового основания принимался $U_B = 10$ МПа, $U_B = 26$ МПа, в горизонтальной плоскости – $U_r = 8$ МПа, $U_r = 16$ МПа. Эффект диссипации подрельсового основания моделировался коэффициентом демпфирования пути ($f = 60$ кН·с/м² [10]). Графики (рис. 5) строились по значениям математического ожидания величины τ .

Из анализа полученных результатов следует, что с ростом значения каждого из перечисленных параметров запас по сцеплению снижается, о чем свидетельствует убывающий характер зависимостей графиков (рис. 5 а, б, в). Представляет большой практический интерес влияние упругих свойств пути, на исследуемые зависимости. Отсутствие демпфирования колебаний в подрельсовом основании снижает коэффициент запаса по сцеплению для каждого рассматриваемого параметра. Опытами установлено, что большему значению U как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях соответствуют более высокие значения τ . Таким образом, в процессе проведения исследований и оценке тяговых качеств, с использованием такого критерия, как запас по сцеплению, получены зависимости, позволяющие проиллюстрировать влияние отдельных факторов на тяговые качества локомотива и наметить пути совершенствования экипажей и узлов.

В перспективе, на ИИК планируется проведение экспериментальных исследований влияния способов подачи абразивных и смазочных материалов в зону контакта колеса с рельсом на эффективность эксплуатации подвижного состава, а именно ресурсосбережения, повышения тяговых качеств, улучшения экологических показателей, снижение износа трущихся поверхностей, определения оптимального состояния фрикционных поверхностей трения колеса локомотива с рельсом.

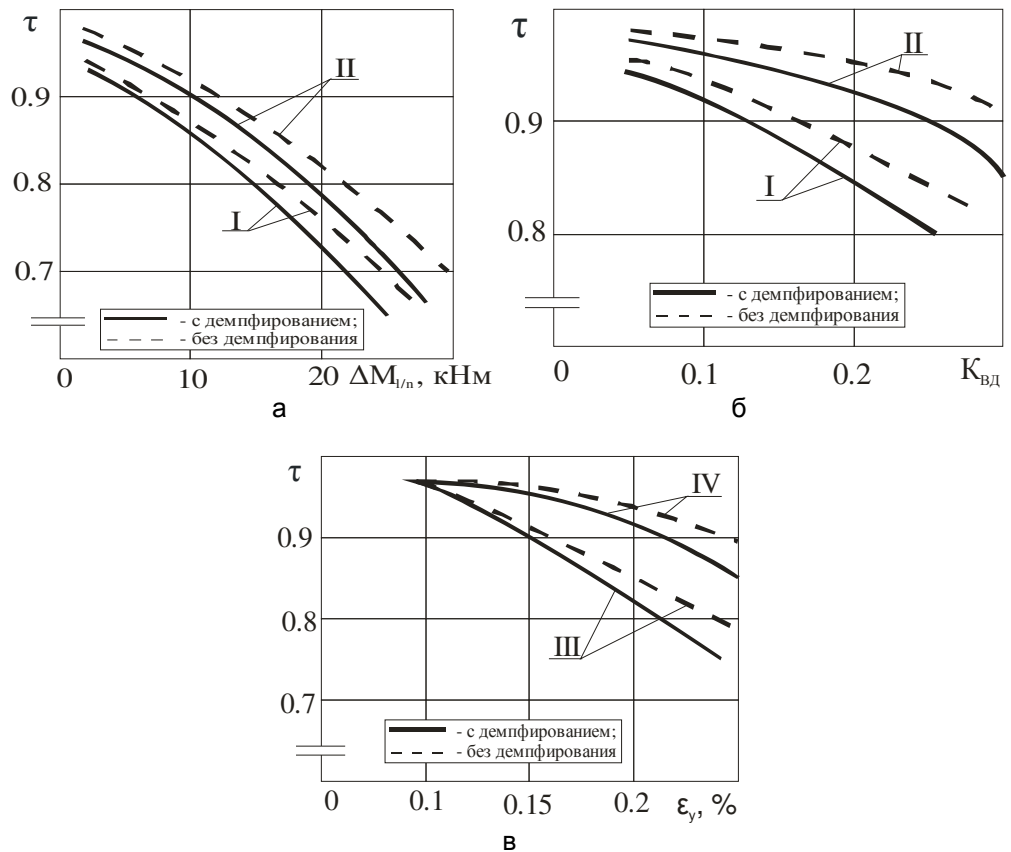


Рис. 5. Зависимость коэффициента запаса по сцеплению от а – олебаний крутящего момента; б – коэффициента вертикальной динамики; в – горизонтальных поперечных скольжений (при разном модуле упругости подрельсового основания в вертикальной плоскости I – $U_B = 10$ МПа, II – $U_B = 26$ МПа и горизонтальной плоскости III – $U_r = 8$ МПа, IV – $U_r = 16$ МПа; при коэффициенте демпфирования подрельсового основания $f = 60$ кН·с/м²)

ВЫВОДЫ. Усовершенствованный испытательно-измерительный комплекс позволяет максимально приблизить условия проведения эксперимента к реальным условиям эксплуатации подвижного состава, выделить влияние отдельных факторов на сцепление в системе «колесо-рельс». Проведенные эксперименты показывают, что с увеличением колебаний крутящего момента, коэффициента вертикальной динамики и горизонтального поперечного скольжения тяговые качества локомотива снижаются. Упруго-диссипативные свойства пути оказывают значительное влияние на потенциальные возможности сил сцепления колес с рельсами. Полученные результаты позволяют спрогнозировать дальнейший путь совершенствования конструкций экипажной части локомотива.

Литература

1. Горбунов Н. И. Повышение тяговых качеств тепловозов за счет совершенствования упругих связей тележек.: автореф. дис. канд.техн.наук - Луганск, 1987. – 22 с.
2. Голубенко О. Л. Зчеплення колеса з рейкою: 2-е изд. доп. и перераб. – Луганськ: Изд-во ВУГУ, 1999. – 476 с.
3. Стенд для исследования системы колесо-рельс. // Железные дороги мира, 2005, №4. – С. 41 - 46
4. Стенд для дослідження плями контакту в системі «колесо – рейка». Деклараційний патент на корисну модель №7108U, кл. G01M17/08, бюл. №6,

- 2005.
5. Стенд для дослідження зчеплення колеса з рейкою та випробування елементів буксового ресорного підвішування залізничного рухомого складу. Деклараційний патент на корисну модель №67235А, кл. G01M1/04, бюл. №6, 2004.
 6. Стенд для дослідження зчеплення колеса з рейкою та випробування елементів буксового ресорного підвішування залізничного рухомого складу. Патент на корисну модель № 31716, G01 M1/04, бюл. № 8, 2008.
 7. Стенд для испытаний элементов рельсового транспортного средства. А.С. № 14444636, Кл. G01 M17/00, бюл. № 46, 1988.
 8. Стенд для дослідження зчеплення колеса з рейкою та випробування елементів буксового ресорного підвішування залізничного рухомого складу. Деклараційний патент на винахід № 52970, кл. G01M1/04, бюл. №1, 2003.
 9. Горбунов Н.И., Кравченко Е.А. Развитие транспорта за счет улучшения тяговых качеств локомотивов / Матеріали Міжнародної наукової конференції «Внесок Донбасу у розвиток вітчизняного промислового потенціалу», 29 – 30 листопада 2005 р., м. Луганськ. - Луганськ: Видавництво СНУ ім. В. Даля, 2005. – С. 30 – 34.
 10. Пейч Ю.Л., Крашенинникова М.Е., Федюшина И.Ф. Вариация динамических параметров вязкоупругих колебаний подрельсового основания / Вестник ВНИИЖТ. 2000. № 7. – С. 15 – 19.

УДК 629.4.027

Бурова И. Г.

РАСЧЕТНО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЦЕНТРОВ КОЛЕС МОТОРНОЙ ТЕЛЕЖКИ ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДЭЛ-02

Выполнен анализ конструкции колес моторной тележки дизель-поезда ДЭЛ-02. Уточнена «аналоговая» методика прогнозирования безотказности центров железнодорожных колес по условию обеспечения запаса циклической выносливости. Рассмотрено применение математического моделирования динамики движения подвижного состава для определения нагрузок в контакте «колесо-рельс».

С конца 90-х годов рост объемов и интенсивности пригородных пассажирских перевозок в Украине выявил острую потребность в обновлении парка подвижного состава. Перед научно-техническим и производственным комплексом была поставлена задача создания отечественного наукоемкого и конкурентоспособного мотор-вагонного подвижного состава. Для решения этой задачи принята Государственная программа «Развитие рельсового подвижного состава социального назначения для железнодорожного транспорта и городского хозяйства» и утвержден основной типаж. Важнейшими условиями при создании и развитии конструкций новых дизель- и электропоездов были: увеличение количества посадочных мест, повышение уровня комфортности и безопасности движения, снижение затрат при постановке в производство.

Для новых типов мотор-вагонного подвижного состава разрабатывались оригинальные конструкции ходовых частей с перспективой к использованию при более высоких скоростях движения. В связи с этим актуальными проблемами стали анализ и устранение конструктивных недостатков новых ходовых частей на этапе проектирования с целью снижения сроков и затрат на опытное и серийное производство.

В процессе реализации Государственной программы в ОАО «ХК «Лугансктепловоз» был создан дизель-поезд ДЭЛ-01 рассчитанный на конструкционную скорость 130 км/ч. Для его моторных вагонов были разработаны двухосные бесчелюстные тележки с двухступенчатым рессорным подвешиванием и

индивидуальным приводом колесных пар. Для обеспечения высоких ходовых и динамических качеств в конструкции тележек применен опорно-рамный тяговый привод 3-го класса. Передача крутящего момента осуществляется от двигателя и тягового редуктора через полый вал и упругие компенсационные звенья на одно из колес.

ДЭЛ-01 успешно прошел ходовые и динамические испытания на скоростях до 110 км/ч [1], однако не был поставлен в серийное производство. Его наиболее перспективные узлы использовались при создании дизель-поезда ДЭЛ-02. Тележка ДЭЛ-01 была усовершенствована и применена на ДЭЛ-02, так в частности, были усилены буксовые шейки оси и изменена конструкция колес. На ДЭЛ-01 использованы составные колеса (рис.1.,а) с литыми колесными центрами. Колеса ДЭЛ-02 имеют катаные колесные центры, у которых поверхности диска и перехода диска к ободу и ступице механически обработаны. Для соединения с приводом к дисковой части колес прикреплены кольца (рис.1, б). С одной стороны, эти изменения направлены на улучшение характеристик ходовых частей. За счет применения катаных колесных центров снижен вес неподрессоренных колесных пар, повышены демпфирующие свойства диска колес. Механическая обработка поверхностей центра исключила силовое воздействие от неравномерного проката, уменьшила дисбаланс до 20-50 граммов. Применение колец из мягкой стали снизило сминающее действие болтов на кромки отверстий в диске центра. С другой стороны, такая конструкция колеса применена впервые, аналогов не имела и требовала обоснования и с точки зрения безотказности в эксплуатации, и с точки зрения выбора оптимальной технологии изготовления.

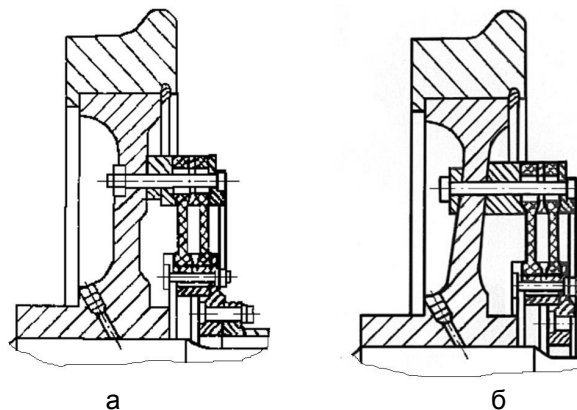


Рис. 1. Конструкции приводных колес моторных тележек дизель-поездов:
а – ДЭЛ-01; б – ДЭЛ-02

Для прогнозирования безотказности новых конструкций железнодорожных колес по условию обеспечения запаса циклической выносливости была предложена расчетно-аналитическая «аналоговая» методика [2]. В работе [3] рассмотрены основные направления и предложен алгоритм отработки конструкции и технологии изготовления составных колес тягового подвижного состава на этапе проектирования с использованием методики [2]. В то же время методы прогнозирования напряженного состояния колесных центров не были достаточно освещены.

Для расчета напряженного состояния центров колес новых конструкций в работе [2] предлагалось использовать экспериментальные данные по центру аналогу, приняв предположение об идентичности распределения напряжений по сечениям обоих центров и величины внешних сил. Такой подход не совсем корректен так, как при эксплуатации подвижного состава за счет динамики воз-

никают переменные силы, оказывающие влияние на реальную величину нагрузок в зацеплении «колесо-рельс». Величины внешних нагрузок определяются конструктивными параметрами, ходовыми и динамическими характеристиками машины, где применяются рассматриваемые колесные центры, диапазоном скоростей движения. Машина, на которой применяются колеса с центрами-аналогами, может отличаться от проектируемой. Тогда предположение об идентичности внешних сил окажется ложным. А результат прогнозирования запаса циклической выносливости неверным.

Следовательно, для определения внешних нагрузок на колеса новых конструкций необходима математическая модель пространственных колебаний проектируемой машины (в данном случае дизель-поезда ДЭЛ-02), позволяющая моделировать движение экипажа в заданных условиях и диапазонах скоростей.

В качестве базовой была выбрана модель, разработанная на кафедре «Железнодорожного транспорта» ВНУ им. В.Даля. Для адаптации данной модели к описанию соответствующей динамики в уравнения модели вводились реальные параметры и связи дизель-поезда ДЭЛ-01.

В основу построения математической модели движения дизель-поезда были заложены общие предпосылки для моделей этого типа. Моторный вагон рассматривался, как механическая система, состоящая из 11 твердых тел - кузовов, две рамы тележки, два тяговых электродвигателя (ТЭД), два якоря ТЭД, четыре колесные пары. Рельсы под каждым колесом имеют две степени свободы (рассматривается дискретная модель пути). В прицепном вагоне тяговые электродвигатели отсутствуют. С учетом наложенных связей система имеет 62 степени свободы для моторного и 56 для прицепного вагона. Ее поведение описывается уравнениями Лагранжа второго рода. Для определения величины тягового момента находились силы токов в цепях ТЭД - еще 4 обобщенных координаты. Прицепной вагон моделировался путем упрощения за счет отсутствия тягового привода в тележках. При моделировании поезда добавлены силовые характеристики межвагонных связей.

В расчетной схеме начало неподвижной системы координат расположено в центре тяжести кузова в момент равновесия и покоя так, что ось OX параллельна рельсам с положительным направлением в сторону движения. Ось OZ расположена в той же продольной плоскости с положительным направлением вверх, а ось OY - перпендикулярна OX и OZ с положительным направлением вправо, если смотреть по ходу движения. Положительное направление отсчета углов и моментов - по часовой стрелке. Положение каждого из твердых тел определяется линейными координатами и эйлеровыми углами $x, y, z, \varphi, \psi, \theta$. В качестве подвижной системы координат принята система $O_1x_1y_1z_1$, которая совершает как поступательное, так и вращательное движение по углам φ, ψ и θ и определяет относительное движение колесной пары.

Для выполнения расчетов была разработана программа для ПЭВМ. Для тестирования математической модели выполнены теоретические расчеты величин рамных сил, вертикальных сил, действующих в буксовой ступени рессорного подвешивания, коэффициентов горизонтальной и вертикальной динамики, величин вертикальных и горизонтальных ускорений элементов экипажа. Расчеты производились с изменением скоростей движения для различных участков пути: в прямой для скоростей от 40 до 110 км/ч, в кривой радиусом 300 м (с возвышением наружного рельса до 100 мм) на скоростях от 30 до 70 км/ч и в кривой радиусом 600 м (с возвышением наружного рельса до 150 мм) на скоростях от 40 до 100 км/ч. Проверка адекватности математической модели выполнялась путем сравнения результатов расчета с данными ходовых динамических испытаний дизель-поезда ДЭЛ-01. Тестирования показали дос-

таточную точность расчетов, при этом разность результатов расчетов и результатов измерений опытных величин составила 3 -15% (рис.2-7).

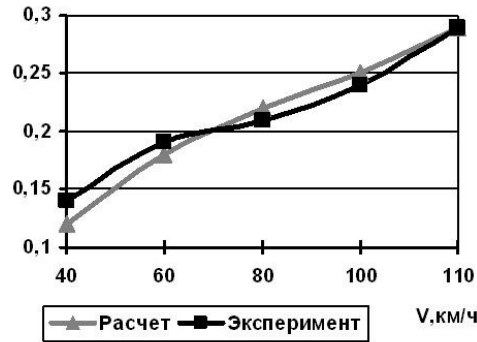


Рис.2. Зависимость коэффициентов вертикальной динамики от скорости движения

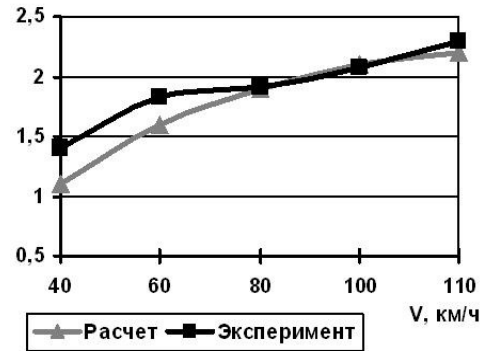


Рис. 3. Зависимость вертикальных ускорений кузова от скорости движения

На следующем этапе параметры дизель-поезда ДЭЛ-01 в исходных данных были заменены на параметры ДЭЛ-02 и выполнен расчет максимальных вертикальных и боковых сил в контакте «колесо-рельс» для колес моторных тележек дизель-поезда ДЭЛ-02 при различных скоростях движения. Максимальная расчетная величина горизонтальной силы P_r в контакте колеса с рельсом была получена при движении дизель-поезда по кривой радиусом 300 м со скоростью 70 км/ч и составила 72 кН. Максимальные расчетные величины вертикальной силы P_v в контакте колеса с рельсом составили:

- 131,7 кН при движении дизель-поезда по прямой со скоростью 130 км/ч;
- 171 кН при движении дизель-поезда по кривой радиусом 300 м со скоростью 70 км/ч.

Имея расчетные величины P_v и P_r и согласно [2] выберем соответствующий аналог и используем экспериментальные данные по его стендовым испытаниям. В качестве аналога выбираем катанный центр, применяющийся в конструкциях колес электропоездов ЭПЛ-2Т и ЭПЛ-9Т, а также прицепного вагона дизель-поезда ДЭЛ-01. Данный центр испытывался на стенде с переменными нагрузками P_v - 224 кН и 270 кН, P_r - 49,5 кН, 64,7 кН и 79 кН. Величины нагрузок были выбраны в пределах их изменения при ходовых динамических испытаниях подвижного состава. Величины вертикальной силы соответствуют максимальным ожидаемым и наблюдаемым силам при прохождении подвижного состава по стрелочным переводам, в прямых и кривых участках пути значения вертикальной силы несколько ниже. При испытаниях в 20 сечениях колесного центра с полевой и внутренней стороны были измерены величины напряжений от внешних нагрузок, монтажные напряжения от запрессовки оси и запрессовки бандажа [5].

В [2] рассматривалась схема опасных сечений колесного центра моторной тележки дизель-поезда ДЭЛ-02 (рис.8) и были выбраны два из них - по диаметрам контакта колец привода с поверхностями $R=325$ мм (V) и $R=330$ мм (VI). По экспериментальным данным и формулам [5] для этих сечений были рассчитаны минимальные и максимальные суммарные напряжения от воздействия внешних нагрузок и от монтажных факторов, амплитудные и средние напряжения цикла, построены графики зависимостей $\sigma_a=f_1(P_v, P_r)$ и $\sigma_m=f_2(P_v, P_r)$.

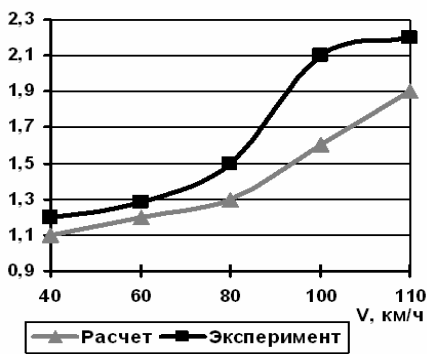


Рис.4. Зависимость максимальных поперечных ускорений кузова от скорости движения

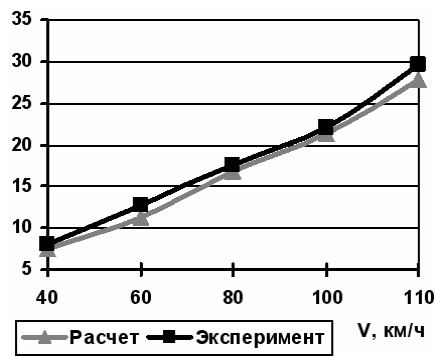


Рис.5. Зависимость максимальных рамных сил от скорости движения

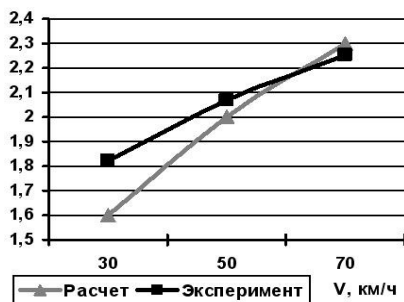


Рис.6. Зависимость максимальных поперечных ускорений кузова от скорости движения в кривой радиусом 300 м

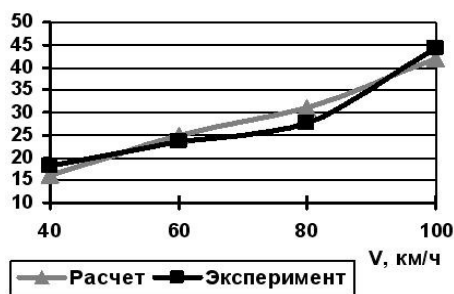


Рис.7. Зависимость максимальных рамных сил от скорости движения в кривой радиусом 600 м

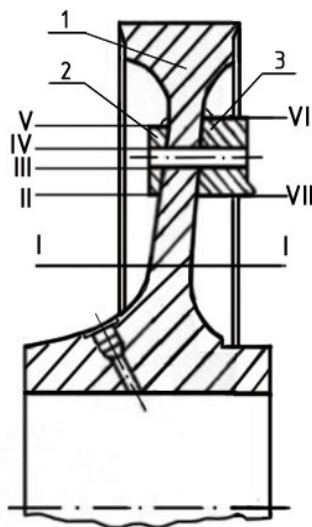


Рис. 8. Схема для анализа сечений колесного центра дизель-поезда ДЭЛ-02:
1 – колесный центр, **2** – наружное кольцо, **3** – кольцо привода;
I – наиболее нагруженная точка; **II** и **VII** – начало зоны контакта диска с кольцами; **III** и **IV** – зона расположения крепежных отверстий;
V и **VI** – окончание зоны контакта с кольцами, сварные швы.

Для контрольных сечений величиной вертикальной силы рассматривается принятая нагрузка 224 кН. Величины σ_a и σ_m , соответствующие действию расчетной горизонтальной силы – 72 кН определяются по графикам зависимостей $\sigma_a=f_1(P_v, P_r)$ и $\sigma_m=f_2(P_v, P_r)$ построенным для каждого i -того контрольного сечения. Анализ напряжений в рассматриваемых сечениях показал:

- в сечении **V** ($R=325$ мм) амплитуда цикла не превышает 12 МПа, а средние напряжения цикла – напряжения сжатия, превышающие величину предела текучести материала центра (-435,7 МПа);

- в сечении **VI** ($R=325$ мм) преобладают средние растягивающие напряжения, а необходимый запас прочности обеспечивается только если амплитуда цикла не превышает 22,3 МПа.

С учетом проведенного анализа исходных предпосылок и методов использования экспериментальных данных, формула определения коэффициента запаса прочности в контрольных сечениях центров колес [2]

$$n = \frac{\sigma_{-1}^a \cdot K_r^D \cdot K_1}{\sigma_a^p \cdot K_r^a \cdot K_2} \geq [n] \quad (1)$$

примет вид:

$$n = \frac{\sigma_{-1}^a \cdot K_r^D \cdot K_1}{f_1(P_g, P_c) \cdot K_r^a \cdot K_2} \geq [n] , \quad (2)$$

Вывод: Для повышения точности прогнозирования запаса циклической выносливости в опасных сечениях центров железнодорожных колес и корректного использования в расчетах экспериментальных данных необходимо применение математического моделирования динамики движения подвижного состава для определения нагрузок в контакте «колесо-рельс».

В дальнейшем, при наличии базы данных по испытаниям колесных центров, представляется целесообразным присоединение к программе расчета динамики дизель-поезда блока для автоматического расчета напряжений, аппроксимации зависимостей $\sigma_a=f_1(P_v, P_r)$ и $\sigma_m=f_2(P_v, P_r)$ и расчета коэффициентов запаса выносливости в контрольных сечениях.

Литература

1. Протокол № 6-2002 по результатам предварительных и приемочных ходовых динамических испытаний дизель-поезда ДЭЛ-01.–Луганск:ХК «Лугансктепловоз», 2002.–14 с
2. Бутова И.Г. Расчетно-аналитическое оценивание прочности колесных центров железнодорожных колес новых конструкций //Зб.наук.праць.-Харків:УкрДАЗТ, 2007.- Вип.81.- С.75-82.
3. Бутова И.Г. Отработка конструкции и технологии изготовления составных железнодорожных колес на этапе проектирования //Зб.наук.праць.-Харків:УкрДАЗТ, 2008.- Вип.97.- С.78-84.
4. Пашолок И. Л., Цюренко В. Н., Разумов А. С. Разработка критериев работоспособности дисков цельнокатаных колес для грузовых вагонов нового поколения //Вестник ВНИИЖТ.,2002. -№3.- С.19-23
5. Протокол № 55-2002 по результатам стендовых испытаний катаных колесных центров на прочность.–Луганск:ХК «Лугансктепловоз»,2002.–35 с.

Михайлов Е.В., Кравченко Е.А.

О НЕКОТОРЫХ ВОЗМОЖНОСТЯХ УЛУЧШЕНИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СЦЕПНОЙ МАССЫ ЭКИПАЖА ТЕПЛОВОЗА

В статье представлены результаты исследования на математической модели влияния перераспределения нагрузок от кузова по опорам второй ступени рессорного подвешивания на использование сцепной массы тепловоза.

Создание экипажных частей тепловозов при ограниченных осевых нагрузках должно предусматривать технические решения, обеспечивающие максимально возможное значение реализуемой тепловозами силы тяги, что возможно при наиболее полном использовании их сцепной массы, характеризуемом коэффициентом использования сцепной массы (далее - КИСМ) [1].

Это положение актуально не только для экипажей магистральных локомотивов, но и для маневровых тепловозов, что определяется особыми условиями их эксплуатации [2]. Ведь при выполнении маневровых передвижений локомотивы работают в основном на неустановившихся режимах. Для трогания составов с места и их разгона требуются большая сцепная масса и значительные тяговые усилия, реализуемые кратковременно при разгонах.

Сцепная масса предопределяет как тяговые, так и тормозные и экономические характеристики маневрового тепловоза. Так, например, поскольку торможение состава при выполнении маневровых передвижений осуществляется обычно только тормозными средствами локомотива, тормозной путь и продолжительность торможения тем меньше, чем больше сцепная масса и степень ее использования.

Степень использования сцепной массы тепловоза определяется избранной компоновочной схемой, характеристиками связей между элементами экипажа и геометрическими размерами экипажной части [3, 4, 5]. Исследованиям использования сцепной массы тепловозов с традиционными конструкциями ходовых частей посвящено значительное количество работ, в то время как подобные исследования для экипажей тепловозов с устройствами перераспределения нагрузок по опорам второй ступени рессорного подвешивания ранее практически не проводились.

Целью настоящей работы является определение влияния перераспределения вертикальных нагрузок по опорам второй ступени рессорного подвешивания шестиосного тепловоза на его тяговые качества.

Для проведения исследований была разработана математическая модель реализации экипажем тепловоза силы тяги, представляющая собой систему алгебраических уравнений, описывающих условия равновесия элементов экипажа в продольной вертикальной плоскости под действием на них соответствующих сил и моментов при реализации силы тяги.

Элементы экипажа представлены абсолютно жесткими телами, которые моделируют кузов, две трехосные тележки, шесть колесных пар и тяговых электродвигателей и соединены упругими связями с заданными характеристиками.

Кузов опирается на каждую из тележек через четыре опоры второй ступени рессорного подвешивания. Подвеска тяговых электродвигателей опорно-осевая.

Были рассмотрены особенности использования сцепной массы для вариантов исполнения экипажной части тепловоза, приведенные в табл. 1.

Рассматриваемые варианты схем экипажной части тепловоза

№ п/п	1-я тележка	2-я тележка
0		
1		
<p> – колесная пара; – рама тележки; – тяговый электродвигатель; – шкворневой узел; – устройства перераспределения нагрузок по опорам кузова на тележки </p>		

Вариант экипажа 0 – базовый (штатное исполнение экипажа шестиосного тепловоза).

Вариант экипажа 1 характеризуется применением устройств перераспределения нагрузок по опорам кузова на тележки. Конструктивно исполнение этих устройств может быть достаточно разнообразным. Один из вариантов – регулируемые пневморессоры, встроенные в опоры второй ступени рессорного подвешивания экипажа тепловоза.

Основные геометрические, жесткостные и весовые параметры рассматриваемых вариантов экипажей тепловозов соответствуют параметрам экипажной части одной секции тепловоза 2ТЭ116, разработанного ХК «Лугансктепловоз».

Решение систем уравнений проводилось на персональном компьютере с использованием математического пакета MATCAD.

На рис. 1, 2 представлены результаты расчета изменения КИСМ по колесным парам экипажа η_i в зависимости от величины коэффициента сцепления колес с рельсами ($\psi = 0...0,4$) и величины дополнительных усилий, приходящихся на колесные пары экипажа при реализации локомотивом силы тяги (d_i) для базового варианта исполнения экипажа шестиосного тепловоза.

На рис. 3...6 представлены результаты расчета тех же характеристик использования сцепной массы при ступенчатом перераспределении нагрузок по опорам второй ступени рессорного подвешивания экипажа: передние по ходу опоры тележек догружались усилием ΔR , задние по ходу опоры тележек разгружались на ту же величину ΔR .

Так, на рис. 3, 4 – $\Delta R = 50$ кН, на рис. 5, 6 – $\Delta R = 100$ кН.

Графики изменения расчетных показателей КИСМ в зависимости от реализуемой силы тяги для 1...6 колесных пар экипажа на рисунках обозначены соответственно $\eta_1... \eta_6$.

Графики изменения дополнительных усилий, приходящихся на колесные пары экипажа при реализации им тяговых усилий, обозначены соответственно $d_1...d_6$.

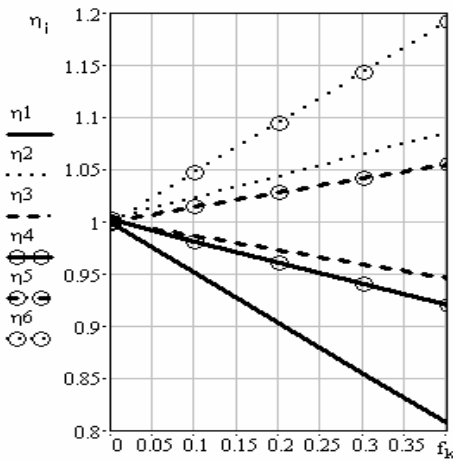


Рис. 1. Зависимости $\eta_i = f(\psi)$ по осям тепловоза (вар. 0, $\Delta R = 0$)

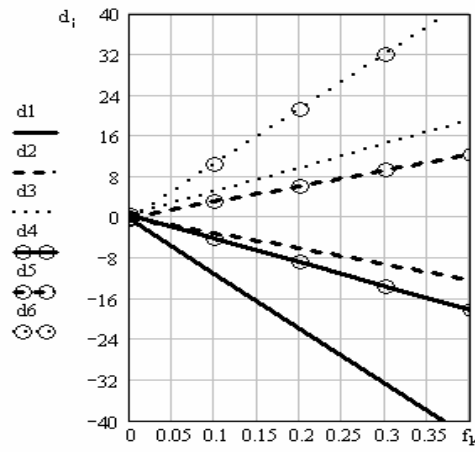


Рис. 1. Зависимости $d_i = f(\psi)$ по осям тепловоза (вар. 0, $\Delta R = 0$)

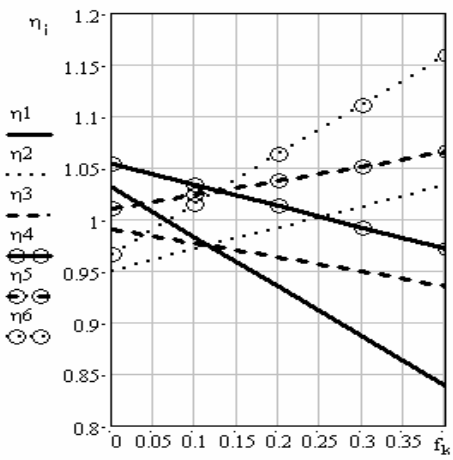


Рис. 3. Зависимости $\eta_i = f(\psi)$ по осям тепловоза (вар. 1, $\Delta R = 50$ кН)

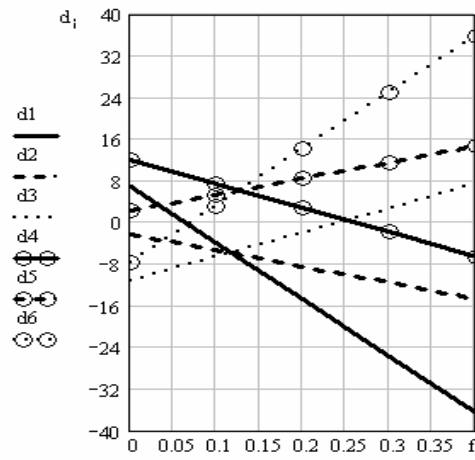


Рис. 4. Зависимости $d_i = f(\psi)$ по осям тепловоза (вар. 1, $\Delta R = 50$ кН)

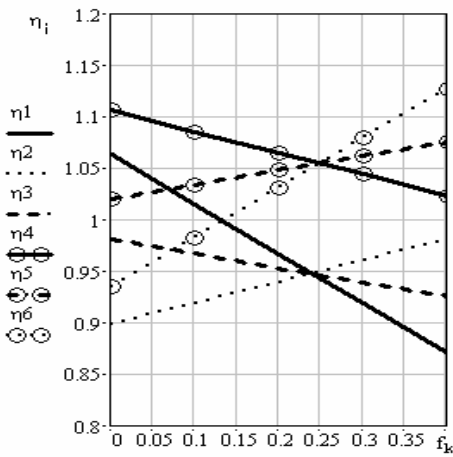


Рис. 5. Зависимости $\eta_i = f(\psi)$ по осям тепловоза (вар. 1, $\Delta R = 100$ кН)

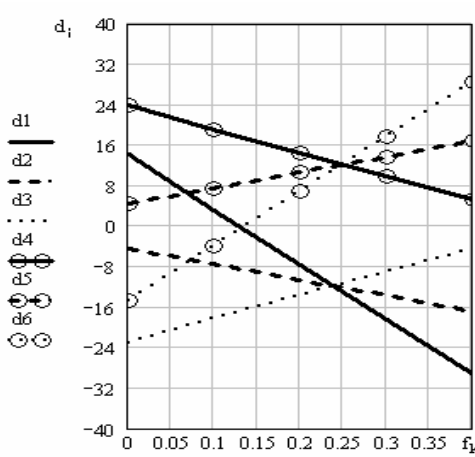


Рис. 6. Зависимости $d_i = f(\psi)$ по осям тепловоза (вар. 1, $\Delta R = 100$ кН)

В результате анализа и сопоставления полученных результатов расчетов можно отметить следующее.

КИСМ базового экипажа тепловоза (вар.0, $\Delta R = 0$ кН) при значении коэффициента сцепления между колесами и рельсами $\psi = 0,33$ составляет 0,835, что совпадает с данными теоретических и экспериментальных исследований [4] и подтверждает адекватность разработанной математической модели.

КИСМ тепловоза с применением в экипажной части догрузателей, позволяющих перераспределить вертикальные нагрузки от кузова по опорам второй ступени рессорного подвешивания (вар.1, $\Delta R = 50$ и 100 кН), заметно увеличивается и составляет при $\psi = 0,33$ соответственно 0,87 (+4,2%) и 0,91 (+9%).

При этом дополнительные усилия в рессорном подвешивании, разгружающие лимитирующую первую колесную пару при реализации силы тяги ($\psi = 0,33$), снижаются с 38 до 22 кН.

Следует отметить, что применение догрузателей во второй ступени рессорного подвешивания, безусловно, должно отразиться на динамических качествах такого экипажа. Однако с учетом того, что наибольшие тяговые усилия реализуются тепловозами на малых скоростях движения и выполнение маневров также производится при небольших скоростях движения (обычно до 20 км/ч) [2], влияние такого усовершенствования на динамические показатели экипажа может быть незначительным.

Выводы

1. При разработке экипажной части перспективных тепловозов необходимо предусматривать использование технических решений, позволяющих наиболее полно использовать сцепную массу локомотива.

2. Одним из таких технических решений может быть применение устройств, позволяющих перераспределять между опорами второй ступени рессорного подвешивания вертикальные нагрузки от кузова локомотива, например, с использованием во второй ступени рессорного подвешивания регулируемых пневморессор.

3. Сравнительные расчеты на математической модели вариантов исполнения экипажей: базового и с применением догружающих устройств во второй ступени рессорного подвешивания, подтверждают принципиальную эффективность использования подобных технических решений для улучшения использования сцепной массы шестиосного тепловоза.

Литература

1. Горобченко О.М. Удосконалення тягових характеристик локомотивів шляхом підвищення коефіцієнта використання зчпної маси / Автореф. Дис. ... канд. техн. наук. - Харків – 2007. – 17 с.
2. Маневровые тепловозы / Под ред. Л.С. Назарова. - М.: Транспорт, 1977. – 404 с.
3. Механическая часть тягового подвижного состава / Под ред. И.В. Бирюкова. - М.: Транспорт, 1992. - 440 с.
4. Евстратов А.С. Экипажные части тепловозов. - М.: Машиностроение, 1987. - 157с.
5. Горбунов Н.И., Кашура А.Л., Попов С.В., Кравченко Е.А., Фесенко А.И. Пути решения проблемы тяговых качеств локомотивов / Международный информационный журнал «Локомотивинформ», №5, 2008. – С. 8 – 11.

Маслиев В.Г., Якунин Д.И.

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НАКЛОНОМ КУЗОВА СКОРОСТНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Проведен анализ систем управления наклоном кузова при движении по кривым участкам пути. Показано что наиболее перспективной схемой, которая может быть применена на отечественных пассажирских поездах, является «гибридная» схема, обеспечивающая поворот кузова с помощью силовых приводов и управляемых пневморессор вторичного рессорного подвешивания транспортного средства.

Активный наклон кузова хорошо зарекомендовал себя на современных железнодорожных транспортных средствах, большинство новейших высокоскоростных поездов теперь оборудованы системами наклона кузова, растет их доля и среди пригородных поездов. Его эволюция происходила в направлении усовершенствования механических схем, обеспечивающих наклон кузова, совершенствования силового привода путем перехода от гидравлического к электромеханическому. Параллельно разрабатываются электронные системы управления, обладающие большей отказоустойчивостью и эффективностью.

Первые системы наклона использовали системы управления, получающие данные только от датчиков, установленных непосредственно на вагоне, что исключало возможность своевременного реагирования на его вход в переходную кривую и выход из нее. Сейчас в большинстве европейских систем управления используются схемы упреждающего наклона [1], предложенные в начале 1980-ых при разработке Британского скоростного поезда Advanced Passenger Train (APT) [2]. Акселерометр, установленный на его передней тележке, используется для получения информации о начале переходной кривой и формирования «упреждения» для последующих вагонов, соответствующее времени вхождения их в кривую.

Опережающий сигнал системы управления компенсирует любые колебания кузова, обусловленные отклонениями геометрии пути от идеальной (как детерминированные, так и стохастические). Эта схема применяется на большинстве европейских скоростных поездов. Однако она сложна, чувствительна к направлению движения и требует сигнальных соединений между вагонами. Кроме того, опережение сигнала для головных вагонов оказывается недостаточным.

В связи с этим, задача системы управления углом наклона кузова состоит в том, чтобы обеспечить необходимую скорость реакции силового привода на изменение возвышения наружного рельса и кривизны пути (детерминированные особенности) при незначительном реагировании на неровности пути (стохастические особенности).

В [3] отмечается, что оборудование поезда механизмом наклона кузова ухудшает динамику движения в прямых участках пути, а именно – увеличивается боковая качка вагонов. Следовательно, основные эксплуатационные требования к системе управления наклоном кузова можно сформулировать так:

- ограничение непогашенного бокового ускорения, воздействующего на пассажиров, допустимыми пределами как в радиусных, так и в переходных кривых (следует отметить, что поезда с наклоняемыми кузовами эксплуатируются на высоких скоростях движения, что сокращает время движения по переходным кривым и предъявляет особые требования к быстродействию исполнительных механизмов);

- сохранение динамики движения по прямой в приемлемых пределах (допустимо повышение амплитуд боковой качки не более 7,5 % по сравнению с обычным вагоном без системы наклона – при той же скорости движения).

Результирующее стабилизированное непогашенное боковое ускорение зависит от компенсирующего угла, обеспечиваемого активной системой наклона кузова. Степень компенсации предложено ограничить 75 %, что соответствует стабилизированному непогашенному боковому ускорению $0,45 \text{ м/с}^2$ при 209 км/ч (у поезда без системы наклона этот параметр составляет $2,1 \text{ м/с}^2$ при той же скорости, что в 3 раза превышает допустимое предельное значение, принятое на отечественных железных дорогах). Этот уровень компенсации – типичная величина, используемая производителями поездов.

Полная компенсация бокового ускорения нежелательна, так как у некоторых пассажиров могут возникнуть ощущения, аналогичные испытываемым при «морской болезни» – головокружение, тошнота и т.п., вызванные наблюдаемой ими через окна вагона «качающейся» линии горизонта. Эта ситуация усугубляется наличием более высокочастотной боковой качки кузова, обусловленной детерминированными и стохастическими неровностями на рельсах. Головокружение имеет кумулятивный характер и обостряется в зависимости от индивидуальных особенностей здоровья пассажиров, хотя полного представления об этих зависимостях еще нет. Ясно только, что эффект головокружения накапливается и усиливается при большом числе следующих друг за другом кривых малого радиуса с короткими переходными кривыми. В связи с этим необходимо уточнить долю поперечного ускорения, подлежащую компенсации, и ввести в систему управления механизмом наклона кузова вагона алгоритм оптимизации угла наклона в каждой кривой [4].

На скоростном подвижном составе во второй ступени рессорного подвешивания применяются пневморессоры, поскольку металлическое рессорное подвешивание не обеспечивает необходимого статического прогиба (250 мм и более) и не поддается оперативному регулированию по жесткости. Необходимость регулирования обусловлена тем, что из-за малой жесткости вторичного рессорного подвешивания под воздействием центробежной силы кузов отклоняется (заваливается) наружу кривой, принуждая увеличивать угол, реализуемый механизмом наклона кузова. В связи с этим целесообразно применение пневматических рессор, жесткость которых поддается регулированию. Это позволяет предотвратить заваливание кузова. Более того, возможна реализация наклона кузова на угол до 2° внутрь кривой, что облегчает работу механизма принудительного наклона кузова. Такая система получила название «гибридной» и получила воплощение на японских поездах с электрогидравлической системой принудительного наклона и активным пневмоподвешиванием [5].

Система управления наклоном кузова может основываться на данных, получаемых тремя путями: от датчиков, установленных на передней тележке, от маркеров, расположенных на путевой структуре, либо на основании данных о пути, заложенных в бортовом компьютере поезда и вычислении его текущего положения по сигналам системы глобального позиционирования (GPS) [6].

При схеме непосредственного измерения угла наклона пути и непогашенного бокового ускорения, измерения ведутся в направлении движения двумя акселерометрами и двумя гироскопами на задней тележке, а также двумя акселерометрами на передней тележке головного вагона. Гироскопы предназначены для измерения изменения возвышения наружного рельса в кривых. Акселерометры определяют изменение бокового ускорения на тележке. Сигналы гироскопов и акселерометров, а также данные о скорости обрабатываются микропроцессором, и на их основе вырабатывается сигнал управления системы с отрицательной обратной связью для силового привода. Микропроцессор передает также данные о наклоне и скорости от головного вагона – к после-

дующим. Таким образом, обеспечивается корректировка величины наклона кузовов последующих вагонов с учетом их удаления от головного.

Вторая система применяется на поездах Японии, где в качестве силового привода используются пневматические цилиндры. Низкое быстродействие пневматического привода требует упреждающего срабатывания механизма наклона. Поэтому датчики, передающие информацию системе управления, расположены на некотором удалении от начала переходной кривой. На основе полученных данных системой управления вычисляется угол, на который необходимо повернуть кузов вагона.

Используя данные о кривой, сохраняемые в поездном компьютере, наклон кузова начинается на некотором расстоянии перед входом кривую, чтобы компенсировать инерционность системы. Угол наклона контролируется в соответствии с прохождением поездом кривой, чтобы обеспечить более точный и мягкий поворот кузова. Эта система управления позволяет также оптимизировать угловую скорость поворота кузова.

Третья система, названная опережающей, была применена на поезде ETR 600. Она основана на использовании предварительно записанных в запоминающем устройстве бортовой системы управления сведений о маршруте, по которому следует поезд и радиусе впередилежащих кривых, а также получении данных о местоположении поезда при помощи системы GPS. Данная система заранее локализует поезд в реальном времени и заблаговременно приводит в действие механизмы наклона кузовов, улучшая тем самым ощущение комфорта у пассажиров за счет наличия большего числа вариантов наклона кузова при входе поезда в каждую кривую.

Одна из возможных «гибридных» схем управления наклоном кузова показана на рис. 1.

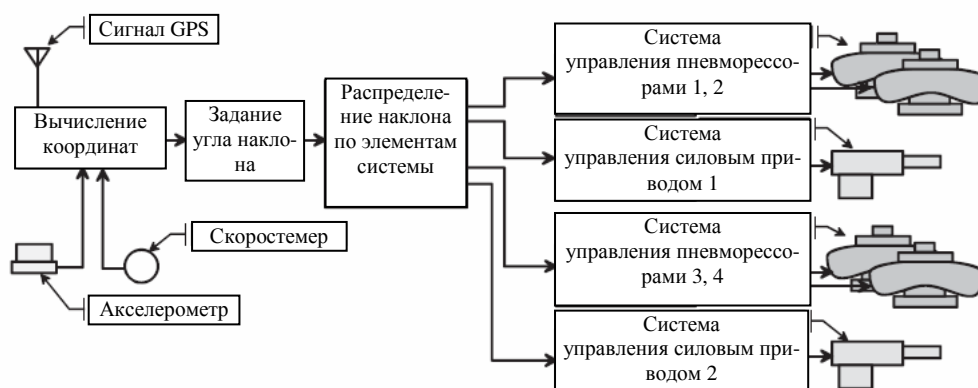


Рис. 1. Схема реализации «гибридной» системы наклона кузова

Выводы.

1. По нашему мнению, наиболее прогрессивным вариантом реализации системы наклона кузова представляется применение «гибридной» опережающей системы управления, позволяющей заранее подготовить механизм наклона ко входу в кривую.

2. Текущий угол наклона может корректироваться по сигналам от местных датчиков – акселерометров и гироскопов.

3. Учитывая необходимость регулирования жесткости пневморессор для предотвращения заваливания кузова наружу кривой, необходимо обеспечить ввод в микропроцессор данных об их высоте.

4. Высоту управляемых пневматических рессор можно поддерживать либо постоянной, либо реализовать функцию активного наклона кузова внутри кривой ими же.

Литература

1. *Goodall R.M.* Active Railway Suspensions: Implementation Status and Technological Trends, *Vehicle System Dynamics*, vol 28(1997), pp.87-117.
2. *Boocock D., King B.L.* Development of the Prototype Advanced Passenger Train, *Proc IMechE*, vol 196(1982), pp.35-46.
3. *Zolotas A. C., Goodall R. M., Halikiast G. D.* A Comparison of Tilt Control Approaches for High Speed Railway Vehicles, *Proc ICSE 2000*, Coventry, UK, vol 2(2000), September, pp.632-636.
4. *Goodal R. M., Brown S.* *Railway Gazette International*, 2001, № 8, p. 521 – 527.
5. *Kamoshita S., Sasaki K., Kakinuma H. etc.* A control method for hybrid tilting system using tilting beams and air spring inclination. *QR of RTRI*, Vol. 48, No1, Feb 2007.
6. *Омельяненко В.И., Кривякин Г.В., Якунин Д.И. и др.* Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения // *Междунар. информ. науч.-техн. журнал Локомотив-информ.* – Харьков, 2008. – № 5. – с.12 – 17.

УДК 629.4.027.3:531.3

Погорелов Д.Ю., Симонов В.А

О ВЛИЯНИИ ИЗНОСОВ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ТЕЛЕЖЕК МОДЕЛИ 18-100 НА ДИНАМИКУ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Приведены результаты компьютерного анализа влияния некоторых параметров, характеризующих предельные износы деталей и узлов тележки типа 18-100, на показатели безопасности движения, бокового воздействия на путь и износа профилей колес.

Проблема совершенствования нормирования предельно допустимых износов в узлах и деталях тележки 18-100, составляющей основу грузового парка вагонов, остается актуальной в связи с влиянием износов на безопасность движения и экономические параметры эксплуатации подвижного состава. Для анализа было выбрано 7 факторов, характеризующих износы: 1) угол наклона фрикционных накладок; 2) уровень фрикционных клиньев; 3) продольные зазоры в буксовом проеме боковой рамы; 4) разность баз боковин; 5) разность диаметров колес на колесных парах; 6) равномерный прокат колес; 7) износ профиля колеса.

Задача решалась методом компьютерного моделирования с помощью программного комплекса «Универсальный механизм» <http://www.umlub.ru> и модели грузового вагона-цистерны на тележках типа 18-100, разработанной его средствами. Целью исследований было определение наиболее значимых факторов и сочетаний факторов, влияющих на показатели безопасности движения, бокового воздействия на путь и износ профилей колес. Рассмотрено движение порожнего и груженого вагона по прямым участкам пути.

В основу методики анализа положены полные факторные эксперименты с варьированием каждого фактора на двух уровнях. Это позволило оценить вклад каждого параметра в показатели (функции отклика) с помощью определения главных эффектов и эффектов взаимодействия факторов.

Первая часть исследований посвящена анализу влияния различных сочетаний дефектов (отклонения от номинального значения) радиусов колес. Необходимость этого этапа обусловлена высокой размерностью задачи анализа

сочетаний большого количества параметров, характеризующих износ деталей и узлов тележки 18-100. Одной из целей этого этапа работы был выбор наиболее неблагоприятного сочетаний дефектов для использования его в дальнейшем анализе на расширенном множестве параметров и тем самым сокращение объема последующих вычислений.

Для решения задачи необходимо проанализировать все возможные сочетания колес с дефектами радиусов в вагоне. С целью сокращения объема вычислений такой анализ выполнен для всех сочетаний дефектов в пределах одной (первой по ходу движения) тележки вагона-цистерны. Рассмотрены порожний и груженный режимы движения по прямому участку пути с неровностями, соответствующими удовлетворительному содержанию пути.

Порожний режим движения определяет в основном условия безопасности движения, а груженный - условия износа профилей колес и рельсов и воздействия на путь. По этой причине движение в порожнем режиме рассмотрено для скоростей, которые возможны в эксплуатации, но близки к предельно допустимым. В груженом режиме рассмотрены скорости с учетом их вероятности в эксплуатации.

В основу численных экспериментов положен план полного факторного эксперимента (ПФЭ) типа 2^4 для четырех факторов, в качестве которых приняты уменьшения (дефекты) радиуса каждого из 4-х колес передней тележки на 2,5мм: x_1 - дефект правого переднего колеса; x_2 - дефект правого заднего колеса; x_3 - дефект левого переднего колеса; x_4 - дефект левого заднего колеса. Каждый фактор варьировался на двух уровнях. Нижний уровень соответствовал дефекту радиуса, а верхний – его отсутствию.

Для оценки устойчивости колеса от вкатывания использовался КУу - уточненный коэффициент устойчивости [1], а в качестве показателя износа профилей - A_w (суммарная работа сил трения в контактах колес экипажа с рельсами на тестовом участке пути длиной 600м). Кроме того, оценивалось боковое воздействие на путь колеса (F_Y) и колесной пары (H_Y). На рис. 1 и 2 приведены результаты оценки КУу и A_w для всех шестнадцати опытов эксперимента для порожнего вагона при его движении по прямому участку длиной 600м со скоростью 80 км/ч.

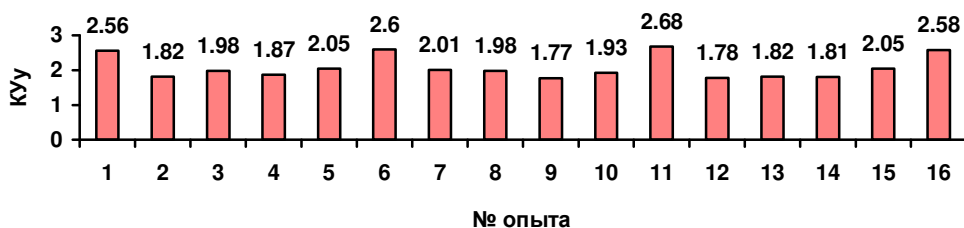


Рис.1. Значения КУу для всех опытов

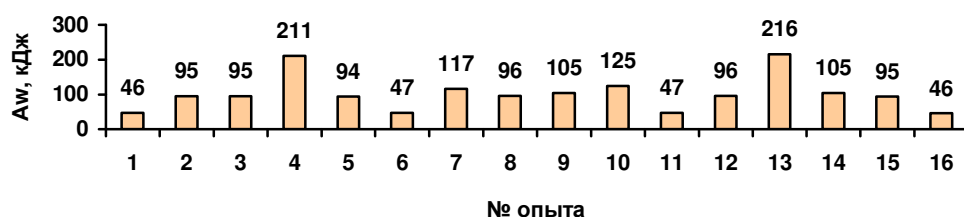


Рис.2. Значения работы сил трения в контактах колес с рельсами для всех опытов

Из графиков видно, что в опытах с наилучшими показателями износа (1-й, 6-й, 11-й и 16-й) показатели устойчивости колес к вкатыванию на рельс также наилучшие. Все эти опыты соответствуют отсутствию разницы радиусов колес в пределах каждой оси. В то же время опытам с наибольшими значениями показателя износа (4-й и 13-й) соответствуют значения показателя безопасности по вкатыванию близкие к наихудшим. Опыты 4-й и 13-й соответствуют случаю, когда имеются дефекты радиусов на правой или левой стороне обеих колесных пар тележки.

Для получения более устойчивых оценок осредним результаты по двум скоростям 80 и 90 км/ч во всех опытах (табл.1) и выполним статистическую обработку каждого показателя (табл.2).

Таблица 1

План и результаты численного эксперимента

№ опыта	Факторы				для порожней цистерны				для гружёной цистерны			
	x1	x2	x3	x4	KУу	Fу,кН	Hу,кН	A,кДж	KУу	Fу,кН	Hу,кН	A,кДж
1	1	1	1	1	2.37	28.1	24.5	48.4	2.29	27.6	24.9	49.0
2	-1	1	1	1	1.6	28.6	24.1	95.0	1.75	30.4	25.9	67.8
3	1	-1	1	1	1.78	27.6	24.9	96.8	1.80	27.9	23.7	68.8
4	-1	-1	1	1	1.64	28.2	24.4	212.0	1.75	28.7	22.9	142.8
5	1	1	-1	1	1.85	27.6	25.8	96.1	1.99	27.9	24.4	69.6
6	-1	1	-1	1	2.49	29.2	29.6	49.3	2.53	28.6	26.1	48.8
7	1	-1	-1	1	1.85	26.6	24.0	119.9	2.07	25.3	22.5	94.0
8	-1	-1	-1	1	1.77	27.6	23.8	98.0	1.74	28.4	26.1	68.6
9	1	1	1	-1	1.72	26.9	24.9	106.3	2.14	28.0	27.2	77.8
10	-1	1	1	-1	1.68	29.4	26.6	131.4	1.98	26.1	24.8	94.4
11	1	-1	1	-1	2.48	29.0	28.2	48.8	2.51	27.8	27.1	49.2
12	-1	-1	1	-1	1.7	29.2	24.4	96.6	1.79	30.4	28.3	68.0
13	1	1	-1	-1	1.75	27.4	26.2	216.6	2.12	27.5	26.0	147.4
14	-1	1	-1	-1	1.74	27.8	26.3	106.8	2.14	25.7	24.3	78.6
15	1	-1	-1	-1	1.86	26.7	23.6	96.5	2.02	25.2	22.5	69.4
16	-1	-1	-1	-1	2.38	28.8	28.0	48.9	2.43	27.6	28.1	48.9

Таблица 2

Статистические параметры для динамических показателей на множестве опытов в эксперименте с цистерной

№	Параметры	для порожней цистерны				для гружёной цистерны			
		KУу	Fу,кН	Hу,кН	A,кДж	KУу	Fу,кН	Hу,кН	A,кДж
1	Среднее	1.9	2.6	53.0	23.3	244	28.0	25.6	104
2	СКО	0.31	0.36	2.93	0.98	92	0.92	1.78	50
3	Коэфф. вариации	0.16	0.14	0.06	0.04	0.38	0.03	0.07	0.48
4	Мин	1.60	2.10	48.6	21.8	154	26.6	23.6	48
5	Макс	2.49	3.15	56.2	25.0	454	29.4	29.6	217
6	Макс/Мин	1.56	1.50	1.16	1.15	2.95	1.11	1.25	4.48
7	Среднее в гр. t1	2.43	3.14	48.7	24.4	155	28.8	27.6	49
8	Среднее в гр. t2	1.76	2.42	54.3	22.8	240	27.8	24.8	104
9	Среднее в гр. t3	1.69	2.64	54.7	23.3	445	27.8	25.3	214
10	Отношение средних в гр. t1 и t2	1.38	1.3	1.12	0.94	1.55	0.97	0.90	2.14
11	Отношение средних в гр. t1 и t3	1.43	1.19	1.12	0.96	2.88	0.97	0.92	4.39

Для свертки (осреднения) показателей бокового воздействия на путь и износа колес использовался аддитивный критерий с равными весовыми коэффициентами для каждой скорости. Для показателя безопасности движения применялся максимумный критерий. Это приводило к оценке показателя при наибольшей скорости движения вагона (поскольку на ней были наихудшие значения коэффициента устойчивости к вкатыванию).

При обработке данных использовалась разбивка опытов на отдельные характерные группы: t_1 (опыты 1,6,11,16), t_2 (опыты 2,3,5,7-10,12,14,15), t_3 (опыты 4,13).

Аналогичный эксперимент также был выполнен для оценки эволюции показателей при меньших значениях дефекта равного 1,5 мм.

В результате по первому этапу исследований получены следующие основные выводы.

1. Коэффициент запаса устойчивости монотонно снижается при увеличении взаимных дефектов радиусов колес практически одинаково для разных сочетаний дефектов в тележке.
2. Интенсивность износа профилей колес (и сопротивление движению) монотонно возрастают с ростом разности радиусов. Интенсивность износа груженой цистерны примерно втрое выше, чем порожней.
3. В группе опытов t_2 дефекты радиусов колес величиной 1,5мм приводят к росту интенсивности износа в 1,5 раза (в порожнем и в груженом режиме движения), а дефекты величиной 2,5мм в среднем увеличивают износ в 2,1 раза на порожнем вагоне и в 2,25 раза на груженом.
4. Сочетания дефектов радиусов в серии опытов t_3 наиболее опасны с точки зрения износа. При дефектах радиусов колес 1,5мм интенсивность износа возрастает в 3 раза на порожнем вагоне и в 2,9 раза на груженом, а при дефектах 2,5мм - в 4,4 раза на порожнем вагоне и в 5 раз на груженом.

Во второй части исследований выполнен анализ влияния на показатели безопасности, износа колес и бокового воздействия на путь допустимых диапазонов изменения параметров. Исключение составляет износ профилей колес. Для этой цели использован среднеизношенный профиль с подрезом гребня 5,5мм и с наибольшей крутизной наклона гребня вследствие подреза порядка 72° .

Расчеты выполнены по плану полного факторного эксперимента (ПФЭ) типа 2^6 (64 опыта) отдельно для груженого и порожнего режима движения вагона-цистерны по прямому участку пути со скоростью 80 км/ч. Перечень факторов (параметров и уровней их варьирования) приведен в табл.3.

Таблица 3

Факторы

№ п/п	Наименование	Идентификатор	Нижний уровень	Верхний уровень
1	Накл. фрикционных планок	x1	1 ⁰	2,73 ⁰
2	Уровень клиньев	x2	-12мм	8мм
3	Продольный зазор в буксовом узле	x3	4мм	18мм
4	Разность баз боковин	x4	0	4мм
5	Дефект радиуса	x5	0	2,5мм
6	Износ колеса	x6	Новое	Изношенное

Таблица 4

Результаты эксперимента. Главные эффекты факторов

№ п/п	Фактор	Эффект	Порожний вагон				Груженный вагон			
			Ky	Fy	Hу	Aw	Ky	Fy	Hу	Aw

1	x1	b1	0.50	3.88	2.19	3.17	0.18	6.78	-3.46	30.1
2	x2	b2	-2.20	-29.3	-36.7	-33.4	0.58	28.4	107	239.1
3	x3	b3	2.30	-4.58	-12.5	-199	4.33	15.7	-11.2	-408
4	x4	b4	-2.83	5.91	11.0	218	-3.02	-19.4	-34.1	707
5	x5	b5	2.20	-125	-286	6619	-17.2	215.7	-234	23919
6	x6	b6	40.2	153	185	-4299	67.9	-39.8	216	-18131

В табл. 4 приведены коэффициенты линейной регрессионной модели для нормированных значений факторов (главные эффекты), позволяющие оценить вклад соответствующего фактора в значение показателя. Положительный знак свидетельствует об увеличении показателя при варьировании параметра фактора от нижнего уровня к верхнему.

В результате выполнения этого этапа сделаны следующие выводы.

Общие для порожнего и груженого вагона

1. По степени влияния на анализируемые показатели факторы можно разделить на две группы: а) существенно влияющие (дефект радиусов и износ колес); б) несущественно влияющие (остальные).
2. Наибольшее негативное влияние на показатель сдвига рельсошпальной решетки оказывает износ профиля колеса. Дефект радиусов нейтрализует негативное влияние износа профиля на этот показатель.
3. Износ профилей позволяет существенно (примерно в 3,5...4 раза), хотя и не полностью, нейтрализовать негативное влияние дефекта радиуса на интенсивность износа.

Для порожнего вагона

4. Наибольшее влияние на устойчивость к вкатыванию колес порожнего вагона оказывает фактор износа колес. При этом рассмотренный изношенный профиль колес способствует повышению безопасности.
5. Вторым по значимости для коэффициента безопасности (уступая износу профиля примерно в четырнадцать раз) является негативно действующий фактор дефекта радиусов колес (ухудшает безопасность). Наихудшие условия по вкатыванию колеса на рельс возникают при наличии дефектов радиусов и для новых конических профилей колес.
6. Из показателей группы б) наибольшее отрицательное влияние на вкатывание колеса на рельс и боковое воздействие на путь оказывают разность баз боковин.
7. Наибольшее негативное влияние на боковые силы отжатия рельса оказывает дефект радиусов колес, в то время как износ способствует снижению боковых сил отжатия рельса. Износ профиля нейтрализует негативное влияние дефекта радиуса на этот показатель.

Для груженого вагона

8. Наибольшее положительное влияние на показатель устойчивости к вкатыванию колес груженого вагона может оказать оптимальный выбор профиля колеса.
9. Вторым по значимости (уступая износу профиля примерно в четыре раза) для коэффициента безопасности груженого вагона является фактор дефекта радиусов колес, ухудшающий безопасность.
10. Наибольшее негативное влияние на боковые силы отжатия рельса оказывает дефект радиусов колес. Износ профилей колес способствует снижению боковых сил отжатия рельса при наличии дефектов радиусов колес. Износ профиля нейтрализует негативное влияние дефекта радиуса на этот показатель. Наибольшие силы отжатия рельса возникают при наличии дефектов радиусов и для новых профилей колес.

11. Из показателей группы б) наибольшее отрицательное влияние на вкатывание колеса на рельс оказывают разность баз боковин, а на боковое воздействие на путь - завышение клиньев. Влияние завышения клина на боковые силы по сдвигу рельсошпальной решетки соизмеримо (уступая лишь вдвое) негативному влиянию износа профилей колес

Заключение

Главными факторами, определяющими безопасность движения грузового вагона на тележках типа 18-100, являются форма профилей колес и разность радиусов колес на колесных парах. Между этими факторами наблюдается существенное взаимодействие, позволяющее за счет изменения формы профиля нейтрализовать в целом негативное влияние разности радиусов колес. Поэтому в целях повышения безопасности движения следует в первую очередь уделить внимание нормированию этих параметров.

Литература

1. Черкашин Ю.М., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А. Сравнение некоторых критериев, оценивающих опасность схода путем всползания колеса на рельс // Вестник Восточно-укр. нац. ун-та, 2005.-№8(90) ч.1.- С. 98-103.

УДК 629.4.592; 539.621; 534.015.1

Коропец П.А.

ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ТРИБОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ТОРМОЗНАЯ КОЛОДКА – КОЛЕСНАЯ ПАРА»

В статье показано, что в динамической системе, содержащей фрикционную пару возможно развитие автоколебаний типа «флаттер». Построены зоны существования указанных автоколебаний в области параметров динамической модели.

Неравномерный или клиновидный износ является одним из основных факторов, резко снижающих рабочий ресурс тормозных колодок железнодорожного транспорта. Не смотря на то, что клиновидный износ колодок встречается не только на железнодорожном транспорте и этой проблеме посвящено огромное количество теоретических и экспериментальных исследований, причины этого явления остаются на сегодняшний день до конца не изученными.

В данной работе предполагается, что одной из основных причин клиновидного износа являются нестационарные динамические режимы, а именно – автоколебания с нарастающей амплитудой, возникающие в системе «тормозная колодка – колесная пара».

Традиционно считается [1-3], что причиной возникновения фрикционных автоколебаний является отрицательный наклон характеристики трения (зависимости силы трения от скорости скольжения) контактирующих поверхностей – т.н. «отрицательное трение». Однако, как будет показано ниже, имеются и другие причины возникновения автоколебаний в системах с «кулоновым» трением, когда сила трения не зависит от скорости скольжения.

Представим тормозную колодку с башмаком как единое тело, шарнирно связанное с недеформируемой тягой – рис.1.

Пренебрегая кривизной контактирующих поверхностей, как фактором, не влияющим на рассматриваемые процессы, контакт поверхностей колодки и колеса принимаем вязко-упругим с сосредоточенными параметрами – рис.1а.

Силы взаимодействия колодки с колесом сосредоточены в двух точках, равноудаленных от проекции центра тяжести колодки на поверхность контакта.

Движение модели описывается двумя обобщенными координатами, отражающими горизонтальное (x) и угловое (φ) перемещение колодки.

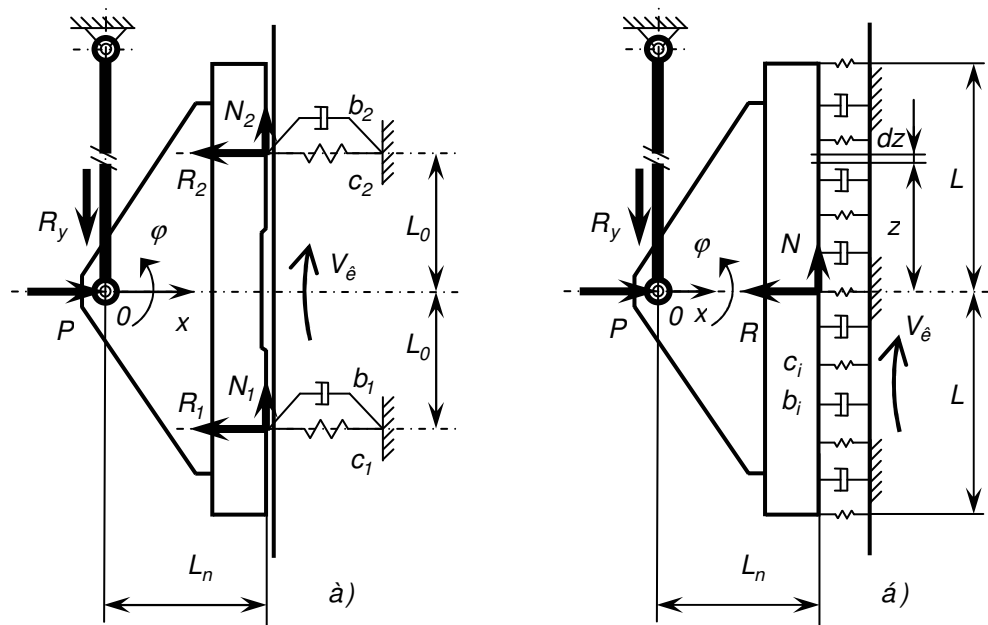


Рис. 1. Расчетная схема модели «колодка-колесо» с сосредоточенными и распределенными зонами взаимодействия.

Система дифференциальных уравнений, описывающих поведение принятой динамической модели, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= P - R_1 - R_2; \\ J\ddot{\varphi} &= L_0(R_2 - R_1) + L_n(N_1 + N_2); \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где:

m - масса башмака с колодкой;

J - момент инерции башмака с колодкой относительно оси шарнира;

L_n - расстояние от оси шарнира до поверхности контакта колодки с колесом;

L_0 - расстояние от проекции центра тяжести на контактирующую поверхность колодки до точек приложения сосредоточенных нагрузок;

c, b - жесткость и коэффициент демпфирования контакта колодки с колесом;

$N_1 = \psi R_1$ и $N_2 = \psi R_2$ - силы трения в точках контакта колодки с колесом;

$\psi = const$ - коэффициент трения между колодкой и колесом.

Выражая реакции через обобщенные координаты модели,

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= b_1(\dot{x} + \dot{\varphi}L_0) + c_1(x + \varphi L_0) \\ R_2 &= b_2(\dot{x} - \dot{\varphi}L_0) + c_2(x - \varphi L_0) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

запишем систему (1) в виде:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + b_1(\dot{x} + \dot{\varphi}L_0) + c_1(x + \varphi L_0) + b_2(\dot{x} - \dot{\varphi}L_0) + c_2(x - \varphi L_0) &= P; \\ J\ddot{\varphi} + L_0[b_1(\dot{x} + \dot{\varphi}L_0) + c_1(x + \varphi L_0) - b_2(\dot{x} - \dot{\varphi}L_0) - c_2(x - \varphi L_0)] - \\ - L_n\psi [b_1(\dot{x} + \dot{\varphi}L_0) + c_1(x + \varphi L_0) + b_2(\dot{x} - \dot{\varphi}L_0) + c_2(x - \varphi L_0)] &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Решая полученную систему (3) численными методами, найдем изменение во времени обобщенных координат модели $x = x(t)$, $\varphi = \varphi(t)$, а также их производных и обобщенных сил.

В расчете принято, что амплитуда колебаний скорости относительного скольжения не выходит за пределы участка, внутри которого выполняется условие $\psi = const$, что равноценно ограничению

$$\dot{\varphi}L_n \leq V_{\dot{\varphi}}. \quad (4)$$

Отражая физический смысл взаимодействия колодки с колесом, в расчетную модель вводим ограничения вида:

$$R_1 \geq 0; R_2 \geq 0. \quad (5)$$

Сила нажатия колодки задавалась зависимостью $P = P_0(1 - e^{-3t^2})$.

В соответствии с конструкцией башмака и тормозной колодки модель имеет параметры: $m = 22,3 \text{ \acute{e}a}$, $J = 0,21 \text{ \acute{e}a}^2$, $L_n = 0,12 \text{ \acute{e}a}$, $L_0 = 0,1 \text{ \acute{e}a}$. Принимаем $\psi = 0,325$. Жесткость контакта колодки с колесом $c_1 = \tilde{n}_2 = 10^7 \text{ \acute{e}a} / \text{ \acute{e}a}$ принята из условия, что сила нажатия колодки $P_0 = 20000 \text{ \acute{e}a}$ вызовет деформацию $0,001 \text{ \acute{e}a}$.

В первом приближении можно принять коэффициенты демпфирования, составляющие 0,001- 0,01 от критического демпфирования соответствующих парциальных систем, что находится в пределах конструкционного демпфирования. Для парциальной системы, отражающей колебания вдоль оси X ,

$$b_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}} = (b_1 + b_2)_{\dot{\varphi}\dot{\varphi}} = 2\sqrt{m(c_1 + c_2)} = 2\sqrt{22,3 \cdot 2 \cdot 10^7} = 42237,4 \text{ \acute{e}a} / \text{ \acute{e}a}.$$

Таким образом, принимаем $b = b_1 + b_2 \approx (40 \div 400) \text{ \acute{e}a} / \text{ \acute{e}a}$.

В ходе исследований предполагается вариация жесткостей c_1, c_2 , а также коэффициентов демпфирования b_1, b_2 с целью оценки их влияния на динамические нагрузки в разных участках контакта колеса с колодкой, а также на устойчивость системы по отношению к автоколебаниям.

Для задания неравномерности распределения суммарной жесткости и коэффициентов демпфирования принят параметр ε :

$$\varepsilon = \frac{\tilde{n}_1 - \tilde{n}_2}{\tilde{n}_1 + \tilde{n}_2} = \frac{c_1 - c_2}{c} \quad (6)$$

Тогда: $\tilde{n}_1 = 0.5(1 + \varepsilon)\tilde{n}$, $b_1 = 0.5(1 + \varepsilon)b$, $\tilde{n}_2 = 0.5(1 - \varepsilon)\tilde{n}$, $b_2 = 0.5(1 - \varepsilon)b$.

Скорость скольжения колеса принята $V_{\dot{\varphi}} = 5 \text{ \acute{e}a} / \text{ \acute{e}a}$, что соответствует скорости движения поезда 18 км/ч.

Численное интегрирование проводилось с шагом $\Delta t = 10^{-5} \text{ c}$ при начальных условиях: $x(0) = 0$, $\varphi(0) = 0$, $\dot{x}(0) = 0$, $\dot{\varphi}(0) = 0$.

Расчеты показали, что при $\varepsilon = 0$ и $b = 200 \dot{l}\ddot{n} / \dot{i}$ система сохраняет устойчивость, и колебания, вызванные внешним воздействием, имеют затухающий характер.

Но уже при $\varepsilon = 0,05$ в системе возникают интенсивные автоколебания, для подавления которых необходимо введение в шарнир радиального демпфирования с коэффициентом $b = 19000 \dot{l}\ddot{n} / \dot{i}$, что составляет $0,45 b_{\text{эб}}$.

Колебания происходят с частотой $151 - 155 \text{ } \ddot{A}\ddot{o}$, близкой к собственным частотам системы, сопровождаются интенсивными динамическими нагрузками, в 4-6 раз превышающими силы статического нажатия колодки, а также «отскоками» колодки от поверхности колеса.

Фактором, ограничивающим амплитуду колебаний, являются введенные ограничения реакций (5). Амплитуды реакций $R_1^{\text{max}} \approx 2R_2^{\text{max}}$.

При значениях $\varepsilon > 0,4$ система снова стабилизируется.

При $\varepsilon < 0$ автоколебания не возникают.

Учитывая, что в условиях эксплуатации автоколебательный режим колодок, также как и клиновидный износ встречается не повсеместно, возникает необходимость более детального исследования устойчивости системы «колодка-колесо».

Для оценки устойчивости «в малом» в окрестности равновесного режима переходим к новым координатам, исключая статические составляющие обобщенных координат модели.

Исключая из рассмотрения демпфирование (принимая $b = 0$), запишем систему (1) в динамических координатах в виде:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + a_{11}x + a_{12}\varphi &= 0; \\ \ddot{\varphi} + a_{21}x + a_{22}\varphi &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\text{где: } a_{11} = \frac{\ddot{n}}{m}; \quad a_{12} = \frac{c\varepsilon L_0}{m}; \quad a_{21} = \frac{\ddot{n}(\varepsilon L_0 - \psi_* L_n)}{J}; \quad a_{22} = \frac{cL_0(L_0 - \varepsilon\psi_* L_n)}{J}. \quad (8)$$

Приравняв нулю определитель системы (7), найдем, ее собственные частоты ω из уравнения

$$\omega^4 - \omega^2(a_{11} + a_{22}) + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}) = 0, \quad (9)$$

откуда $\omega^2 = \frac{a_{11} + a_{22}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a_{11} + a_{22}}{2}\right)^2 - (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})}$.

Для устойчивости системы необходимо, чтобы все значения частот были вещественны. Для этого требуется, чтобы оба значения ω^2 , определяемые из соотношения (9), были вещественными и положительными.

Условие вещественности ω^2 имеет вид:

$$u_1 = \left(\frac{a_{11} + a_{22}}{2}\right)^2 - (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}) \geq 0, \quad (10)$$

а условие положительности ω^2 :

$$u_2 = (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}) \geq 0. \quad (11)$$

Подставляя в (10) и (11) значения величин из (8), получим:

$$u_1 = \left(\frac{1}{m} - \frac{L_0^2 - \psi \varepsilon L_n L_0}{J} \right)^2 + \frac{4\varepsilon L_0(\varepsilon L_0 - \psi L_n)}{mJ} \geq 0, \quad (12)$$

$$u_2 = 1 - \varepsilon^2 \geq 0. \quad (13)$$

Второе условие (13) выполняется всегда, т.е. при любых параметрах модели и изменении ε в возможных пределах ($-1 \leq \varepsilon \leq 1$).

Выражение (12) позволяет определить сочетание параметров системы, при которых возможны автоколебания, известные в теории колебаний как классический флаттер [3].

Следует отметить, что как следует из (12) и (13), устойчивость системы зависит не от абсолютной жесткости контакта колодки с колесом (\tilde{n}), а от неравномерности распределения этой жесткости, отражаемой параметром ε .

По мере приближения параметров системы к порогу устойчивости происходит сближение ее собственных частот. Для динамической модели принятой структуры равенство собственных частот наступает при условии $J = mL_0^2$, т.е. когда продольная полубаза упругого опирания равна радиусу инерции.

Введем соотношение

$$J = m\rho^2 = m(kL_0)^2, \text{ где } k = \frac{\rho}{L_0}. \quad (14)$$

Тогда условие (12) примет вид:

$$u_1 = \left(1 - \frac{L_0 - \varepsilon \psi L_n}{L_0 k^2} \right)^2 + \frac{4\varepsilon(\varepsilon L_0 - \psi L_n)}{L_0 k^2} \geq 0. \quad (15)$$

Поверхность $u_1(\varepsilon, k)$ и плоскость нулевого уровня показаны на рис.2. Линия их пересечения определяет граничные значения параметров, при которых возможен флаттер.

В результате проведенного анализа устойчивости системы по отношению к флаттеру становится понятным поведение модели, полученное численным интегрированием. При указанных выше инерционных параметрах имеем: $\rho = 0,097$, $k = 0,97$, что при значениях $0 < \varepsilon < 0,4$ соответствует зоне неустойчивости (рис.2б).

Проанализировав с помощью производных условие (15), найдем достаточно простые аналитические выражения для определения параметров ε и k , при которых флаттер не возможен:

$$\psi \frac{L_n}{L_0} < \varepsilon < 0 \text{ и } \sqrt{\left(1 + \psi \frac{L_n}{L_0} \right)} < k < \sqrt{\left(1 - \psi \frac{L_n}{L_0} \right)}. \quad (16)$$

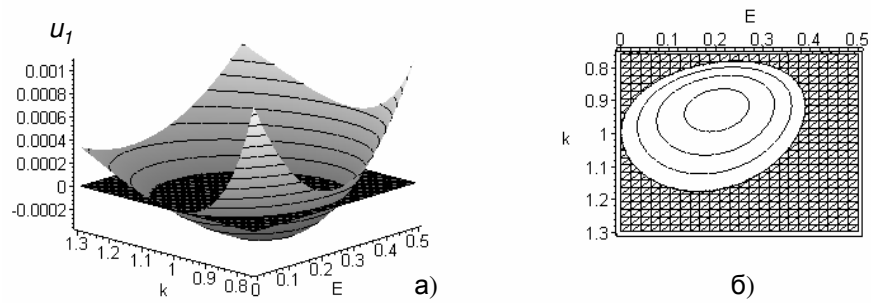


Рис. 2. Границы устойчивости системы в пространстве ее параметров

Особый интерес представляет модель системы «колодка-колесо» при распределенных упруго-диссипативных параметрах контакта – рис.1б. Такая модель по своей структуре ближе к реальному объекту.

Исследование ее устойчивости дает результаты, аналогичные (16), но с учетом соотношения

$$L_0 = \frac{\sqrt{3}}{3} L = 0,577L.$$

Выводы.

1. Методом математического моделирования исследованы нестационарные динамические процессы в системе «колодка-колесо».
2. Показано, что причиной высоких и неравномерно распределенных по контакту нагрузок являются автоколебания типа флаттер. Построены зоны существования флаттера в области параметров динамических систем.
3. При определенном сочетании инерционных параметров системы флаттер может наступить даже при незначительном перераспределении жесткости контактирующих поверхностей, что весьма вероятно в условиях эксплуатации.
4. Полученные результаты могут быть использованы для разработки конструкций тормозных систем, позволяющих исключить флаттер и тем самым увеличить рабочий ресурс тормозных колодок и колесной пары, а также повысить эффективность торможения.
5. Выполненное исследование в полной мере применимо к оценке устойчивости рельсовых экипажей (в частности – тележек вагонов), движущихся с высокой скоростью в режиме юза с заблокированными колесными парами. Структура ходовой части такова, что колебания галопирования и подпрыгивания тележки с достаточной степенью точности могут быть описаны с помощью рассмотренной в работе модели с сосредоточенными параметрами.

Литература

1. Магнус К. Колебания. – М.: Мир. 1982. 304 с. ил.
2. Павленко А.П., Коропец П.А. Метод расчета областей существования фрикционных автоколебаний в тяговых приводах локомотивов. Труды, межвузовский тематический сборник, вып. 176. Ростов н/Д, РИИЖТ, 1984.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1980, 272 с.

Старченко В.Н., Кущенко А.В., Полупан Ю.В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ “ТОРМОЗНЫЕ КОЛОДКИ-КОЛЕСО-РЕЛЬС”

Приведены результаты сравнительных расчетных исследований процессов возникновения тепловых потоков и обмена теплотой в основных рабочих элементах систем механического торможения современных локомотивов с учетом силового взаимодействия колес с рельсами и влияния окружающей воздушной среды. Представлены нестационарные температурные зависимости в наиболее характерных точках системы “тормозные колодки–колесо–рельс” для случаев применения тормозных колодок из традиционных материалов (чугунов, композиционных составов), а также для предложенных материалов из С-С (углерод-углеродных) композитов. Выполнен анализ полученных результатов, сделаны выводы, даны рекомендации.

Постановка проблемы. Для повышения эффективности механических тормозных систем рельсового подвижного состава необходимо создать достаточную тормозную мощность и обеспечить устойчивое сцепление колес с рельсами при одновременном улучшении теплоотвода из зон трения колодок с колесами.

Анализ последних исследований. В большинстве исследований тепловых процессов, сопровождающих колодочное торможение подвижного состава железных дорог, основным источником теплоты полагают зону трения тормозных колодок с поверхностью колеса, а также зону динамического взаимодействия при контакте колеса с рельсом [1]. Последний компонент теплоты обычно полагают результатом действия нормальных и тангенциальных сил, вследствие чего задачу о тепловом процессе, сопровождающем взаимодействие колеса с рельсом делят на две более простые: нормальную и тангенциальную. Взаимодействие в тангенциальном направлении обычно предполагают фрикционным, поэтому тепловой поток, связанный с данным силовым взаимодействием, обычно полагают равным

$$Q_{mn} = E_{mn} = \vec{F}_{\text{н\ddot{o}}} \cdot \vec{v} ,$$

где $\vec{F}_{\text{н\ddot{o}}}$ – сила сцепления;

E_{mn} – работа тангенциальных сил;

\vec{v} – скорость скольжения колеса относительно рельса.

Результаты исследований. Ввиду нерегулярности проявления и недостаточной определенности представленных выше факторов влияния теплового процесса, связанного с тангенциальным компонентом теплоты, а также незначительности \vec{v} (что обуславливает и ограниченное значение Q_{mn}) при выполнении представленных исследований авторы ограничивались рассмотрением нормального компонента теплового потока от деформаций, связанных с силовым взаимодействием колеса и рельса.

При этом целесообразно, как это принято в механике, представить энергию “единичной” деформации как результат действия напряжения σ на площадь пятна контакта f_k на пути, равном вертикальной деформации δ ,

$$E_{01} = \int_{\delta_0}^{\delta_k} \sigma(\delta) \cdot f_k(\delta) \cdot d\delta$$

где δ_0 и δ_k – соответственно начальное (или нулевое) и конечное (максимальное) значение вертикальной деформации.

С учётом упруго-пластического характера деформации “единичная” выделяющаяся в данном процессе тепловая энергия представима в виде

$$Q_{01} = \varepsilon \cdot E_{01}, \quad (1)$$

где ε – коэффициент диссипации механической энергии при деформации.

Учитывая существенно нестационарный характер указанных деформаций, верхний предел интегрирования, как и остальные переменные выражения (1), также нестационарны и должны соответствовать данному моменту времени.

Объем единичной деформации находим в следующем виде

$$V_{01} = \int_{\delta_0}^{\delta_k} f_k(\delta) \cdot d\delta = \int_{\delta_0}^{\delta(\tau)} f_k(\delta) \cdot d\delta$$

Объем полосы деформации при скорости v , приведенный к единице времени (1с),

$$V_1 = v(\tau) \cdot \overline{b_\delta}(v) \cdot \delta_k(\tau, v), \quad (2)$$

где $\overline{b_\delta}(v) = \frac{1}{\delta_k(\tau, v)} \cdot \int_0^{\delta_k(\tau, v)} b(\delta, v) \cdot d\delta$ – среднее по величине деформации

$\delta_k(\tau, v)$ значение поперечного характерного размера деформации (как правило, малой полуоси эллипса b).

Переменные в приведенных выше выражениях находились в результате решения уравнений соответствующей динамической контактной задачи. Из той же группы полученных данных определялись и пределы интегрирования по δ представленных выражений. Подынтегральные функции представлялись в виде произведений аппроксимированных соответствующими функциями результатов решения динамической контактной задачи:

$$\begin{aligned} \sigma(\delta) &= \sqrt{1,389 \cdot 10^{10} \delta - 53,42}; & b(\delta) &= \sqrt{0,272 \cdot \delta - 2,685 \cdot 10^{-9}}; \\ f_k(\delta) &= \frac{1}{10,05 + \frac{0,8041}{\delta}}; & \delta(\sigma) &= 2,604 + 7,198 \cdot 10^{-23} \cdot [\sigma(\tau)]^2. \end{aligned}$$

Аппроксимирующие зависимости для нестационарной напряженности $\sigma(\tau)$ при разных скоростях движения представлены в табл. 1.

На основании полученных выше соотношений мощность тепловыделения деформации материалов в системе “колесо – рельс” представима в виде

$$Q_{\dot{\epsilon}} = \epsilon \cdot E_{01} \cdot \frac{V_1}{V_{01}}$$

Таблица 1

Результаты аппроксимации нестационарного напряжения $\sigma(\tau)$

N n/n	v, км/ч	Функция	Коэффициенты			
			a	b	c	d
1	40	$a + b \cdot \sin\left(\frac{2\pi \cdot \tau}{d} + c\right)$	1245	40,26	6,282	0,2980
2	80	$a + b \cdot \sin^2\left(\frac{2\pi \cdot \tau}{d} + c\right)$	1185	120,1	0,7836	0,2986
3	120		1166	158,2	0,7860	0,1990
4	160		1135,6	207,74	0,8130	0,1540

Окончательно расчетное соотношение для теплового потока от деформаций

$$Q_x = \epsilon \int_{\delta_0}^{\delta_k} \sigma(\delta) \cdot f_k(\delta) \cdot d\delta = \frac{\epsilon \cdot v(\tau) \int_0^{\delta_k(\tau,v)} b \{ \delta[\sigma(v, \tau)] \} \cdot d\delta}{\int_{\delta_0}^{\delta_k} f_k \{ \delta[\sigma(v, \tau)] \} \cdot d\delta} \cdot \int_{\delta_0}^{\delta_k(\tau,v)} f_k \delta[\sigma(v, \tau)] \cdot \sigma(v, \tau) \cdot d\delta. \quad (3)$$

В соответствии с рекомендациями проф. А.Л. Голубенко [2], тепловой поток, поступающий из пятна контакта в колесо $Q_{кк}$, принимался равным $Q_k/2$.

Тепловой поток в зоне трения колодки о колесо при торможении для каждого i -го участка колодки площадью $f_{кпи}$ с нажатием K и локальным силовым воздействием D_{ei} задавался выражением

$$Q_{ei} = \mu_{\dot{\epsilon}\dot{\epsilon}}(v, K) \cdot D_{ei} \cdot f_{\dot{\epsilon}\dot{\epsilon}} \cdot v.$$

Математическую модель исследуемых тепловых явлений в плоскости колеса можно представить в виде неоднородного нестационарного дифференциального уравнения теплопроводности для двумерного потока теплоты в виде [3]

$$\rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} = \lambda \left(\frac{\partial^2 t(x, y, \tau)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t(x, y, \tau)}{\partial y^2} \right) + q_s, \quad (4)$$

где q_s – удельная плотность потока теплоты с поверхности колеса, в данном случае - конвективного теплового потока в атмосферный воздух, Вт/м³; ρ , c и λ – соответственно плотность, теплоемкость и коэффициент теплопроводности материала.

В соответствии с рекомендациям проф. В.Г. Иноземцева коэффициент теплоотдачи от колеса к атмосферному воздуху при расчетах принимался в виде [4]

$$\alpha = 16,7 \cdot (1 + 1,33 \cdot v^{0,5}).$$

Граничные условия второго рода в точке контакта колеса с рельсом, а также на поверхности контакта колодки с колесом задавались в виде плотности нестационарных тепловых потоков $q_{кк}$ и $q_{кл}$. В качестве начального условия использовалось равенство температуры материала температуре атмосферного воздуха в начальный момент времени.

Уравнение (4) решалось численно методом конечных разностей [3].

Для случая движения с постоянной скоростью $V = 160$ км/ч, при $t_{атм} = 273$ К тепловой поток в пятне контакта имеет существенно нестационарный гармонический характер (рис. 1), что обусловлено пульсирующим характером напряжений в контакте.

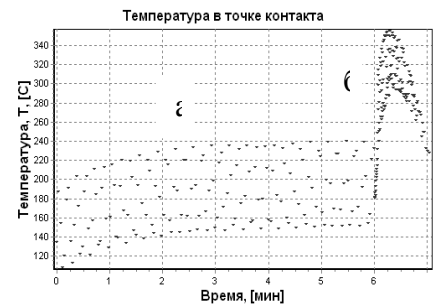
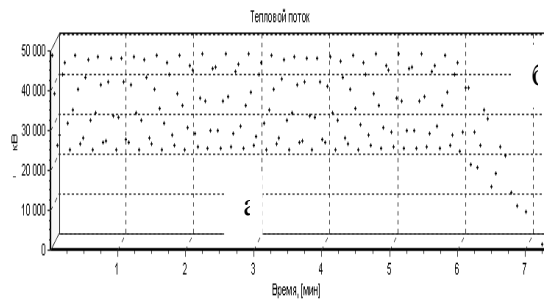


Рис. 1. Тепловой поток зоны контакта: а – режим постоянного хода; б – режим остановочного торможения двумя С-С колодками [5] при усилии нажатия 10 кН

Рис.2. Временная зависимость температуры в контакте “колесо–рельс” при торможении в двумя С-С колодками при усилии нажатия 10 кН

При этом тепловая мощность зоны контакта изменяется в пределах 21...45 кВт (доля динамического компонента составляет до 47%). При движении с постоянной скоростью 160 км/ч практически 100-процентная стабилизация температуры поверхности катания колес достигается к концу условной 5-ой минуты движения. При этом стабилизируется на уровне 240 °С и температура в пятне контакта (рис.2). Соответствующий осредненный перегрев поверхности катания колес локомотива в сравнении с атмосферным воздухом составил 58 К, что не может сколько-нибудь существенным образом отразиться на состоянии материалов колеса и рельса.

При последующем торможении (зона б графика рис.1) происходит уменьшение до 0-го уровня как самой мощности, так и её динамического компонента. Соответственно максимальная температура в зоне контакта колеса с рельсом достигает 348 °С (см. рис.2).

Следует отметить, что уровень термического воздействия в пятне контакта нельзя считать определяющим по воздействию на материал поверхности качения колеса и рельса вследствие незначительности соответствующего временного интервала (порядка 10^{-5} с).

Наибольший расчетный температурный перегрев при остановочном торможения был зафиксирован на поверхности контактного трения под тормозными колодками (рис. 3, а; б).

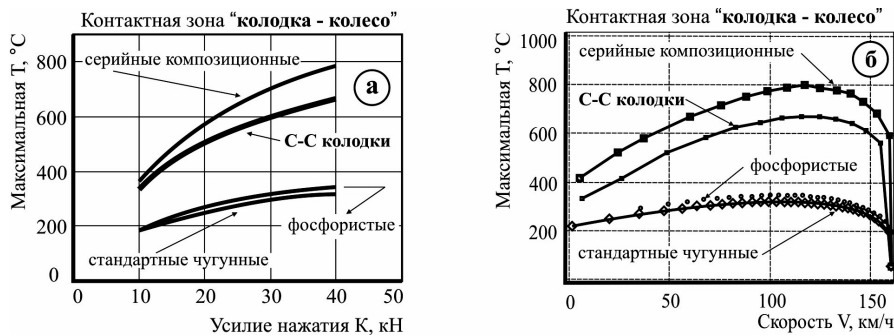


Рис. 3. Зависимость температуры от усилия нажатия на колодки (а) и от скорости движения при остановочном торможении (б)

Наибольший перегрев поверхности контактного трения колодки, сопряженной с колесом, (376...796 К) соответствовал торможению серийными композитными колодками, наименьший – серийными чугунными – 186...325 К. Опытные С-С колодки при увеличении силы нажатия от 10 до 40 кН характеризовались возрастанием перегрева с 337 до 668 К, что на 39...128 К (12...19 %) меньше в сравнении с серийными композиционными колодками.

Выводы. В результате проведенных теоретических исследований поставлена и решена на основе авторского определения величины нестационарного теплового потока от зоны контакта колесо – рельс нестационарная тепловая задача теплообмена в системе “тормозные колодки – колесо – рельс”. Определены временные и скоростные характеристики изменения температуры для режимов движения, остановочного и экстренного торможения при применении различных тормозных колодок. Предлагаемые С-С колодки имеют преимущество в сравнении с композиционными не менее 20% по всем термическим показателям. Перегрев поверхности трения “колодка – колесо” в случае экстренного торможения на площадке тепловоза ТЭ 150 с начальной скорости 160 км/ч и нажатии в 40 кН при работе с композиционными колодками получен на уровне 800 К, для чугунных и фосфористых колодок – 325 и 345 К, а для С-С колодок – 668 К.

Литература

1. Иноземцев В.Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава – М.: Транспорт, 1986. – 283 с.
2. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. – Луганск: изд-во ВУГУ, 1999. – 476 с.
3. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. – М.: “Высшая школа”, 1988. – 479 с.
4. Иноземцев В.Г., Казаринов В.М., Ясенцев В.Ф. Автоматические тормоза. – М.: Транспорт, 1981. – 464 с.
5. Голубенко А.Л., Старченко В.Н., Гурин И.В. Фрикционные углерод-углеродные композиты для тормозных устройств подвижного состава // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту. – Луганск, 2006. – №8 (102), Частина 2. – С. 256–261.

Водяников Ю.Я., Донченко А.В., Игнатов Г.С., Яланский М.И.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОЕЗДА МЕТРОПОЛИТЕНА

Представлена методика испытаний пневматической тормозной системы поезда метрополитена

Поезда метрополитена являются одними из наиболее интенсивно эксплуатируемых видов общественного транспорта, к которым, с учетом специфики эксплуатации, предъявляются повышенные требования безопасности. Поэтому вопросы связанные с безопасностью движения поездов метро являются актуальными. Важнейшими составными элементами вагонов метро, отвечающими за безопасность движения, являются тормозные системы.

В отличие от других видов рельсового транспорта для поездов метро установлены предельные значения тормозных путей на уклонах (спусках и подъемах) до ± 60 %. Достоверная оценка тормозной эффективности поездов метро может быть получена только на основе всесторонних экспериментальных исследований в реальных условиях эксплуатации.

Вагоны метрополитена, как правило, оборудуются двумя тормозными системами: пневматической и электрической. Электрическое торможение осуществляется с помощью тяговых электродвигателей на основе реостатного принципа. Реостатное торможение электродвигателями может работать под управлением (по командам) устройств автоматического регулирования скорости (далее АРС) и является основным видом торможения. Торможение поезда до заданной скорости по сигналам АРС осуществляется автоматически независимо от действия машиниста поезда.

Специфика и условия эксплуатации поездов метро требуют разработки специальной методики проведения исследований по оценке их тормозных качеств.

Экспериментальные исследования состоят из этапов, которые включают:

- стационарные тормозные испытания пневматической системы;
- стационарные тормозные испытания электрического тормоза;
- поездные тормозные испытания порожнего поезда метро на уклонах при действии пневматической системы торможения;
- поездные тормозные испытания груженого поезда метро на уклонах при действии пневматической системы торможения;
- поездные тормозные испытания порожнего поезда метро по командам устройств АРС;
- поездные тормозные испытания груженого поезда метро по командам устройств АРС.

Стационарные испытания пневматической тормозной системы

При стационарных испытаниях пневматической тормозной системы определяются и оцениваются на соответствие нормативным значениям такие тормозные характеристики как: плотность тормозной магистрали и тормозных приборов; установившееся давление в тормозных цилиндрах для порожнего и груженого вагонов при полном служебном и экстренном торможениях, при действии вентиля замещения №1 и №2; время наполнения тормозных цилиндрах для порожнего и груженого вагонов при полном служебном и экстренном торможениях, при действии вентиля замещения №1 и №2; время отпуска тормоза после полного служебного и экстренного торможения и действия вентиля замещения №1 и №2; выход штока тормозного цилиндра при экстренном тор-

можении. Осуществляется проверка тормоза на самопроизвольный отпуск, а также проверка действия стояночного тормоза.

Регистрация (записи) процессов при пневматическом торможении и отпуске осуществляется с помощью датчиков давления, модуля Е-330 с аналого-цифровым преобразователем (далее АЦП) и персонального компьютера (далее - ПК) с дальнейшей математической обработкой полученных данных на компьютере и построением индикаторных диаграмм.

Стационарные испытания системы АРС

Проверка работоспособности системы АРС в стационарных условиях проводится с отключенным высоким напряжением на поезд и включенной аппаратурой АРС с помощью специального устройства, которым последовательно задаются разрешенные скорости (от 40 км/ч до 80 км/ч) при этом контролируется наличие соответствующей сигнализации на пульте машиниста при:

- функционировании системы управления поездом с включенной основной аппаратурой АРС в режиме отсутствия кодирующей частоты (далее - „ОЧ“);
- функционировании системы управления поездом с включенной основной аппаратурой АРС при наличии кодирующей частоты на скоростях „60“, „70“ и „80“.

Проверка срабатывания ЭПВ (электропневматического вентиля) проводится путем имитации фактической скорости 40 км/ч при открытом кране ЭПВ и без имитации снижения скорости к „0“ (контролируется время срабатывания ЭПВ в диапазоне скоростей (10-30) км/ч через 6 с, а при скоростях выше 30 км/ч - через 3 с).

Проверка в режиме ограничения скорости 40 км/ч и 20 км/ч при неисправному ЭПВ осуществляется при закрытом кране ЭПВ.

Устройством для проверки системы АРС имитируется превышение разрешенной скорости. Контролю подвергается включение тормозного режима при скорости 20 км/ч для сигналов „0“, „ОЧ“, „40“ и при скорости 40 км/ч для кодовых сигналов „60“, „70“, „80“.

Регистрация (записи) электрических процессов осуществляется с помощью датчиков тока и напряжения, модуля Е-330 с аналого-цифровым преобразователем (далее - АЦП) и персонального компьютера (далее - ПК) с дальнейшей математической обработкой полученных данных на компьютере.

Поездные тормозные испытания

Поездные тормозные испытания проводятся при условии соответствия характеристик и процессов торможения нормативным значениям.

Целью поездных тормозных испытаний является определение тормозных путей груженого и порожнего поездов метро в диапазоне скоростей в начале торможения (30-90) км/ч на спусках и подъемах ($\pm 60\%$) при экстренном пневматическом торможении и по командам устройств АРС.

При пневматическом экстренном торможении и торможении по командам устройств АРС регистрируются: скорость в начале торможения, тормозной путь по числу оборотов колеса и давление в тормозных цилиндрах.

При торможении по командам устройств АРС дополнительно осуществляется проверка:

- 1 функционирования системы управления поездом с включенной основной аппаратурой АРС в режиме отсутствия кодирующей частоты (специальным устройством задается режим „ОЧ“);
- 2 функционирования системы управления поездом при задании кодирующей частоты соответствующей „0“;
- 3 функционирования системы управления поездом при наличии кодирующих частот „40“, „60“, „70“, „80“;

- 4 функционирования системы управления поездом при неисправности цепей контроля эффективности торможения;
- 5 плавности пуска и торможения;
- 6 наличия электрического торможения при отсутствии напряжения в контактной сети или при срабатывании быстродействующего выключателя;
- 7 сохранения работоспособности электрооборудования тягового привода при проезде токоразделов со скоростями (10-15), (25-30), (40-50) км/ч в режимах тяги и электрического торможения;
- 8 времени достижения 80 % уставки тормозного тока проводится на прямом участке колеи (допускается уклон не больше 0,3 %) при чистых и сухих рельсах, во время движения поезда при номинальном напряжении в контактной сети.
- 9 удельных затрат электроэнергии на тягу проводится в режиме движения поезда на прямолинейном участке пути длиной 1700 м с уклоном менее $\pm 0,3\%$.

Кроме того оценивается:

- работа тяговых двигателей поезда при повторных кратковременных пусках;
- работа тяговых двигателей поезда при повторных кратковременных торможениях путем многократного подключения его в режим торможения из режима выбега и в режим торможения из режима тяги во время движения поезда со скоростями (10-15), (25-30), (40-50) км/ч;
- номинальная мощность тягового электропривода при напряжении в контактом рельсе 750 В путем записи тока и напряжения якоря тяговых двигателей в тяговом режиме с максимальной нагрузкой в диапазоне скоростей (10-15), (25-30), (40-50) км/ч;

Достижение конструктивной скорости контролируется по достижению токов тяговых двигателей максимальной уставки.

Определение минимальной скорости замещения электрических тормозов пневматическими выполняется при включении тормозного режима на скорости (10-20) км/ч.

Обработка результатов измерений тормозных путей

Аппроксимация экспериментальных данных теоретической зависимостью тормозного пути ($S(V, i)$) от скорости движения в начале торможения (V) и величины уклона ($i, \text{‰}$) осуществляется методом наименьших квадратов [1].

В качестве аппроксимирующей функции принимается полином второй или третьей степени относительно независимого параметра V - скорости движения в начале торможения:

$$S(V, i) = a(i) \cdot V^2 + b(i) \cdot V, \tag{1}$$

$$S(V, i) = a(i) \cdot V^3 + b(i) \cdot V^2 + c(i) \cdot V. \tag{2}$$

Системы уравнений для определения неизвестных коэффициентов в уравнениях (1) и (2) имеют вид:

- для полинома второй степени

$$\begin{cases} \frac{dU}{da} = \sum_{k=1}^n (S(i)_k - (a(i) \cdot V_k^2 + b(i) \cdot V_k)) \cdot V_k^2 = 0 \\ \frac{dU}{db} = \sum_{k=1}^n (S(i)_k - (a(i) \cdot V_k^2 + b(i) \cdot V_k)) \cdot V_k = 0 \end{cases}, \tag{3}$$

- для полинома третьей степени

$$\begin{cases} \frac{dU}{da} = \sum_{k=1}^n (S(i)_k - (a(i) \cdot V_k^3 + b(i) \cdot V_k^2 + c(i) \cdot V_k)) \cdot V_k^3 = 0 \\ \frac{dU}{db} = \sum_{k=1}^n (S(i)_k - (a(i) \cdot V_k^3 + b(i) \cdot V_k^2 + c(i) \cdot V_k)) \cdot V_k^2 = 0 \\ \frac{dU}{dc} = n \sum_k (S(i)_k - (a(i) \cdot V_k^3 + b(i) \cdot V_k^2 + c(i) \cdot V_k)) \cdot V_k = 0 \end{cases}, \quad (4)$$

Выбор уравнения проводится по максимальному значению R^2 - достоверности аппроксимации, которая определяется по формулам:

- для полинома второй степени

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{k=1}^n (S(i)_k - (a(i) \cdot V_k^2 + b(i) \cdot V_k))^2}{\sum_{k=1}^n S(i)_k^2 - \frac{(\sum_{k=1}^n S(i)_k)^2}{n}}, \quad (5)$$

- для полинома третьей степени

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{k=1}^n (S(i)_k - (a(i) \cdot V_k^3 + b(i) \cdot V_k^2 + c(i) \cdot V_k))^2}{\sum_{k=1}^n S(i)_k^2 - \frac{(\sum_{k=1}^n S(i)_k)^2}{n}}, \quad (6)$$

Отсев грубых погрешностей измерения тормозного пути осуществляется статистическим методом при уровне значимости $p=0,05$, что отвечает доверительной вероятности 0,95. Для этого определяется абсолютное значение разности (r_i) теоретического значения тормозного пути ($S(V_k, i)$) и тормозного пути, полученного в процессе испытаний ($S(i)_k$) для скорости (V_k) на i -ом уклоне:

$$r_i = abs(S(V_k, i) - S(i)_k), \quad (7)$$

Для выборки небольшого объема ($n < 25$) используется метод вычисления максимального относительного отклонения [2]:

$$\left| r_i - \bar{r} \right| / \overline{sk} \leq \tau_{1-p}, \quad (8)$$

где r_i - крайний (наибольший или наименьший) элемент разности, вычисленный за формулой (В. 12);

\bar{r} - среднее значение отклонений;

sk - среднеквадратичное отклонение;

τ_{1-p} - табличное значение статистики τ , вычисленной при доверительной вероятности 0,95.

После исключения i -го значения, снова строится теоретическая кривая по сокращенной выборке и процесс повторяется до выполнения неравенства (8).

Для выборки большого объема используются таблицы распределения Стьюдента. Критическое значение $\tau_{(p,n)}$ (p - процентная точка нормированного выборочного отклонения) выражается через критическое значение распределения Стьюдента ($\tau_{p,n-2}$) по формуле:

$$\tau_{(p,n)} = \frac{t_{(p,n-2)} \cdot \sqrt{n-1}}{\sqrt{n-2 + (t_{(p,n-2)})^2}}, \quad (9)$$

Из-за невозможности на действующих линиях метрополитена реализовать в широком диапазоне скоростей движения торможение поезда по командам устройств АРС, реостатное торможение осуществлялось под управлением машиниста поезда. Тормозной путь поезда по командам АРС при этом определяется с учетом времени от момента получения команды АРС до начала торможения. Проведенные исследования показали, что время подготовки электрического тормоза к действию при получении команды от АРС составляет 2 с, при этом тормозной путь S^{APC} поезда метро определяется как сумма подготовительного пути S_n и тормозного пути при действии электрического тормоза S_s :

$$S^{APC} = S_n + S_s = \frac{V_0 \cdot 2}{3,6} + S_s, \quad (10)$$

где V_0 - скорость движения в начальный момент торможения, км/ч.

В качестве примера, на рис. 1 представлены результаты измерений тормозного пути поезда метро при экстренном пневматическом торможении на спусках.

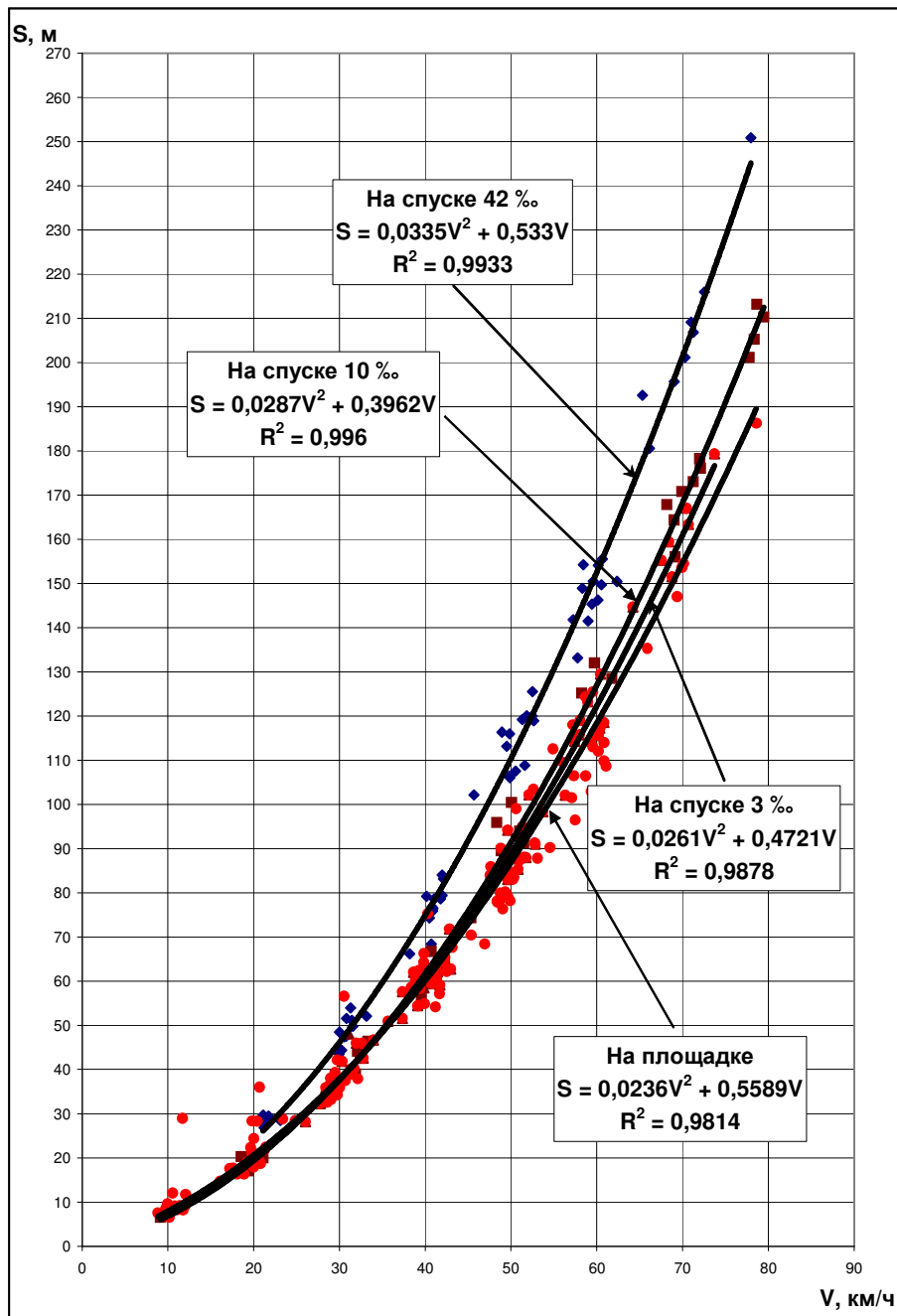


Рис. 1. Значения тормозных путей поезда метро на спусках при экстренном пневматическом торможении

Изложенная методика позволяет получить наиболее полную характеристику тормозных систем поездов метро в реальных условиях эксплуатации.

Литература

1. Е. Н. Львовский. Статистические методы построения эмпирических формул. – М.: "Высшая школа", 1988 г.
2. Закс Лотар. Статистическое оценивание. – М.: Статистика, 1976.

СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ЛОКОМОТИВОВ

В статье представлены тенденции развития систем контроля сцепления каждой колесной пары локомотива и регулирования величин развиваемой силы тяги

Развитие парка и создание новых опытно-грузовых и пассажирских образцов железнодорожного подвижного состава (тепловозов, электровозов, дизель- и электропоездов) сопровождается постоянным совершенствованием конструкции узлов, механизмов и деталей. В этом отношении характерна проблема улучшения тяговых динамических качеств магистральных электровозов и тепловозов. Например, японская фирма «Hitach» [1] провела значительные исследования по применению способа регулирования силы тяги вблизи ограничения по сцеплению с плавным бесконтактным изменением напряжения для электровозов на тяговых двигателях и для тепловозов с быстродействующими регуляторами напряжения главного генератора.

Сущность этого способа состоит в том, что автоматическая система, имеющая некоторую постоянную времени, сначала повышает напряжение на тяговых двигателях, пока не происходит срыв сцепления. Затем система по сигналу датчика, обнаруживающего проскальзывание, быстро понижает напряжение до прекращения проскальзывания. При этом процесс регулирования силы тяги имеет импульсный характер, а ее среднее значение остается на уровне, примерно соответствующем границе сцепления.

Приведенные исследования [1] показали, что рассматриваемый способ позволяет реализовать значение коэффициента сцепления примерно на 20% выше, чем на обычном подвижном составе с плавным регулированием, где максимальную силу тяги выбирают с учетом соответствующего запаса по сцеплению.

Совершенствование электровозов [2] привело к значительному улучшению их конструкций и тягово-мощностных показателей, так например, удельная мощность современных грузовых электровозов достигла 50кВт/т, а грузо-пассажирских и пассажирских – 62-67 кВт/т.

Коэффициент тяги в длительном режиме у современных грузовых электровозов с тяговым двигателем постоянного и пульсирующего тока составляет 0,25-0,27, а у пассажирских – 0,16-0,17; у отдельных серий – 0,24 (например, у австрийского электровоза серии 1044).

Прогресс в электровозостроении обусловлен применением полупроводниковых вентилях. Следовательно, применение тиристоров позволило улучшить тяговые свойства железнодорожных тяговых средств и в частности электровозов, повысить их технико-экономические показатели.

Использование тиристоров в силовых цепях электровозов позволяет осуществить комплекс мероприятий по улучшению тяговых свойств локомотива. Кроме того, при плавном регулировании практически исчезает разница между наибольшей и средней силой тяги в период разгона, появляется возможность проводить рассогласование режимов работы тяговых двигателей передней (разгруженной) и задней (догруженной в режиме тяги) тележек электровоза – тепловоза, применять независимое или последовательно независимое возбуждение тяговых двигателей с плавным регулированием тока возбуждения нагрузки тяговых двигателей и осуществлять безинерционное воздействие на процесс скольжения колесных пар.

Существует стремление к улучшению тяговых свойств железнодорожных транспортных средств (электровозы и тепловозы) путем применения тяговых двигателей с «жесткими» характеристиками при использовании управляемых вентилях, с помощью которых можно изменить величину тока в обмотках возбуждения при регулировании нагрузок двигателей.

Тяговые испытания электровозов с независимым и последовательно независимым возбуждением показывают, средние реализуемые коэффициенты сцепления составляют 0,3-0,35 в диапазоне скоростей 30-50 км/ч. Известно, что для наиболее полного использования сцепления [1,2] необходимо осуществлять контроль за величиной крива (микроскольжение) каждой колесной пары и регулировать вращающий момент тягового двигателя.

При исследовании крива колесных пар [1] было обнаружено явление резонанса, возникающего, когда сила тяги колесной пары становится близкой по величине к предельно возможной по сцеплению (появляются крутильные колебания колесной пары с резонансной частотой 45-46 Гц). По развитию колебаний можно судить о приближении силы тяги к предельной по сцеплению для колесной пары, а следовательно контролировать и регулировать развиваемую каждой колесной парой силу тяги.

Система контроля сцепления и индивидуального регулирования силы тяги колесных пар.

Датчики регулирования силы тяги колесных пар устанавливаются на реактивных тягах или на корпусе тягового редуктора. Для этой цели не используют вращающуюся колесную пару.

Шведская фирма ASEA [1,2] для регулирования системы поколесного контроля сцепления колеса с рельсом сконструировала специальный магнитно-электрический датчик сил, названный *прессдуктором*, который дает сигналы пропорционально статической динамической силе в реактивной тяге.

Сигналы от «прессдуктора» через полосовой фильтр, блок сравнения и регулятор, устанавливающий наибольшую величину силы тяги в соответствии с условиями сцепления колеса с рельсом

$$F_k = \psi_k P \leq F_{cy}, \quad (1)$$

где F_k – сила тяги;

F_{cy} – сила сцепления колеса с рельсом;

P – нагрузка от колеса на рельс;

ψ_k - коэффициент трения скольжения между колесом и рельсом.

По найденному значению силы тяги подсчитывают сцепления локомотива:

$$\psi_k = \frac{F_k}{1000 * G_{cy}}, \quad (2)$$

где F_k – касательная сила тяги;

G_{cy} – сцепной вес локомотива, т.

В связи с тем, что сигнал при резонансной частоте пропорционален криву, его можно использовать непосредственно для регулирования работы двигателя [3].

Разработанная фирмой ASEA система контроля сцепления каждой колесной пары локомотива и регулирования величин развиваемой силы тяги на

пределе по сцеплению используется на 4-хосных электровозах серии 1043 поставляемых в Австрию и на электровозах серии Rc4 шведских железных дорог. На этих электровозах система контроля сцепления и регулирования силы тяги воздействует на обмотки независимого возбуждения тяговых двигателей.

Когда локомотив развивает силу тяги, происходит перераспределение нагрузок по осям. Сила тяги локомотива определяется условиями сцепления наиболее разгруженной первой колесной пары. На рис.1 а) показаны рабочие точки на характеристиках сцепления четырех колесных пар электропоезда, не имеющего устройства для регулирования силы тяги колесных пар в соответствии с осевыми нагрузками. Так как наибольшая сила тяги определяется характеристикой сцепления первой колесной пары (по условию срыва в боксовании), то силы тяги остальных колесных пар в этом случае меньше возможных по сцеплению.

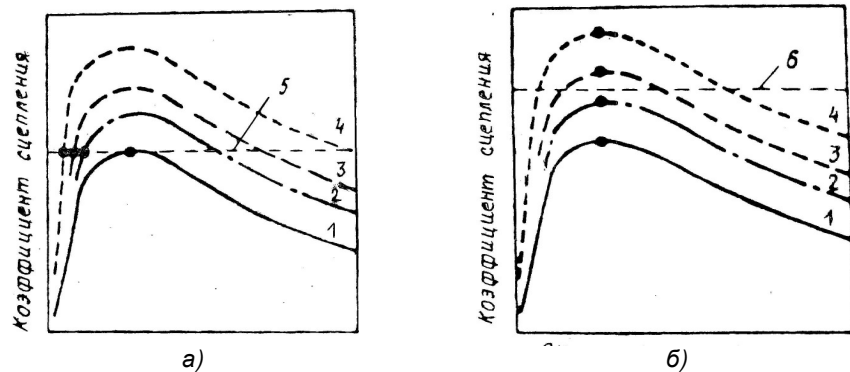


Рис. 1. Характеристика сцепления колесных пар четырехосного электровоза
1-4 – колесные пары; 5 – реализуемый коэффициент сцепления;
6 – среднее значение коэффициента сцепления

Применение системы регулирования силы тяги с учетом скольжения колесных пар позволяет развивать максимальную силу тяги каждой колесной пары (рис.1, б). В этом случае рабочие точки теоретически совпадают с экспериментальными значениями на характеристиках сцепления, а среднее значение силы тяги электровоза больше чем у локомотива, не имеющего систему регулирования.

Система контроля скольжения позволяет наилучшим образом использовать потенциальные возможности сцепления при любых состояниях поверхности головок рельсов.

Многочисленные испытания (исследования) локомотивов, проведенные в Норвегии, Швеции, Австрии, оборудованных системой контроля крива и регулирования силы тяги, показали, что коэффициент сцепления может быть увеличен с 0,2 до 0,35 [2]. Применение новой системы контроля скольжения колесных пар дает возможность не только улучшить используемое сцепление, но и ограничить механические колебания тяговой передачи, снизить напряжения в узлах тележек, уменьшить износ бандажей.

В последние годы отечественная промышленность («ХК «Лугансктепловоз») освоила выпуск пригородного подвижного состава и разработала новый пассажирский тепловоз ТЭП 150 с конструктивной скоростью до 160 км/ч, электрическим тормозом и энергоснабжением пассажирского поезда, который проходит эксплуатационные испытания.

Ходовая часть тепловоза состоит из двух бесчелюстных трехосных тележек с индивидуальным приводом колесных пар и опорно-рамным подвешиванием тяговых двигателей. Передача тяги осуществляется одноступенчатой передачей и упругой муфтой.

Конструкция тележек предусматривает одностороннее расположение тяговых двигателей, что позволяет увеличивать коэффициент использования сцепного веса, а также увеличить тяговые качества экипажа на 11-12%. Упругое двухступенчатое индивидуальное рессорное подвешивание обеспечивает плавный ход тепловоза.

Функциональная схема тяговой электропередачи приведена на рис. 2.

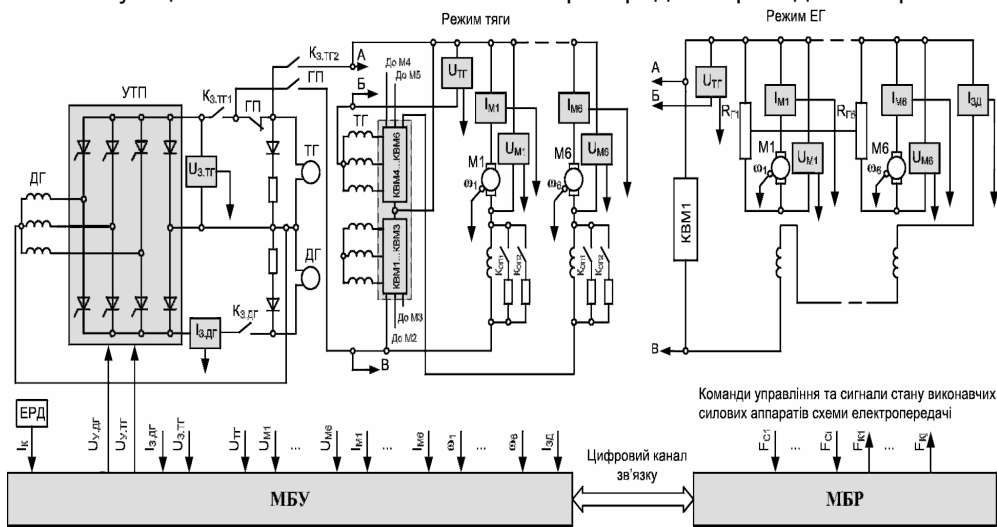


Рис. 2. Функциональная схема тяговой электропередачи магистрального пассажирского тепловоза с поосным регулированием тягового усилия

Схема тяговой электропередачи включает: синхронный тяговый генератор ТГ, вспомогательный синхронный генератор ДГ, которые входят в состав тягового агрегата, выпрямительная силовая установка ВУ, тяговые электродвигатели постоянного тока с последовательным возбуждением М1...М6.

Возбуждение тягового генератора осуществляется от статорной обмотки вспомогательного генератора через тиристорный преобразователь возбуждения тягового агрегата УТП. Вспомогательный генератор самовозбуждается через УТП.

Питание тяговых электродвигателей в тяговом режиме обеспечивается от тягового генератора через выпрямительную установку, которая состоит из шести управляемых трехфазных мостов КВМ1...КВМ6, с общим плюсом и раздельными минусами, к каждому из которых подключенные тяговые электродвигатели М1...М6 соответственно.

В режиме электрического торможения (ЕТ) якоря тяговых электродвигателей подключаются на индивидуальные тормозные резисторы $R_{Г1} \dots R_{Г6}$ соответственно, с уравнительными соединениями между ними. Обмотки возбуждения тяговых электродвигателей соединяются последовательно и подключаются к КВМ1, получая питание от тягового генератора.

В режиме ЕТ последовательно с обмоткой возбуждения ТГ и встречно выходу УТП включается выход ВУ с помощью контактора возбуждения $K_{3,дг2}$ и контакта тормозного переключателя ГП. Благодаря этому осуществляется подключение в цепь возбуждения жесткой отрицательной обратной связи по напряжению генератора с целью обеспечения устойчивой работы САР в режиме ЕТ.

Система автоматического регулирования (САР) тяговой электропередачи включает: тиристорный преобразователь возбуждения тягового агрегата УТП, микропроцессорные блоки регулирования (МБР) и управления (МБУ), систему датчиков обратной связи (напряжения возбуждения ТГ – $U_{3ТГ}$, тока

возбуждения ДГ – $I_{здГ}$, токов якорей тяговых электродвигателей – $I_{М1...М6}$, напряжений якорей тяговых электродвигателей – $U_{М1...М6}$, тока возбуждения тяговых электродвигателей в режиме ЕГ – $I_{зд}$, частоты вращения якорей тяговых электродвигателей – $\omega_{М1...М6}$).

Главным достоинством электропередачи нового пассажирского тепловоза ТЭП 150 является система поосного регулирования силы тяги. Назначением системы поосного регулирования (ПР) является:

- 1) выравнивание коэффициентов тяги по осям тепловоза,
- 2) индивидуальное воздействие на мощность ТЭД боксующей оси тепловоза.

В защите от юза измерительная часть выполнена как частотной, так и потенциальной. Последняя реализована двумя способами:

- 1) на датчиках напряжения ТЭД,
- 2) с реле F6, включенным на наибольшую разность напряжения ТЭД с помощью диодной мостовой схемы.

Сигнал по разности измеряемых параметров юзующего и неюзующего ТЭД (в случае с реле F6 сигналом является замыкание его контакта) воздействует на исполнительную часть – каналы регулирования тормозной силы и тока якоря ТЭД по алгоритму динамического регулирования электропередачи.

При этом происходит снижение тормозного усилия с определенным темпом, степень снижения зависит от длительности сигнала защиты, восстановление тормозного усилия происходит постепенно.

Схемой предусмотрена автоматическая импульсная подача песка раздельно по тележкам по сигналу от блока микропроцессорного управления при срабатывании частотной защиты от боксования и юза (в режиме электротормоза). Автоматическая подача песка осуществляется как при включенном, так и при выключенном поосном регулировании. С помощью тумблера на пульте управления автоматическая подача песка может быть отключена.

Следует отметить, что «ХК «Лугансктепловоз» поставляет Российской железной дороге модернизированные тепловозы 2ТЭ116У на базе тепловоза 2ТЭ116 с усовершенствованной кабиной машиниста, удовлетворяющей всем требованиям санитарно-гигиенических норм, оборудованные микропроцессорной системой управления и диагностики (МСКУ), мультициклической системой очистки воздуха, поосным регулированием силы тяги и другими усовершенствованными узлами.

Изучение и анализ зарубежного локомотивостроения дает возможность отметить достижения, которые представляют интерес для специалистов отечественного локомотивостроения. При модернизации тепловозов (например, 2ТЭ116 на 2ТЭ116У) и их конструкции вносятся существенные изменения, которые вызваны появлением новых технических средств, материалов, позволяющих улучшить эксплуатационные характеристики (тягово-динамические качества на предельных значениях коэффициента сцепления до 0,4 и улучшение коэффициента динамики до 0,3).

Литература

1. Экспресс-информация ВНИИТИ, «Техническая эксплуатация подвижного состава и тяга поездов», №27 (1976г.)
2. Бирюков, И.В. Тяговые электропередачи подвижного состава железных дорог / И.В. Бирюков, А.И. Беляев, Е.К. Рыбников. М.: Транспорт, 1986.-256с.
3. Кужим М. Ф., Савичев Н. В. Электровоз ВЛ-15. Справочник для локомотивных и ремонтных бригад – Спб.: Астерион, 2002 – 380 с.
4. Электрооборудование тяговой электропередачи пассажирского тепловоза ТЭП150. Пояснительная записка. Технический проект.

Кашуба В. І., Крамаренко П. Ю., Степанова В. П.

ШЛЯХИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ ПАСАЖИРСЬКОГО ТЕПЛОВОЗА ТЭП150

У статті наведено теоретичне дослідження ефективності гальма пасажирського тепловоза ТЭП150 дані порівняння з гальмовими випробуваннями тепловоза й рекомендації з поліпшення гальмових характеристик і перспективи по забезпеченню гальмового шляху при збільшенні конструкційної швидкості до 180 км/год.

У цей час в Україні створений магістральний пасажирський тепловоз ТЭП150 потужністю 3100 кВт (4216 к.с.) з електричною передачею перемінно-постійного струму, з поосним регулюванням сили тяги, електродинамічним, пневмо й електропневматичним гальмами й енергопостачанням пасажирського поїзда. Тепловоз призначений для водіння пасажирських поїздів у різних кліматичних зонах. Його конструкційна швидкість 160 км/год.

Безпека руху на залізничному транспорті особливо при високих швидкостях значною мірою залежить від ефективності засобів гальмування тягового рухомого складу. Критерієм оцінки ефективності гальма рухомого складу, як правило, є гальмовий шлях, що залежить від конструктивних особливостей і надійності механічної, пневматичної й електричної частин гальма.

Підвищення ефективності гальм пасажирських локомотивів має особливе значення, тому що система забезпечення безпеки руху пов'язана з розміщенням шляхових сигналів і розрахована на рух без обмеження максимальних швидкостей при прямуванні поїзда на світлофор із зеленим сигналом. Гальмовий шлях пасажирського поїзда зі швидкістю 140 км/год, згідно [1], не повинен перевищувати відстань 1200 м.

Як відомо максимальна гальмова сила, дорівнює добутку сумарного натискання гальмових колодок на вісь на коефіцієнт тертя гальмових колодок, у всім діапазоні швидкостей руху повинна дорівнювати силі зчеплення колеса з рейкою.

$$F_{\text{сц}} = B_T .$$

За умови $F_{\text{сц}} < B_T$, коли гальмова сила більше сили зчеплення велика ймовірність юза колісної пари, при якому можливе ушкодження поверхні катання й збільшення гальмового шляху.

За умови $F_{\text{сц}} > B_T$, гальмова сила може бути недостатня для забезпечення лімітуючого гальмового шляху.

З огляду на що сила зчеплення залежить від осьового навантаження q , сили зчеплення від осьового навантаження $\varphi(q)$ і сили зчеплення від швидкості руху $\varphi(V)$ формула безюзового гальмування у всім діапазоні швидкостей має вигляд

$$q \cdot \varphi(q) \cdot \varphi(V) = \sum K_p \cdot \varphi_k,$$

де: q – осьове навантаження локомотива, (для тепловоза ТЭП150 становить 22,5 тс);

$\varphi(q)$ – залежність сили зчеплення від осьового навантаження згідно [2] визначається по формулі $\varphi(q) = 0,17 - 0,0015 \cdot (q - 5)$ – для тепловоза ТЭП150 $\varphi(q) = 0,14375$;

$\varphi(V)$ – залежність сили зчеплення від швидкості руху згідно графіка [2] для пасажирського поїзда можна виразити емпіричною залежністю $\varphi(V) = 8E-06v^2 - 0,0029v + 0,8524$

φ_k - коефіцієнт тертя гальмових колодок, який визначається по формулі

$$\varphi_k = 0,27 \frac{V+100}{5V+100}$$

Таким чином для тепловоза ТЭП150 рівняння беззюзового гальмування прийме вид

$$3,234375 (8E-06V^2 - 0,0029V + 0,8524) = \Sigma K_p \cdot 0,27 \frac{V+100}{5V+100}$$

Графіки залежності сили від швидкості руху зчеплення тепловоза ТЭП150 і гальмової сили при одноступінчастому гальмуванні при тиску повітря в гальмових циліндрах $P_{ц} = 0,38$ МПа ($3,8$ кгс/см²) і двоступінчастому при швидкостях понад 60 км/год $P_{ц} = 0,6$ МПа (6 кгс/см²) від швидкості руху представлені на рис.1

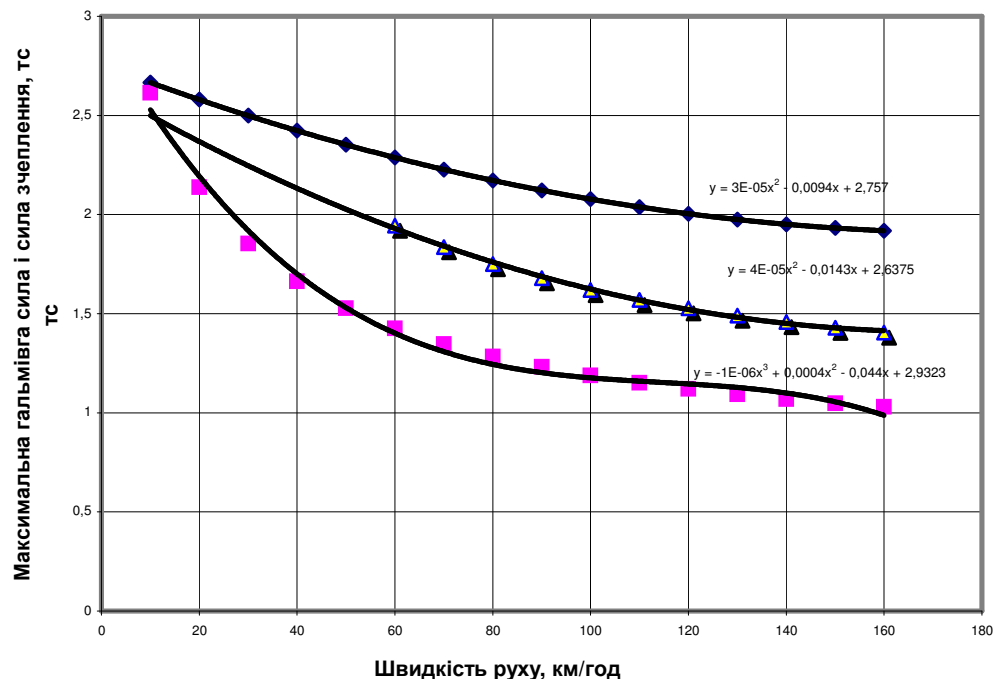


Рис. 1. Графіки залежності гальмової сили й сил зчеплення в залежності від швидкості руху

Залежності наведені на рис 1. можна представити у вигляді:

- $F_{цл} = 3E-05V^2 - 0,0094V + 2,757$ для сили зчеплення;
- $B_T = -1E-0,6V^3 + 0,0004V^2 - 0,0448V + 2,9323$ для одноступінчастого гальмування;
- $B_T = -3E-0,7V^3 + 0,0002V^2 - 0,0258V + 3,0154$ при $V > 60$ км/год
 $-1E-0,6V^3 + 0,0004V^2 - 0,0448V + 2,9323$ при $V < 60$ км/год для двоступінчастого гальмування.

Аналіз діаграм показує, що ефективність гальмування тепловоза при одноступінчастому гальмуванні й високих швидкостях руху невисоке.

При двоступінчастому гальмуванні ми маємо більше високі показники в зонах високих швидкостей, однак ефективність гальма становить 75% від можливо реалізованої.

Графік максимального гальмового розрахункового натискання на вісь в залежності від швидкості руху представлений на рис.2

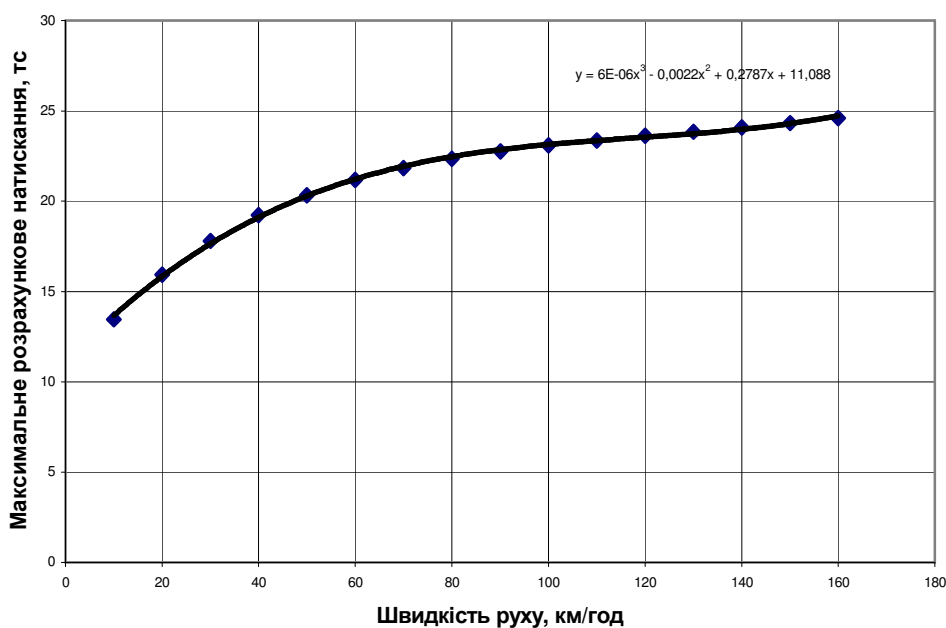


Рис. 2. Графік залежності максимального гальмового натискання на вісь від швидкості гальмування тепловоза ТЭП150.

Величина гальмового натискання може бути визначена по емпіричній залежності

$$K_p = 6E-06 V^3 - 0,0022 V^2 + 0,2787V + 11,088.$$

Визначимо необхідний тиск повітря в гальмовому циліндрі $P_{ц}$, виходячи з того що

$$K_p = 2,22K \cdot \frac{16K + 100}{80K + 100},$$

де K - дійсне натискання, тс,
а дійсне натискання визначається по формулі

$$K = \frac{1}{n_k} (100Fp_{ц}\eta_{ц} - F_{np} - F_{um})n\eta,$$

де n – коефіцієнт втрат на тертя в гальмовому циліндрі;

n_k – кількість гальмових колодок, що діють від одного гальмового циліндра;

F – площа поршня гальмового циліндра,

F_{np} и F_{um} – зусилля пружини наведені до штока гальмового циліндра від попереднього затягування й виникаючих при переміщенні;

Графік залежності тиску повітря в гальмовому циліндрі від швидкості руху для реалізації максимальної гальмової сили наведений на мал.3, а сама залежність зміни тисків повітря описується отриманою емпіричною залежністю

$$P_{ц} = 0,2034 \ln V - 0,1055.$$

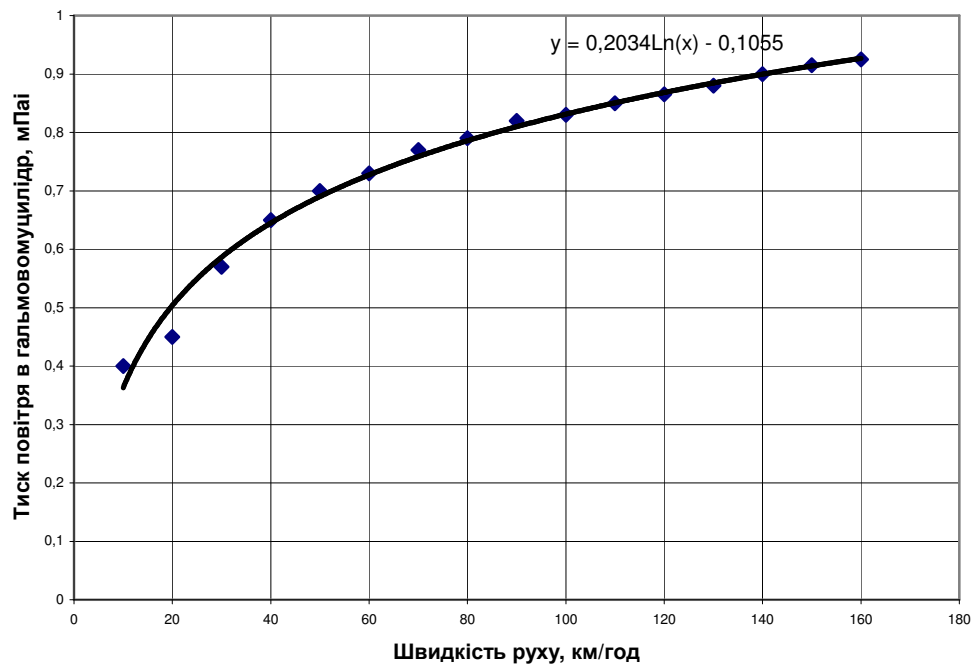


Рис. 3. Графік залежності тиску повітря в гальмових циліндрах від швидкості руху.

Максимальний тиск повітря в гальмовому циліндрі при швидкості 150 км/год повинне становити 0,925 МПа, що є неможливим для реалізації на тепловозі ТЭП150 у зв'язку з тим що максимальний тиск повітря в живильній магістралі составляет 0,9 МПа.

Стабільний максимальний тиск повітря в гальмових циліндрах, що можливо забезпечити на тепловозі становить 0,8 МПа.

У такий спосіб залежність тиску повітря в гальмовому циліндрі від швидкості руху для забезпечення максимально можливої гальмової сили визначаються залежностями

$$P_{ц} = 0,2034 \ln V - 0,1055 \quad \text{при } V < 90 \text{ км/год}$$

$$P_{ц} = 0,8 \text{ МПа} \quad \text{при } V > 90 \text{ км/год.}$$

Графики залежності гальмового шляху від швидкості руху тепловоза представлені на мал. 4. де:

1 - розрахунковий гальмовий шлях тепловоза при тиску повітря в гальмових циліндрах 0,4 МПа;

2 – одержані при випробуваннях дані гальмового шляху тепловоза ТЭП150 при двоступінчастому гальмуванні [3];

3 - розрахунковий гальмовий шлях, при реалізації плавного зниження тиску повітря в гальмових циліндрах, від 0,8 МПа, що можливо реалізувати на тепловозі ТЭП150.

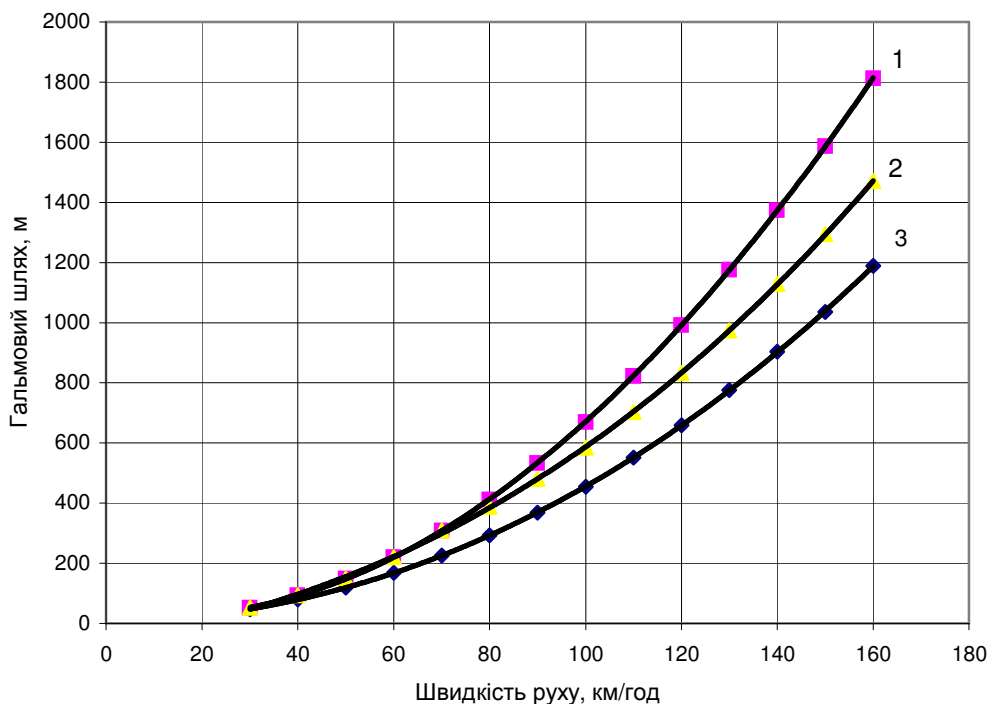


Рис. 4. Графіки залежності гальмового шляху від початкової швидкості тепловоза ТЭП150

Такий підхід до роботи гальмової системи тепловоза ТЭП150, забезпечує максимальну ефективність гальма, що дозволяє одержати гальмовий шлях задовольняючої вимоги пропоновані до пасажирського локомотива, запобігти юзу і як наслідок ушкодження поверхні кочення колісних пар.

Аналіз діаграм гальмового шляху від швидкості руху локомотива показує, що граничне нормативне значення гальмового шляху – 1600 м [1] забезпечується при лвухступенчатом гальмуванні для швидкості 167 км/год, а при плавному зниженні тиску повітря в гальмових циліндрах – 186 км/год.

У такий спосіб при реалізації плавного зниження тиску повітря в гальмових циліндрах пасажирського тепловоза ТЭП150 при відповідній тяговій передачі й динаміці екіпажної частини можливе створення швидкісного пасажирського тепловоза з конструкційною швидкістю 180 км/год.

Література

1. Иноземцев В.Г., Казаринов В.М., Ясенцев В.Ф. Автоматические тормоза. М: Транспорт 1981 стор. 82.
2. Иноземцев В.Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава. М: 1979 стор. 23-25.
3. Протокол № 78-2005 приемочных испытаний тормозной системы тепловоза ТЭП150 ОАО «ХК«Лугансктепловоз» 2005

Спирягин М.И., Спирягин В.И., Костенко И.В., Ключев С.А.

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТЯГОЙ И РАДИАЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ КОЛЕСНЫХ ПАР РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Исследован вариант совместного использования систем управления рельсового транспортного средства, который позволяет улучшить эксплуатационных качеств подвижного состава за счет применения GPS и GPRS технологий и анализа шумов в контакте колесо-рельс.

Реализация максимальных сил сцепления для рельсовых транспортных средств в прямых и кривых участках пути является очень сложной задачей, так как это связано с использованием тяговых усилий и зависит от характеристик контактирования между колесами и рельсами.

Современные решения в области построения систем управления для мехатронных систем экипажной части позволяют улучшить взаимодействие колес с рельсами для различных режимов движения рельсового транспортного средства. Данные системы можно условно разделить на группы:

- системы управления тягой;
- системы управления подвешиванием;
- системы управления тормозами;
- комбинированные системы.

В настоящее время, особое внимание также уделяется вопросам уменьшения износа колес и рельсов в кривых участках пути. Для уменьшения процессов износа, необходимо обладать точной информацией о контакте, его размерах и положении колесной пары относительно колеи.

Для достижения задачи уменьшения износа и улучшения реализации сцепления в режиме тяги, обычно применяются два типа систем из приведенной квалификации. Одна из таких систем – система управления тягой, а вторая система управления подвешивания (радиальной установкой колесных пар). В работах [1,2], мы уже представляли системы управления, которые позволяли регулировать силу тяги между колесом и рельсом, разработанные на основе метода скорейшего градиента [1] и нечеткой логики [2]. В работе [3], мы представили систему управления радиальной установкой колесных пар, где один из поводков буксового узла выполняет функцию актуатора. Для всех этих систем характерно то, что информация о характеристиках контактирования получается путем анализа акустического шума из контакта колесо-рельс.

Однако наибольший интерес представляют системы, которые позволяют осуществлять комплексное управление колесной парой. Одной из таких систем является система, представленная в работе [4]. Данная система осуществляет управление силой тяги и установкой колесной пары за счет применения независимо вращающихся колес. С точки зрения практической реализации, механическая составляющая системы нуждается в дальнейшей разработке и может найти применения к создаваемым новым рельсовым транспортным средствам в будущем.

На сегодняшний день, наиболее актуальным является модернизация существующих электро-механических конструкций экипажной части рельсовых транспортных средств. В этой статье, мы представляем усовершенствованную мехатронную систему, которая включает в себя две подсистемы управления - подсистему управления сцеплением и подсистему управления радиальной установкой.

Согласно этим работам, сила сцепления может быть определена следующим образом

$$\vec{F}_a = N \frac{\vec{S}}{|\vec{S}|} / (A_1 / \exp(\varepsilon \cdot B) + A_2 \ln(\varepsilon \cdot B) + A_3 / (\varepsilon \cdot B) + A_4 (\varepsilon \cdot B) + A_5) T_2 T_4 T_9 / T_7 T_8 \quad (1)$$

где A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 - коэффициенты уравнения; \vec{S} - вектор скольжения; ε - относительное скольжение, [%]; $B = T_1 T_3 T_5 T_6$; T_1, T_2 - коэффициенты, учитывающие фрикционное состояние поверхностей контакта, T_3, T_4 - вертикальную нагрузку, T_5 - скорость движения, T_6, T_7 - поперечное перемещение колеса относительно рельса, T_8 - угол набегания ψ , T_9 - коэффициент запаса сцепления при торможении.

Коэффициент T_9 при торможении должен обеспечить безопасность движения, кроме этого на его значение оказывает влияние блокировка рессорного подвешивания, что способствует ухудшению динамики рельсового транспортного средства и снижению сцепления колес с рельсами, поэтому в режиме тяги коэффициент T_9 принимаем равным 1, а в режиме торможения 0,5.

Значения коэффициентов уравнения (1) для контакта профили колеса (рис. 2) и профиля рельса (рис. 3) приведены в табл. 1.

Таблица 1

Коэффициенты уравнения регрессии для определения силы сцепления колеса с рельсом

A_1	1
A_2	-0.1419381
A_3	0.026201
A_4	4.3642
A_5	2.0729
T_1	$0.026 + 2.38\mu$
T_2	$\mu / 0.40907$
T_3	$0.00635 + 0.0000368N$, N[kH]
T_4	$0.9713 + 0.0003454N - 0.0000005674N^2$, N[kH]
T_5	$(0.10108v - 0.108)^{0.5}$, v[m/c]
T_6	$1.0002 + 0.1026y + 0.002419y^2 - 0.000728y^3$, y[m]
T_7	$0.99976 + 0.0059684y - 0.00006288y^2 + 0.0000577856y^3$, y[m]
T_8	$1 - 0.0056 \psi (0.1057 + 0.087y + 0.01156y^2)$, ψ [рад]

В данной таблице, μ - значение максимального коэффициента сцепления, определяемого для конкретных фрикционных условий, т.е. максимума на характеристике сцепления.

Обзор исследований о возможности определения фрикционного состояния в контакте колесо-рельс методом анализа шумов представлен в работе [2]. По результатам обзора можно сделать вывод, что предположение об определении максимального коэффициента сцепления возможно.

Для дальнейшего подтверждения этой теории, авторами было проведено ряд экспериментов на специально разработанном стенде, данные исследования представлены в работе [8]. Результаты показывают, что определение состояния контактирования только по анализу уровня шума в контакте невозможно. Однако изучение характеристик звукового сигнала делает возможным определение характеристик. Пример анализа показан на рис. 4. Как результат, авторы отмечают необходимость проведения больших исследований в данной области.

Вопросы о зависимости характеристик шума от угла набегания затрагиваются в работах [9, 10]. Полученные результаты анализов на стендах свидетельствуют об изменении уровня шума на определенных частотах. На рис. 5 показаны результаты исследования, полученные в работе [9].

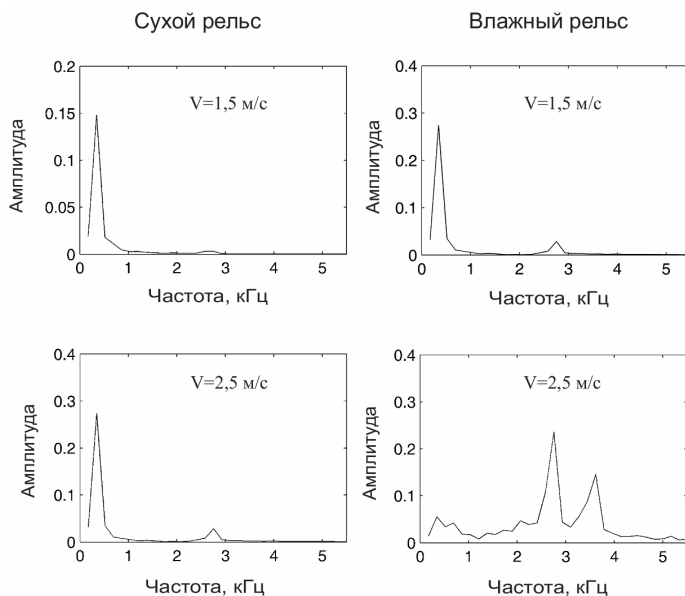


Рис.4. Результаты анализа шумов в контакте при постоянном проскальзывании и угле набегания $\psi = 0$

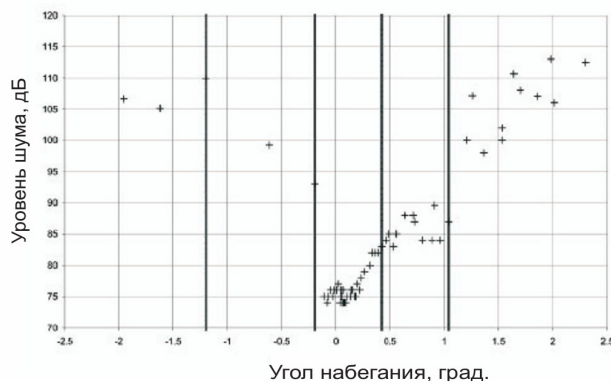


Рис.5. Зависимость между углом набегания и уровнем шума [9]

Основываясь на написанном выше, можно сделать вывод, что возможно определения характеристик контактирования методом анализа шумов в контакте. Однако необходимо помнить, что для каждого конкретного случая взаимодействия профилей колеса и рельса, а также с учетом конструктивных особенностей подвижного состава, значения уровня шумов будут различны для каждого типа рельсового транспортного средства.

Для нашей предложенной системы, мы можем использовать алгоритмы систем, описанных в работах [2, 3]. В этой работе, мы будем исследовать совместную работу систем для комплексного управления колесной парой. На Рис. 6 представлена микропроцессорная система управления. Для подсистемы

управления сцеплением необходимо сравнение оптимальной и реализуемой силы сцепления.

Оптимальная сила сцепления может быть вычислена с помощью уравнения (1) для величины проскальзывания колеса относительно рельса приблизительно равного 3 процентам (стабильная зона сцепления) [11]. Определение коэффициента сцепления, который используется в уравнении (1), возможно путем анализа шумов в контакте колесо-рельс и применением GPRS и GPS технологий. GPS спутниковая система используется для получения расположения рельсового транспортного средства в конкретный момент времени. После получения расположения в кривом участке пути, характеристики пути также могут быть получены с помощью GPRS со станционного компьютера. Полученные шумы обрабатываются специальным алгоритмом, который позволяет получить характеристики шума на определенных частотах. Далее производится поиск в специальной базе данных, которая создается из результатов теоретических и экспериментальных исследований. Результатами поиска являются угол набегания и коэффициента сцепления, зависящие от характеристик пути, скорости движения, проскальзывания и поперечного перемещения колеса относительно рельса.

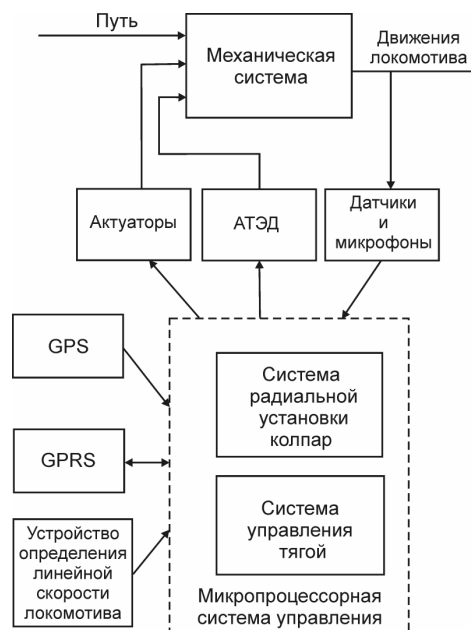


Рис. 6. Микропроцессорная система управления рельсовым транспортным средством

Измеренная сила сцепления определяется, базирясь на преобразовании Лапласа и низкочастотном фильтре первого порядка, по следующей формуле

$$F_{est} = \frac{T_{wheels}}{r} - \frac{J}{r^2} \frac{1}{\tau_0} \left(1 - \frac{1}{\tau_0 s + 1}\right) \cdot V(s) \quad (2)$$

Здесь, T_{wheels} – тяговый момент на оси колесной пары, r – радиус колеса, J – момент инерции колесной пары, τ_0 – временная константа для наблюдателя, V – скорость движения рельсового транспортного средства.

Базирясь на результатах сравнения, происходит регулирование тягового момента асинхронного электродвигателя колесной пары. Контроллер, по-

строенный с использованием нечеткой логики, используемый в нашей системе, описан в работе [2].

Для подсистемы управления радиальной установкой колесной пары, в механической системе производит замену крайних поводков на поводки-актуаторы. Установка поводков-актуаторов не требует внесения изменений в конструкцию. Алгоритм системы базируется на сравнении оптимального и измеренного углов установки колесной пары относительно рамы тележки.

Оптимальный угол установки, может быть представлено следующим образом

$$\gamma_{opt} = \arcsin(b / 2R) \quad (3)$$

В этом выражении, b – расстояние между ведущей и ведомой осями, R – радиус кривой, который может быть получен с помощью использования GPS/GPRS технологий.

Реализуемый угол набегания γ_{est} определяем следующим образом

$$\gamma_{est} = \psi - (y_1 - y_2) / b + i^* \cdot (b / 2R), \quad (4)$$

где ψ – угол набегания, получаемый из анализа шумов в контакте, y_1 и y_2 – поперечные перемещения колесных пар; $i^* = 2i - 3$ (для ведущей оси $i=1$, для ведомой - $i=2$).

Контроллер подсистемы управления радиальной установкой колесной пары, построенный на базе простого пропорционального контролера, описан в работе [3].

5. Моделирования работы системы

Предложенная система была исследована с помощью компьютерного моделирования движения обмоточной тележки дизель-поезда ДЭЛ-02. Вес половины массы верхнего строения моторного вагона был смоделирован как силы приложенный к опорам. Для разработки модели рельсового транспортного средства было применено специализированное программное обеспечение Simpack. Предложенная система управления была смоделирована в Matlab/Simulink. Модель тележки в Simpack была соединена с моделью системы управления в Matlab/Simulink в единую систему посредством специального программного интерфейса SIMAT. Процесс моделирования был выполнен в режиме совместного моделирования обоих программных продуктов.

Рис. 7 представляет зависимость максимального коэффициента сцепления от положения на пути. Эта зависимость позволяет задавать различные условия контактирования в процессе движения транспортного средства. Кривизна пути показана на рис. 8. В процессе моделирования для определения радиуса кривого участка пути использовалась следующая зависимость [12]

$$1 / R = \Omega / V \quad (5)$$

где Ω - угловая скорость вращения рамы тележки.

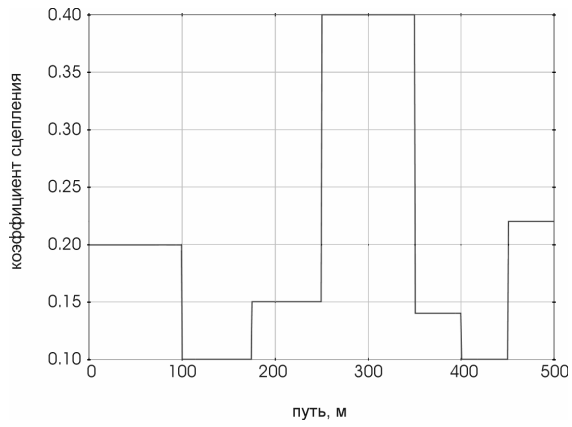


Рис. 7. Зависимость коэффициента сцепления от положения на рельсовой колее в SIMPACK

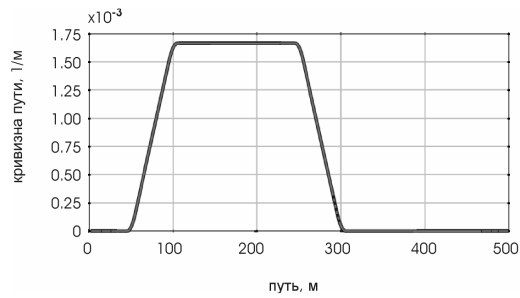


Рис. 8. Кривизна участка пути

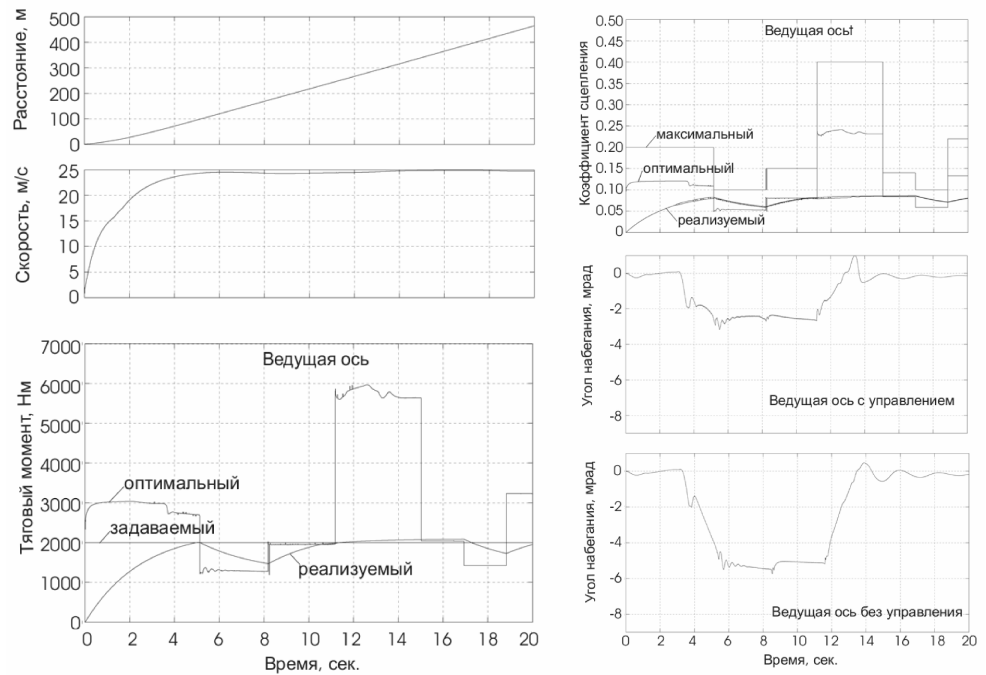


Рис. 9. Результаты моделирования для рельсового транспортного средства путем совместного моделирования в Simpack и MATLAB/Simulink

Выводы.

Данная работа представляет конструкцию мехатронной тележки рельсового транспортного средства. Совместная работа систем управления тягой и радиальной установки колесных пар были использованы для улучшения динамики в кривых участках пути. Работа предложенных подсистем базируется на анализе шумов в контакте колесо-рельс.

Работа предложенной системы управления была проверена путем совместного моделирования в программных пакетах Simpack и Matlab/Simulink. Полученные результаты показывают улучшение процесса реализации сил сцепления рельсовым транспортным средством и снижения износа в контакте колесо-рельс за счет снижения угла набегания.

Для корректной работы системы в реальных условиях необходимы более детальные теоретические и экспериментальные исследования в области определения зависимостей коэффициента сцепления и угла набегания между колесом и рельсом для различных условий контактирования.

Литература

1. Spiryagin M., Lee K.S., Yoo H.H. Study on using noise for adhesion control system of railway vehicle// Proceedings of the Fourteenth International Congress on Sound and Vibration (ICSV14), Cairns, Australia, 2007.
2. Spiryagin M., Lee K.S., Yoo H.H. Control system for maximum use of adhesive forces of a railway vehicle in a tractive mode// Mechanical Systems and Signal Processing. – Elsevier, 2007. – Vol. 22(3). – p. 709-720.
3. Spiryagin M., Lee K.S., Yoo H.H., Spiryagin V., Vivdenko Y. Active steering control system of a rail vehicle based on the analysis of the sound radiation//Noise-Con 2007, Reno, Nevada, USA, 21 – 24 October 2007.
4. Perez J., Busturia J., Mei T.X., Vinolas J., Combined active steering and traction for mechatronic bogie vehicles with independently rotating wheels, Annual Reviews in Control, 2004, 28(2) p. 207 – 217.
5. Спириягин В.И. Улучшение динамического взаимодействия локомотива и пути: Дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / Восточноукраинский национальный ун-т им. Владимира Даля. — Луганск, 2003. — 217 с.
6. Spiryagin M., Lee K.S., Yoo H.H., Kashura O., Kostjuevich O. Modeling of Adhesion for Railway Vehicles// Journal of the Adhesion Science and Technology (JAST). – 2008. – Vol. 22. – p. 1017-1034.
7. Царев И.В. Исследование влияния геометрии профиля бандажа и характеристик упруго-диссипативных связей на горизонтальную динамику тепловоза: Автореф. дис. канд. техн. наук. - Брянск, 1982. – 13 с.
8. Spiryagin M., Lee K.S., Yoo H.H., Spiryagin V., Vivdenko Y. Experimental and theoretical investigation of adhesion based on analysis of wheel-rail noise//Proceedings of the 15th International Congress on Sound and Vibration (ICSV15), Daejeon, Korea, 2008.
9. Hsu S. S., Huang Z., Iwnicki S., Thompson D. J., Jones C. J. C., Xie G., Allen P. D. Experimental and theoretical investigation of railway wheel squeal//Proc. IMechE Part F: J. Rail and Rapid Transit, vol. 221, pp. 59 – 73, 2007.
10. Kocha J.R., Vincenta N., Chollet H., Chielloc O. Curve squeal of urban rolling stock — Part 2: Parametric study on a 1/4 scale test rig// Journal of Sound and Vibration, vol. 293, pp. 701 – 709, 2006.
11. Engel B., Beck H.-P., Alders J. Verschleißreduzierende Radschlupfregelung mit hoher Kraftschlußausnutzung, Elektrische Bahnen 96 (1998) 201-209. (in German)
12. Koch M., Hentschel F., Himmelstein G., Krouzilek R. Method for curve recognition and axle alignment in rail vehicles. Patent US6571178 B61F 5/00, May 23, 2003.

Горбунов Н.И., Ноженко Е.С., Марченко Д.Н.,
Попов С.В., Тихонюк Г.П.

РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ В КОНТАКТЕ «ГРЕБЕНЬ КОЛЕСА – РЕЛЬС»

В статье проанализированы и намечены направления дальнейшего совершенствования устройств для смазывания гребней колесной пары, предложена конструкция гребнесмазывателя.

Введение

Разработка конструкций нового поколения рельсового подвижного состава с улучшенными технико-экономическими показателями актуальная задача транспортного машиностроения, призванная решать проблему замены устаревшего парка машин в условиях роста национального валового продукта Украины и постепенно повышающегося грузопотока. При этом обеспечение безопасности движения рельсовых экипажей и совершенствование их ходовых качеств невозможно без решения задачи снижения износа колесных пар подвижного состава и железнодорожного пути.

Интенсивность износа гребней колесных пар и бокового износа рельсов зависит от нагруженности зоны контакта, скоростей относительного проскальзывания колеса, определяемых углами набегания колесных пар на рельсы, температуры, наличия и свойств третьего тела в зоне контакта [1]. Из всех этих параметров наиболее прямым и управляемым является введение в зону контакта третьего тела с заданными характеристиками. Именно поэтому первоочередной и наиболее быстро реализуемой мерой, на наш взгляд, является смазывание гребней колесных пар.

Постановка задачи и решение проблемы

Модификация трения, в настоящее время считается эффективным способом уменьшения износа взаимодействующих поверхностей, сопротивления качению и, следовательно, потребления топлива на тягу поездов, а также сокращения затрат на содержание и ремонт технических средств (так, по данным ААР, затраты на содержание и ремонт рельсов в крутых кривых могут быть снижены до 60 %).

После многолетних попыток выделить лучший способ смазывания трущихся поверхностей в ходе исследований установлено, что они все - с помощью лубрикаторов стационарных (напольных) и установленных на специальных самоходных транспортных средствах на комбинированном автомобильно-рельсовом ходу или на локомотивах - имеют свойственные им отдельные преимущества и недостатки.

Для создания конструкции гребнесмазывателя проанализируем существующие способы подачи смазки в зону фрикционного взаимодействия.

Учитывая, что условия применения смазки непосредственно влияют на физико-механические и структурные характеристики поверхностного слоя трущихся поверхностей, проведем классификацию методов подачи смазки в зависимости от ее агрегатного состояния: твердая, жидкая и газообразная (рис.1).

Эффективность использования третьего тела во многом зависит от условий применения, которые могут включать в себя способ подвода смазки в зону фрикционного взаимодействия, устройство для их подвода и способы активации (метод химического или физического воздействия на смазку с целью повышения их эффективности).



Рис. 1 Классификация методов подачи смазки в трибосопряжении



Рис.2. Классификация основных видов активации смазок

Физические методы активации смазочных материалов (рис. 2) являются наиболее перспективными для применения в процессах фрикционного взаимодействия [2]. Механизм физической активации в общем виде состоит в том, что атомы и молекулы смазки под действием энергии, подведенной извне, преодолевают потенциальный барьер, который препятствует их взаимодействию с поверхностью металла в зоне контакта. При этом ослабляются или разрываются межмолекулярные связи в молекуле вещества и усиливается эффект смазки при трении за счет образования новых реакционноспособных компонентов. Смазка переходит в некоторое метастабильное состояние, ха-

рактически характеризуется повышенной способностью к проникновению на контактные поверхности, к образованию смазочных пленок.

В перспективе представляет интерес использование нанопорошковых материалов, как одного из способов активации смазки, в трибосопряжении [3].

Проведенный анализ патентных и литературных источников показал, что в локомотивостроении при использовании твердых смазочных материалов применяются ротационный метод [4] и метод ионно-плазменного напыления [5], при использовании жидких смазочных материалов используются методы подачи высоконапорной струей смазки [6], поливом свободно падающей струи [7] и распыленной подачей смазки [8]. При этом, в условиях интенсивного внедрения ресурсосбережения и повышения эффективности технологий, отсутствуют предложения по использованию способов активации смазок в системе «гребень колеса - рельс».

Авторами предложена конструкция гребнесмазывателя жидкого типа (рис. 3), в основу которого положены предпосылки активации смазки коронным разрядом.

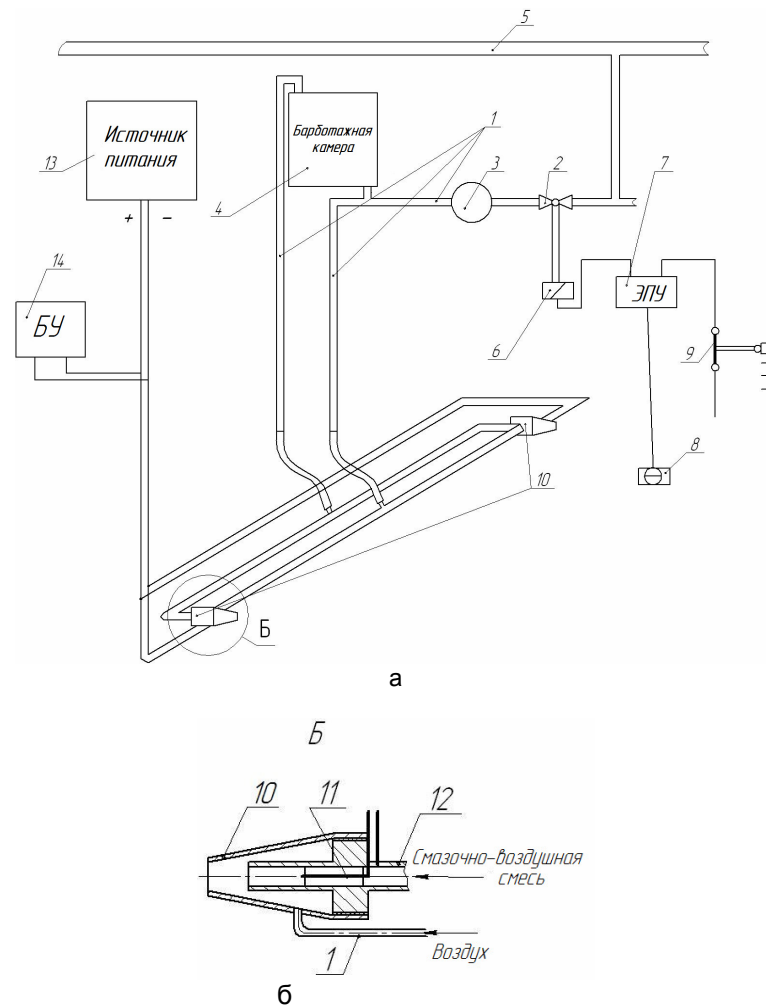


Рис.3. Устройство для смазывания гребней колесной пары
а – общая схема устройства; б – форсунка

При подаче сигнала о вхождении в кривую индукционным импульсным датчиком 8, который связан с колесной парой, и сигнала прибора 9 для определения направления движения подвижного состава на вход электронного прибора управления 7, который подает сигнал на магистральный клапан 6, приводит к срабатыванию разобцительного крана 2. Воздух из питательной воздушной магистрали 5 локомотива через фильтр 3 по трубопроводу 1 подводится снизу к резервуару 4 со смазочной жидкостью. В резервуаре 4 происходит барботирование смазочной жидкости, в результате чего образуется смазочно-воздушная смесь, которая попадает в трубопровод 1 и устремляется к форсункам 10 (рис. 3, а).

В форсунках 10 поток смазочно-воздушной смеси проходит в зазоре между коронирующим электродом 11 и корпусом 12 форсунки 10, где создается электрическое поле источником питания 13 и пробивают электрические разряды. В зазоре происходит ионизация и озонирование смазочно-воздушной смеси, которая ускоряется потоком воздуха из сопла форсунки 10 и направляется на гребень колеса рельсового транспорта. При этом поток воздуха, выходящий из сопла форсунки 10, образует воздушную «трубу», чем уменьшает рассеивание смазочно-воздушной струи (рис. 3, б).

Основным преимуществом предложенного устройства для смазки гребней колес является ионизация смазочно-воздушной смеси, которая позволяет уменьшить размер частиц распыленной смазывающей жидкости в 2–3 раза, шероховатость поверхности гребня колеса и рельса в 2 раза, уменьшить пятно рассеяния частиц распыленной смазочно-воздушной смеси, момент трения и улучшить динамику процессов контактного взаимодействия гребня колеса и рельса, стабилизируя ее, что объясняется влиянием на химически активные поверхности трения с образованием оксидной пленки.

Анализ существующих исследований в данном направлении показал, что активированная коронным разрядом воздушная составляющая смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) представляет собой ионизированный воздушный поток. При этом эффективность такой СОЖ весьма отлична в исследованиях различных авторов. Так, например, повышение работоспособности пары трения в различных источниках колеблется в пределах от 20 до 300 %. В ряде работ отмечается положительное влияние ионизированных и озонированных СОЖ на качество обработанной поверхности: уменьшение шероховатости поверхности, снижение остаточных напряжений в обработанной поверхности [9]. Согласно работам [10 – 13], механизм воздействия активированного воздуха на контактирующие поверхности неоднозначен.

Озон и активный кислород образуют на свежевскрытых металлических поверхностях в зоне контактирования материалов оксидные пленки, экранирующие адгезионные взаимодействия между рабочими поверхностями инструмента с обработанной поверхностью и стружкой. Как показано в работе [13], коэффициент трения стружки о переднюю поверхность инструмента для окисленных металлов имеет значение 0,4...0,8, тогда как для ювенильных поверхностей — 0,8...6,0. Наличие оксидных пленок улучшает взаимное перемещение в зоне трибосопряжений, и, как следствие, приводит к уменьшению адгезионного изнашивания.

В ряде работ в качестве основной функции ионизированного воздуха выдвигается его охлаждающее действие [11 и др.]. В соответствии с этим, технологии использования в качестве СОЖ ионизированного воздуха получили названия «сухое электростатическое охлаждение» [10] или «ионный ветер» [14]. Авторы не устанавливают взаимосвязи между потенциалом на коронирующем электроде и получаемым эффектом. Существует мнение, что возможное влияние ионизированного воздуха на процесс трения заключается в изменении структурного состояния рабочих поверхностей трибосопряжения [15].

Ион железа, обладая высокой химической активностью, склонен к образованию металлополимерных соединений с фрагментами молекул воды по схеме:



Одновременно с этим ион железа способен образовывать химические соединения с отдельными фрагментами как полимерной оболочки, так и макромолекул минерального масла по следующей вероятностной схеме [16]:



где R_i – радикальные группы полимерной оболочки МК;

R_2 – радикальные группы внутренней фазы МК;

Me^{2+} – ион железа.

Таким образом, в результате протекания подобных реакций, смазочный слой находится в мезоморфном состоянии, характерном как для низкомолекулярных жидких кристаллов, так и для растворов полимеров. Образовавшиеся пленки, при этом, обладают одновременным антифрикционными, противоизносными и противозадирными свойствами [18].

Полученные результаты свидетельствуют о протекании достаточно сложных параллельно происходящих физико-химических процессов, как в самой плазменной внешней среде, так и в зоне контакта пар трения.

В работе [16] выдвигается гипотеза о том, что основой этих процессов является частичное или полное разрушение СОЖ в зоне действия коронного разряда. Причем, интенсивность этих процессов, а так же порядок разрушения веществ, главным образом, зависят от концентрации масла в воздушном потоке. Причем не исключено образование новых соединений, фазовый состав которых так же зависит от количества исходных веществ и напряженности поля вокруг коронирующего электрода.

Выводы.

Рассмотренные и классифицированные методы подачи смазки открывают новые перспективы совершенствования конструкций локомотивных гребнесмазывателей. На наш взгляд, как основа повышения эффективности и экономичности подачи смазывающих материалов в зону фрикционного взаимодействия, следует разрабатывать и совершенствовать комбинированные методы активации (устройства для активации), сочетающие различные типы активирующих воздействий на смазку.

Предложенная конструкция гребнесмазывателя жидкого типа позволяет перейти на принципиально новый уровень лубрикации трибосистемы «бандаж колеса - рельс». Однако, механизм, лежащий в основе происходящих процессов при данном способе активации смази, до конца не изучен и требуются дополнительные теоретико-экспериментальные исследования для его дальнейшего изучения.

Литература

1. В. М. Богданов, С. М. Захаров. Современные проблемы системы колеса — рельс // Железные дороги мира. – М: 2004. – №1.

2. Асцатуров Ю.Г., Чистяков А.В. Разработка эффективных устройств для активации смазочно-охлаждающих технологических средств // Совершенствование машин и технологий строительной индустрии: Сб. науч. тр. / Новочерк. гос. техн. ун-т. – Новочеркасск: НГТУ, 1999. – 127 с.
3. Сойту Н.Ю. Повышение эффективности процесса сверления металлов за счет фуллеренсодержащих СОТС: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01. – С-Пб., 2006.
4. Устройство для смазывания гребня колеса рельсового транспортного средства. А.с. СССР № 1675145, бюл. №33. – 1991.
5. Способ смазки реборд ходовых колес. А.с. СССР №1791233, бюл. №4. – 1993.
6. Устройство для смазки гребней колес рельсового транспортного средства. А.с. СССР №1791235, бюл.№4. – 1993.
7. Устройство для смазки гребня колеса железнодорожного подвижного состава в кривых участках пути. А.с. СССР №1652154, бюл. №20. – 1989.
8. Устройство для смазки гребней колес рельсового транспортного средства. А.с. СССР №1754540, бюл.№30. – 1992
9. Латышев В. Н., Наумов А. Г., Аснос Т. М., Бахарев П. П. Влияние воздушной среды, активированной коронным разрядом, на процесс резания металлов // Физика, химия и механика трибосистем.— Иваново: 2003. — № 2. — С. 14-16.
10. Ахмедзянов И. Д., Бедункевич В. В., Верещагин И. П., Ильин В. И. Использование электронно-ионной технологии для повышения эффективной обработки резанием // Матер. семинара «Электрокаплеструйная технология и реализация программы „Интенсификация-90"».— Л., 1989.— С. 43–47.
11. Ахмедзянов И. Д., Ильин В. И., Кирий В. Г. Влияние униполярного коронного разряда на процесс обработки резанием. — Чебоксары: ЧувГУ, 1987. — С. 132-139.
12. Латышев В.Н. Повышение эффективности СОЖ.— М.: Машиностроение, 1985. — 64 с.
13. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения. — М.: Физматгиз, 1963. — 462 с.
14. Yamaga Joji, Mori o Л с/o US Patent 3,938,345 Coolingmethod by use of corona discharge. 02.17.1976
15. Проклад В. А., Горелов В. А., Полоскин Ю. В. и др. Влияние условий экологически безопасного резания с охлаждением ионизированной газовой средой на качество поверхностного слоя и долговечность деталей //Тез. докл. науч.-техн. симпозиума «Двигатели и экология». — М.: ВВЦ, 2002.
16. Комельков В.А. Повышение работоспособности быстрорежущего инструмента применением ионизированного воздуха с включением микродоз масла И-20А: Дис. канд. техн. наук: 05.02.04. – Иваново, 2006.
17. Балабеков М.Т., Якунин Г.П. Исследование некоторых физико-химических процессов, происходящих на каплях при электростатическом распыливании жидкостей, и их влияние на процесс обработки металлов резанием. // Сборник ЦНТИ, г. Иваново, 1968. С. 157 – 161.
18. Заславский Ю.С., Заславский Р.И., Евстигнеев Е.В. и др. Химия и технология топлив и масел 1973. №9. С. 45.

Асташов Р.Н.

ЗАЩИТА КАБИНЫ МАШИНИСТА ОТ ВИБРАЦИИ И ШУМА

В статье рассмотрена тема уменьшения динамических взаимодействий элементов локомотива, конструкции некоторых локомотивов с улучшенными динамическими показателями в области кабины и предложена возможная модернизация локомотива 2ТЭ116У.

Введение. Из истории известно, что при конструировании первых паровозов мало кто задумывался о динамических силах и шуме возникавших при движении, именно поэтому они оказывали большое негативное воздействие как на путь, так и на людей работающими с паровозом.

Дальнейшее развитие железнодорожного транспорта шло в очень высоких темпах, создавались десятки новых моделей паровозов, тепловозов, газотурбовозов, электричек которые сочетали в себе различные конструкторско-технологические решения той или иной проблемы.

Анализ исследований и публикаций. В настоящее время сформировался ряд направлений развития подвижного состава, основными из них являются:

- ✓ развитие традиционного и высокоскоростного железнодорожного транспорта
- ✓ развитие технических способов для энерго- и ресурсосбережения
- ✓ развитие конструкций и технологий изготовления экипажной части, основного и дополнительного оборудования их испытания и ремонт
- ✓ усовершенствование надежности и диагностики технического состояния локомотива
- ✓ усовершенствование тяговых, динамических и энергетических характеристик подвижного состава
- ✓ улучшение взаимодействия подвижного состава и железнодорожной колеи
- ✓ улучшение технико-экономических показателей функционирования подвижного состава.

То есть, ведутся работы над:

- повышением секционной мощности тепловозов;
- снижением металлоемкость тепловозов;
- повышением надежность тепловозов с целью увеличения пробега между капитальными ремонтами;
- повышением кпд тепловоза за счет установки 4-тактных ДВС, снижения расхода мощности на вспомогательные нужды и повышения кпд тяговой передачи;
- внедрением электрической передачи переменного тока;
- созданием тепловозов с повышенной осевой нагрузкой до 270–300 кН, с опорно-рамным подвешиванием ТЭД, с увеличенным статическим прогибом рессорного подвешивания;
- повышением безопасность движения путем внедрения реостатного тормоза, электронного скоростемера, электронных средств контроля бдительности машиниста и др.;
- внедрением на тепловозах бортовые ЭВМ с целью автоматизации процессов регулирования работы ДГУ, управления локомотивом, оценки технического состояния оборудования и т.д.;

➤ улучшением условия работы локомотивных бригад путем уменьшения шума, вибрации, улучшения видимости и кондиционирования воздуха.

Постановка задачи. На основе анализа научной литературы приходим к выводу о нарастающей тенденции создания модульных составных частей тепловоза, а также максимальной унификации этих модулей.

Этому свидетельствует одни из главных требований, предъявляемых ОАО «РЖД» к конструкции новых локомотивов, а именно:

- оборудование локомотивов должно быть максимально унифицированным, а компоновка узлов и агрегатов должна быть блочной.
- возможность их обслуживания без помощника машиниста;
- конструкция кабины управления должна быть капсульного типа и обеспечивать безопасность, защиту от вредных и опасных производственных факторов, удобное управление, удобный и безопасный доступ ко всем приборам и агрегатам при управлении, техническом обслуживании и ремонте.
- кабина управления должна быть оборудована системой кондиционирования, обеспечивающей комфортные параметры микроклимата [1].

Основное содержание исследования. Остановимся подробнее на требовании о создании кабины капсульного типа, это путь к решению проблемы защиты кабины от вибрации. Однако есть возможность улучшить и её показатели путем создания дополнительной ступени рессорного подвешивания между рамой тепловоза и капсульной кабиной. Такая попытка была сделана в 1984 году на тепловозе 2ТЭ121.

При создании этого тепловоза, наряду с решением ряда новых сложных технических проблем, ставилась задача дальнейшего совершенствования защиты от шума и вибрации локомотивных бригад по сравнению с другими тепловозами и снижения вибрации основных узлов и агрегатов. Поэтому на стадии проектирования в конструкцию тепловоза 2ТЭ121 был заложен ряд решений, направленных на улучшение его виброакустических качеств.

Кабина машиниста (рис.1) выполнена в виде капсулы, установленной на четырех резинометаллических виброизоляторах конусного типа (рис.2), расположенных между каркасом кузова и нижним поясом оконных рам. Пол и стены кабины не имеют с кузовом непосредственного контакта.

Каркас кабины выполнен из гнутых профилей и обшит стальными листами толщиной 1,5-2 мм. Звукоизоляция обеспечивается нанесенным на стальную обшивку слоем вибродемпфирующей мастики толщиной 4-6 мм, на которую устанавливаются обернутые в полиамидную пленку стеклоплитки толщиной 40 мм и маты из синтетического волокна толщиной 25 мм. С внутренней стороны стены кабины облицованы декоративным бумажно-слоистым пластиком толщиной 3 мм, а потолок облицован перфорированным алюминиевым листом толщиной 2 мм [2].

В передней части секции тепловоза приварен мощный торцевой обтекатель, предохраняющий кабину-капсулу от повреждений и обеспечивающий безопасность локомотивной бригады. Внутренние полости обтекателя используются как бункеры песочниц. Пульт управления позволяет управлять тепловозом сидя и стоя. Органы управления, необходимые для ведения поезда, расположены на пульте в зоне удобного пользования и сгруппированы по функциональному назначению. Имеются кондиционер, электроплитка, холодильник и обогреваемые в холодное время подлокотники боковых окон, обмыв передних стёкол.

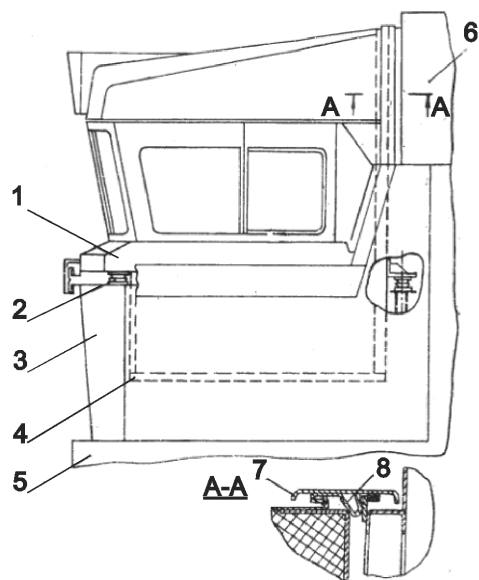


Рис. 1. Кабина машиниста

1 – нижний пояс оконных рам; 2 – виброизолятор; 3 – каркас кузова; 4 – пол кабины; 5 – рама тепловоза; 6 – кузов; 7 — облицовка; 8 – уплотнение

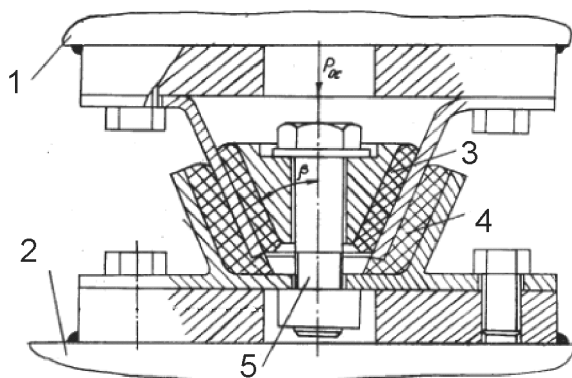


Рис. 2. Виброизолятор кабины

1 – рама тепловоза; 2 – кабина машиниста; 3 – верхний конус; 4 – нижний конус, 5 – центральный болт

Кабина 2ТЭ121 являлась одной из наиболее просторных и удобных кабин локомотивов, эксплуатировавшихся когда-либо на отечественных железных дорогах.

Еще один из представителей блочного расположения оборудования, в том числе и кабины, является пассажирский тепловоз ТЭП70 (рис.3). Его кузов выполнен несущим, ферменно-раскосного типа со съемной крышей блочного исполнения. Каждый блок крыши выполнен с учетом крепления к нему узлов вспомогательного оборудования. Жесткие весовые ограничения требовали снижения массы нового кузова. Поэтому рама и боковые стенки его изготовлены из низколегированной стали 09Г2, а силовые узлы каркаса крыши и обшивка из алюминиевого проката, что значительно снизило металлоемкость единицы длины кузова.

Конструктивно кузов можно разделить на пять основных частей:

- рама,

- бак для топлива,
- стенки боковые с обшивными листами,
- блоки крыши
- блоки кабины машиниста.

Крышу кузова тепловоза ТЭП70 используют для размещения узлов вспомогательного оборудования. Конструктивно крыша с встроенными узлами состоит из пяти отдельных съемных секции, устанавливаемых над машинным помещением, и двух секции, расположенными над кабинами машиниста. Такое исполнение крыши позволяет осуществлять блочный принцип сборки и ремонта агрегатов вспомогательного оборудования тепловоза. Блоки на крыше устанавливают на шесть арок, имеющих специальный профиль для уплотнений стыка при помощи резиновых прокладок. Установка съемных частей крыши на резиновые прокладки и крепление их при помощи поворотных зажимов значительно упрощают монтаж и демонтаж соединений.

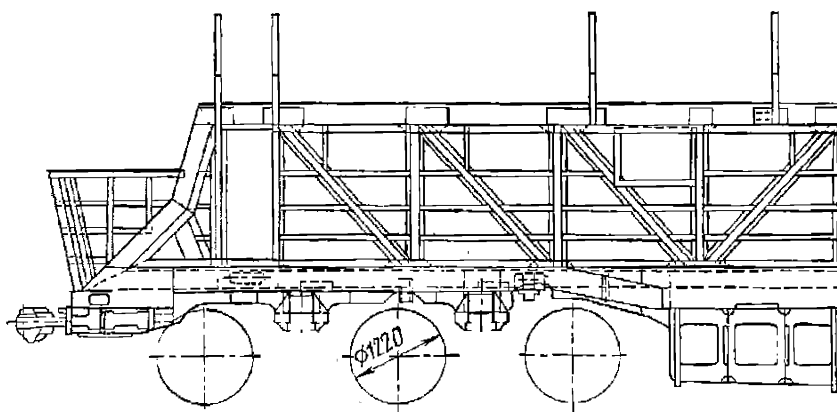


Рис. 3. Каркас кузова с рамой тепловоза ТЭП70

Кабина машиниста от машинного помещения отделена задней стенкой, сваренной из алюминиевых листов. Кабина просторная, имеет большие окна из органического стекла толщиной 10 -12 мм, обеспечивающие хороший обзор. Лобовое окно сплошное. Форма лобового стекла повторяет профиль торцевой поверхности кузова, выполненной в плане определенным радиусом. Стекла к металлическому каркасу прикреплены при помощи профильной резины, исключая необходимость устанавливать металлические скобы, что улучшает внешний вид тепловоза и упрощает обтирку [3].

Для снижения уровня шума на первых четырех тепловозах внутренние поверхности каркасных и обшивочных листов кузова, а также нижняя часть боковых и задние стенки кабины и пастил рамы покрыты слоем вибродемпфирующей мастики. Зазор между перфорированными алюминиевыми листами обшивки и каркасными листами стеной кабины заполнен звукопоглощающим капроновым волокном ВТЧ. Внутри кабина обклеена павиномом светлого цвета. Полы кабины настланы съемными щитами из фанерных плит толщиной 20 мм, обклеенных линолеумом. Между настилом рамы и полом кабины положены тепло - звукоизоляционные маты из капронового волокна.

Трубопровод подвода воздуха от каналов централизованного воздухообеспечения к калориферам и на обдув окон выполнен со вставками из резиновых труб для снижения передачи в кабину корпусного шума.

Примером более современного локомотива с подрессоренной кабиной является ЕЭРЗ.

ЕЭРЗ это модернизированный в 2004 году старый ВЛ. В результате модернизации локомотив получил модульную подрессоренную кабину, на нем были установлены широтно-импульсные преобразователи, применен новый монтаж блоков силовой аппаратуры. В кабине была установлена микропроцессорная система управления, новый пульт, улучшены условия работы локомотивной бригады. Технические решения, опробованные на этом локомотиве, должны лечь в основу нового уральского электровоза. Опытный образец электровоза постоянного тока с коллекторным двигателем будет производить Уральский завод железнодорожного машиностроения, входящий в группу «Синара». Сейчас УЗЖМ также занимается модернизацией электровозов ВЛ-11.

Но новый тяговый подвижной состав заводы в настоящее время выпускают в малых количествах. Поэтому продолжается эксплуатация морально и физически устаревших локомотивов, что в определенной мере негативно сказывается на безопасности движения поездов.

В создавшейся ситуации модернизация кабины имеющихся локомотивов осуществляется в заводских и депоовских условиях ограничивающееся, как правило, только переделкой пульта управления, установкой новых кресел и косметической облицовкой стен.

Известно что "Трансмашхолдинг" купив "Лугансктепловоз" сделал заказ на большую серию тепловозов 2ТЭ116У

Выводы. Для 2ТЭ116У необходимо создать унифицированную, герметичную кабину капсульного типа, на своих амортизаторах, с мощной системой шумоизоляции. Эта кабина будет устанавливаться на место вырезанной части кузова в районе старой кабины. Прототипом такой конструкции послужит кабина 2ТЭ121.

После такой модернизации, как 2ТЭ116У, так и любой тепловоз получит:

- ✓ лучшие динамические показатели;
- ✓ усиленную защиту от шума и вибраций;
- ✓ сокращение сроков создания;
- ✓ снижение себестоимости изготовления;
- ✓ уменьшение трудоемкости и обслуживания и ремонта;
- ✓ дальнейшее развитие массового производства;
- ✓ возможность доставки модульной кабины заказчику «под ключ»;

Создав такую кабину, где помещение для локомотивной бригады подвешено на амортизаторах, будет обеспечено не только улучшение динамических показателей тепловоза, но и благоприятные условия для работы локомотивной бригады, что решает одну из важных задач — обеспечение комфорта и высокого уровня безопасности движения поездов.

Экономически выгодно остановиться на едином типаже кабин подвижного состава. Электровоз и тепловоз надо по возможности унифицировать. Локомотивы, предназначенные для вождения пассажирских и грузовых поездов, могут иметь отличия только по условиям работы. Разделения допускать в конструкции только для особых условий работы (вывозное движение, диспетчерский локомотив, малодетальный участок). Тогда будет оптимизирована работа эксплуатационных и ремонтных предприятий. Существенный шаг в этом направлении — модульная подрессоренная кабина.

Литература

1. КБ-Офлайн. Публикации: Российский тепловоз конкуренции не боится.
2. Результаты испытаний тепловоза 2ТЭ121. Труды всесоюзного научно-исследовательского тепловозного института, выпуск 62.
3. Пассажирский тепловоз ТЭП70.М., «Транспорт». 1976. 232 с. Авт.: В. Г. Быков, Б. Н. Морозкин, Г. Е. Серделевич, Ю. В. Хлебников, В. М. Ширяев.

Сладковский А., Погорелов Д.Ю.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ
В КОНТАКТЕ КОЛЕСО-РЕЛЬС ПРИ НАЛИЧИИ ПОЛЗУНОВ
НА КОЛЕСНОЙ ПАРЕ**

В статье представлена методика расчета динамического взаимодействия в паре колесо – рельс при наличии ползунов. Проанализировано влияние характеристик подвижного состава, скорости его движения и параметров ползуна на величину контактных сил.

В статье [1] отмечается, что в настоящее время проблема ползунов на Российских железных дорогах не только не уменьшилась, но существенно увеличилась. Для пассажирских вагонов ползуны стали массовым явлением. Очевидно, что основная причина возникновения ползунов заключается в нарушении режима пользования автотормозами, а также в неисправностях самой тормозной системы. Следует отметить, что указанная проблема является особенностью не только Российских железных дорог, но носит международный характер. В частности, на Польских железных дорогах для диагностики различных дефектов колесных пар используются различного типа диагностические системы. Например, внедрение системы ASDEK словацкого производства [2] привело к необходимости отправки в ремонт 30 поездов локального формирования, т.е. 15% парка. Указанные факты свидетельствуют о том, насколько дефекты тормозного происхождения были распространены на ПКП.

Авторы данной статьи не ставят перед собой задачу исследовать причины возникновения ползунов, но анализируют последствия их возникновения. В частности, рассматривается динамическое воздействие этого достаточно распространенного дефекта, как на путь, так и на экипаж. В статье [3] отмечен интересный факт, что при отступлении немецких войск для разрушения пути использовался искусственный ползун на последней колесной паре поезда.

Какова может быть глубина ползунов? В статье [4] приводится пример возникновения ползуна глубиной 30 мм. Очевидно, что это совершенно исключительный случай, связанный с заклиниванием колесной пары электровагона. Тем не менее, ползуны глубиной более 1 мм являются рядовым явлением. Очевидно, что эксплуатация колес с такими дефектами недопустима, но, к сожалению, происходит повсеместно. На Польских железных дорогах, согласно инструкции [5], ползуны с глубиной более 1 мм и длиной плоского места более 30 мм выявляются при помощи устройств автоматической диагностики и колесные пары с такими дефектами отправляются в ремонт.

На Российских железных дорогах и, соответственно, на железных дорогах стран бывшего СССР, вопрос о предельной глубине ползуна не является таким однозначным. Если для локомотивов согласно инструкции [6], предельной является глубина ползуна 1 мм, то для вагонов с подшипниками скольжения допускаются ползуны глубиной 2 мм [7]. Еще более сложным является вопрос о том, с какой скоростью должен двигаться подвижной состав в случае обнаружения ползунов. Рассмотрим этот вопрос ниже, основываясь на инструкциях [6] и [8]. Инструкции, действующие в локомотивном [9] и вагонном [10] хозяйствах Украины аналогичны российским.

Для начала остановимся на средствах, которые использовались для моделирования. Разработанный в Лаборатории вычислительной механики Брянского государственного технического университета программный комплекс "Универсальный механизм" (УМ) предназначен для моделирования динамики и кинематики плоских и пространственных механических систем. Указанный па-

кет прикладных программ стоит в одном ряду, а по отдельным показателям превосходит признанные пакеты MSC.ADAMS/Rail (в настоящее время VI-Rail), MEDYNA, GENSYS, NUCARS, SIMPACK или VAMPIRE. Преимуществом указанного пакета для русскоязычного пользователя является возможность использования русского интерфейса, а также оперативных консультаций у разработчиков. Математические основы использования этого программного обеспечения подробно изложены в статье [11].

Тем не менее, пакет UM еще не доработан для моделирования ползуна. Этот пакет позволяет задавать неровности различных типов для рельсов. Могут моделироваться различные поперечные (рабочие) профили колес. Но в настоящее время UM не позволяет задавать по окружной координате профиль поверхности колеса, отличающийся от окружности. Несмотря на это существует возможность моделирования ползуна с использованием пакета UM. Для этого необходимо задать профиль неровности рельса таким, чтобы при медленном перекачивании колеса через эту неровность его центр повторял такое же движение, которое было бы у реального колеса с ползуном.

Таким образом, первая задача моделирования состоит в том, чтобы задать профиль неровности рельса, который бы соответствовал реальному ползуну на колесе. Рассмотрим сначала «идеальный» ползун на колесе, т.е. образовавшееся в результате торможения плоское место имеющее идеально ровную поверхность. При этом данный участок графически можно представить в качестве отрезка прямой длиной L (рис. 1). Очевидно, что между длиной ползуна и его глубиной существует достаточно простая математическая зависимость

$$L = 2\sqrt{2Rh - h^2},$$

где R – радиус колеса. Эта формула положена в основу таблицы, при помощи которой на практике измеряется глубина ползуна [6]. Показанный на рис. 1 ползун соответствует случаю, когда глубина ползуна равна 30 мм [4].

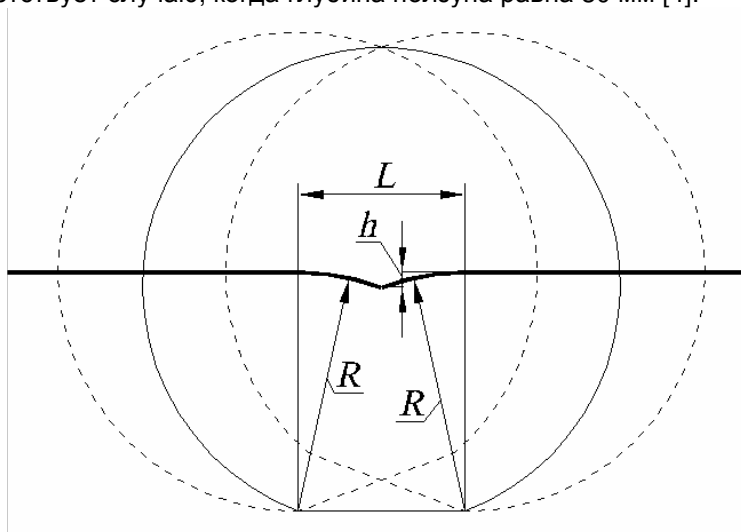


Рис. 1. Траектория движения центра колеса с «идеальным» ползуном при его медленном перекачивании (рельс абсолютно ровный, на рис. не показан)

На рис. 1 пунктиром показаны начальное и конечное положения колеса в моменты начала и конца «работы» ползуна. Как видим, неровность траектории движения центра колеса имеет такую же длину, как сам ползун. Эта траектория показана на рис. 1 утолщенной линией. В зоне ползуна она состоит из

двух дуг радиуса R , причем глубина этой неровности равна глубине ползуна h .

Рис. 2 показывает, какой должна быть неровность рельса, для того чтобы ось медленно перекатывающего колеса без ползуна повторила траекторию движения, показанную на рис. 1 утолщенной линией. Такая неровность должна представлять собой ступенчатую выемку в рельсе глубиной h и длиной L .

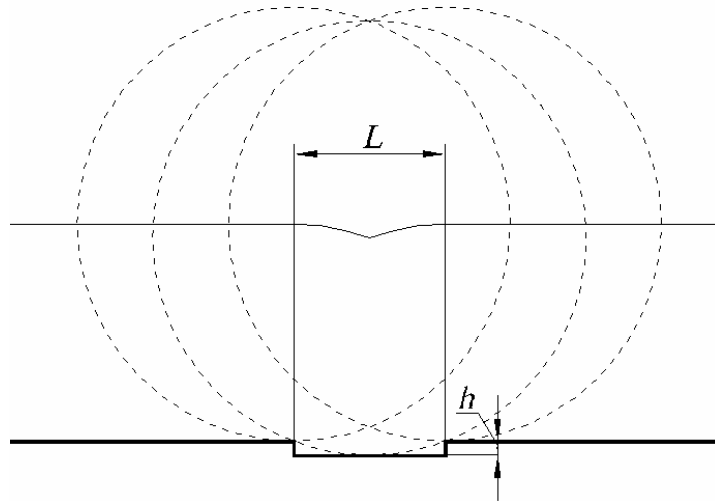


Рис. 2. Неровность рельса моделирующая «идеальный» ползун

В программе UM при функциональном задании неровности рельса траектория движения центра колеса повторяет график функции, которая описывает положение точки контакта. Это означает, что при задании неровности рельса в форме, представленной на рис. 2, центр колеса при своем движении повторил бы нарисованную «ступеньку». Очевидно, что такое задание неровности рельса неприемлемо. Не приемлемо и задание неровности в форме, представленной на рис. 1. Реальные ползуны в отличие от идеальных имеют сглаженные (пластически деформированные) края, поэтому при медленном перекатывании колеса с ползуном вертикальные перемещения центра колеса, в отличие от приведенной на рис. 1 утолщенной линии, на графике не будут иметь угловой точки. Моделировать реальный ползун следует неровностью рельса, показанной на рис. 3.

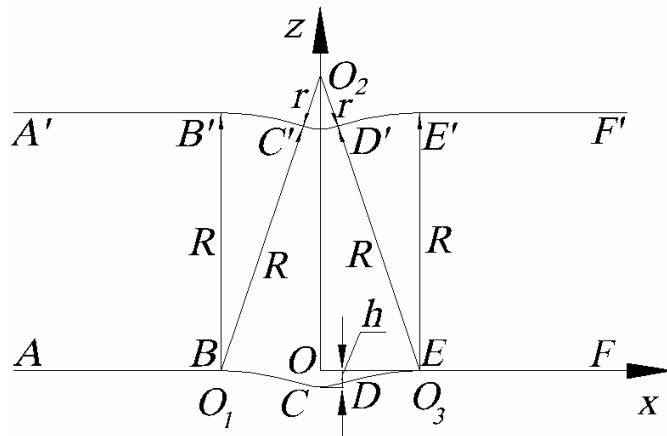


Рис. 3. Неровность рельса, моделирующая реальный ползун

Рассмотрим подробнее геометрическую структуру такой неровности, которая на рис. 3 представлена в виде линии $ABCDEF$. В соответствии с изложенным выше подходом в пакете UM траектория движения центра колеса $A'B'C'D'E'F'$ будет повторять указанную линию. Эта траектория будет характеризоваться двумя параметрами: глубиной неровности рельса, соответственно, глубиной ползуна h и относительно малым радиусом скругления r . Считаем, что радиус колеса по кругу катания R задан. Тогда траектория движения центра колеса $A'B'C'D'E'F'$ будет состоять из двух отрезков прямой $A'B'$ и $E'F'$, двух выпуклых дуг $B'C'$ и $D'E'$ с радиусами R и центрами в точках O_1 и O_3 (совпадают с точками B и E), а также центральной вогнутой дуги $C'D'$ радиуса r с центром в точке O_2 .

При построении линии $ABCDEF$ и, соответственно, $A'B'C'D'E'F'$ должно быть математически обеспечено гладкое сопряжение дуг между собой (т.е. равенство первых производных в точках сопряжения), а также с прямолинейными участками рельса. В этом случае длина неровности $l = BE = B'E'$ определяется автоматически. Математическое описание построения гладкой кривой, описывающей неровность рельса достаточно простое, поэтому может быть опущено. Приведем только фрагмент программы, написанной на встроенном языке программирования MathCAD, которая позволила проверить правильность построения указанной кривой (рис. 4). Все обозначения переменных в программе соответствуют обозначениям точек на рис. 3.

$$\begin{aligned} R &:= 0.475 & r &:= 0.1 & h &:= 0.001 \\ xO2 &:= 0 & zO2 &:= r - h & xO3 &:= \sqrt{2(r + R) \cdot h - h^2} & zO3 &:= -R \\ xO1 &:= -xO3 & zO1 &:= zO3 & xB &:= xO1 & xC &:= xO1 \cdot \frac{r}{R + r} & xD &:= -xC & xE &:= xO3 \\ z(x) &:= \begin{cases} 0 & \text{if } x < xB \\ \sqrt{R^2 - (x - xO1)^2} + zO1 & \text{if } xB \leq x < xC \\ zO2 - \sqrt{r^2 - (x - xO2)^2} & \text{if } xC \leq x < xD \\ \sqrt{R^2 - (x - xO3)^2} + zO3 & \text{if } xD \leq x < xE \\ 0 & \text{if } x \geq xE \end{cases} \end{aligned}$$

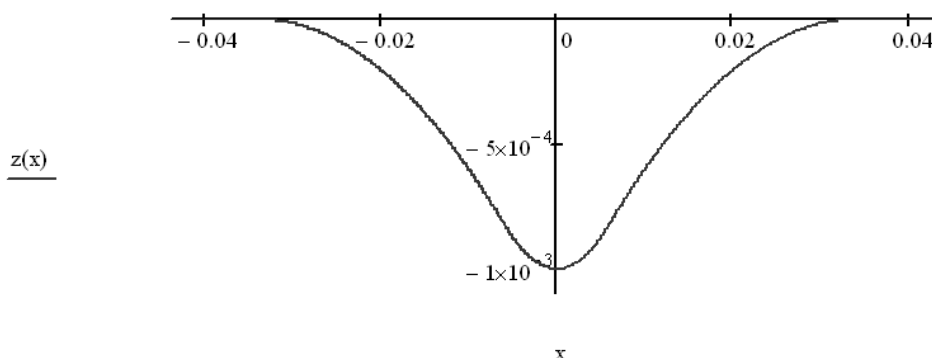


Рис. 4. Фрагмент программы, написанной на встроенном языке программирования MathCAD, моделирующей неровность рельса

Преимуществом программного комплекса UM является возможность программирования отдельных модулей, которые затем включаются в пакет, как его интегральная часть. В данном случае описанная неровность была запрограммирована на алгоритмическом языке Delphi 7. Были заданы также функциональная зависимость профиля неровности рельса, соответствующей модели ползуна, и ее первая производная. Проведена параметризация неровности, в результате чего ее параметры (глубину, радиусы скругления) можно было изменять, также как и параметры рассматриваемых транспортных средств.

В качестве движущегося экипажа рассматривалась упрощенная компьютерная модель грузовых вагонов с двухосными тележками модели 18-100. Модель является упрощенной в части описания фрикционной клиновой системы, что не вносит существенного влияния на изменение нормальных контактных сил при взаимодействии в паре колесо с ползуном - рельс. Параметризация характеристик вагона позволяет рассматривать при помощи указанной модели вагоны разных типов: цистерны, хопперы, полувагоны. При этом могут изменяться не только массовые или инерционные характеристики вагонов, но и их графические образы. На рис. 5 показаны графические образы соответствующих моделей цистерны и хоппера.

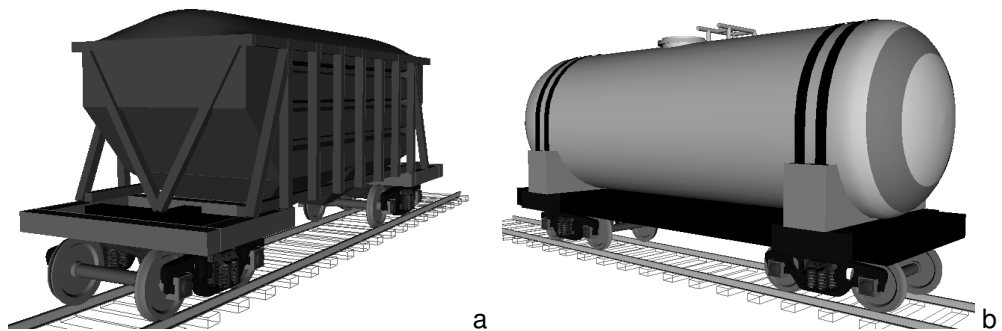


Рис. 5. Графические образы рассматриваемых при помощи UM моделей вагона: а) хоппер; б) цистерна

Рассмотрим движение хоппера модели 11-715 в груженом и порожнем состоянии, у которого первая колесная пара имеет ползун, с различными скоростями. На рис. 6 представлен характерный график зависимости нормальной контактной силы, действующей на колесо, при движении вагона со скоростью 20 м/с.

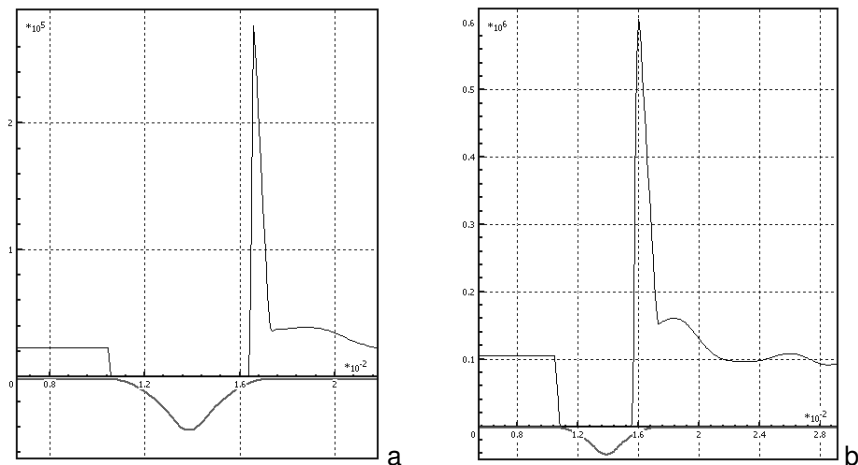


Рис. 6. Нормальная контактная сила при движении порожнего (а) и груженого (б) хоппера со скоростью 20 м/с

На рис. 6 и далее по оси ординат откладывалась нормальная сила, по оси абсцисс время движения. Для сравнения помимо графика силы ниже показан соответствующий профиль неровности в увеличенном масштабе. Как видно из графика движения порожнего вагона (рис. 6а), рассматриваемый дефект рельса и, соответственно, сам ползун при движении с данной скоростью являются относительно короткими неровностями. При этом колесо на начальном этапе утрачивает контакт с рельсом, и величина силы уменьшается до нуля. Затем следует удар, во время которого контактная сила возрастает многократно. В частности, при движении порожнего вагона с указанной скоростью контактная сила возрастает в 12,13 раза.

Аналогичный график для груженого хоппера (рис. 6b) показывает, что для данной скорости движения возрастание силы удара будет значительно меньше. В этом случае коэффициент динамичности равен 5,79. При этом график зависимости силы от времени является подобным предыдущему. Т.е. в начальный момент колесо утрачивает контакт с рельсом. А при выходе из неровности (ползуна) следует резкий удар. Отличие графиков только в том, что время, когда колесо для груженого вагона утрачивает контакт с рельсом, несколько меньше по сравнению с движением порожнего вагона.

Влияние скорости движения экипажа на динамику взаимодействия колеса и рельса может быть проанализировано с использованием табл. 1, в которой представлены зависимости величины максимальной контактной силы от скорости движения. Как можно видеть из приведенных данных, контактное взаимодействие для груженого и порожнего вагонов существенно отличаются. Очевидно, что для очень малых скоростей (до 2,5 м/с) значения коэффициента динамичности относительно малы. Но при возрастании скорости порожнего вагона до 5 м/с, величина коэффициента динамичности возрастает до значения 13,06. При этом в дальнейшем с возрастанием скорости движения вагона коэффициент динамичности несколько уменьшается. Для груженого вагона имеет место другая картина. С возрастанием скорости движения коэффициент динамичности растет. С чем связано отличие контактного взаимодействия колес и рельсов для порожнего и груженого вагонов? Ответ на этот вопрос может дать рис. 7, где представлены аналогичные зависимости для достаточно малой скорости (2 м/с).

Табл. 1

Влияние скорости движения вагона на динамическое взаимодействие рельса и колеса, имеющего ползун

Скорость движения вагона (м/с)	Величина максимальной силы в момент удара (кН)	
	Порожний хоппер	Груженный хоппер
Статическая нагрузка	22,8	104,5
1	136,1	251,3
2	170,2	316,4
5	297,8	367,2
10	271,3	620,6
20	276,6	604,9

Для порожнего вагона (рис. 7а) в отличие от аналогичного рис. 6а колесо утрачивает контакт с рельсом только в течение начального короткого времени. Во время восстановления контакта с рельсом имеет место первый удар. От его воздействия колесо снова подскакивает, утрачивая контакт с рельсом. По выходе из режима качения по ползуну следует еще один, несколько меньший удар. Движение колеса груженого вагона отличается от движения колеса порожнего вагона. Это колесо на начальном этапе качения по неровности не

утрачивает контакт с рельсом, что существенно снижает динамику контактного взаимодействия. В начальный момент качения ползуна наступает некоторое снижение величины контактной силы, но она не становится равной нулю, и практически в нижней точке имеет место удар, динамический коэффициент для которого существенно меньше, чем в предыдущем случае. Следует короткий подскок колеса и вторичный удар значительно меньшей интенсивности. Таким образом, очевидно, что при движении более легкого (порожного) вагона колесу проще утратить контакт с рельсом при перекачивании ползуна. Следствием этого является повышенная динамика контактного взаимодействия, которая может негативно сказываться на материалах взаимодействующих тел. Очевидно, что материал рельсов, которые имеют высокую твердость, более чувствителен к ударным нагрузкам. Поэтому качение колес, имеющих ползуны, может привести к возникновению трещин, которые будут зарождаться в приконтактной зоне рельса.

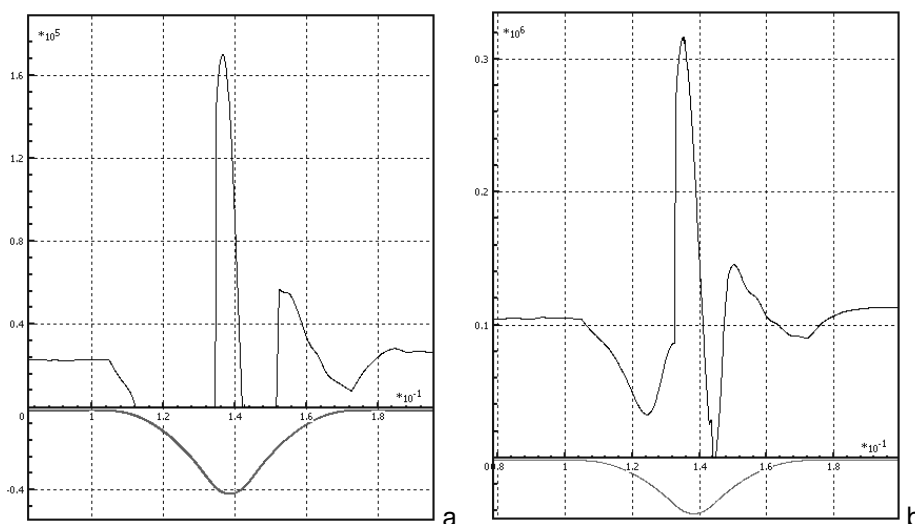


Рис. 7. Нормальная контактная сила при движении порожнего (а) и груженого (б) хоппера со скоростью 2 м/с

В качестве определенных выводов, полученных в результате проведенных исследований, следует отметить, что режимы движения порожних и груженых вагонов, у которых обнаружен ползун, должны существенно отличаться. Например, в инструкции [10] предписано в случае обнаружения сравнительно неглубокого ползуна (до 2 мм) у грузового вагона двигаться до ближайшего ПТО со скоростью не более 70 км/час. Если же глубина ползуна превышает 2 мм, то скорость должна быть резко ограничена (не более 15 км/час). Инструкции совершенно не учитывают, где обнаружен ползун, под порожним или груженым вагоном. При этом для порожнего вагона, как следует из табл. 1, при скорости 5 м/с (что близко к предписанным 15 км/час), коэффициент динамичности является максимальным. Таким образом, с учетом анализа динамического контактного взаимодействия рельсов и колес, имеющих ползуны, следует пересмотреть ряд ведомственных инструкций.

Литература

1. Суриков О.Н. Осторожно: ползуны! - Локомотив, №1 (613), 2008.
2. Trammer K. ASDEK z jasnego nieba. – Z biegiem szyn, Nr 2 (23), 2006.

3. Ларин В. Альтернатива. Дрожь Земли (Электровоз ВЛ-85). <http://automarket.su/2005/11/18/41alt.html>
4. Новиков В.Е. Заклинило! – Локомотив, №2 (614), 2008.
5. Wytyczne techniczno-eksploatacyjne urządzeń do wykrywania stanów awaryjnych taboru (Ie-3). Warszawa: PKP, 2005.
6. Инструкция по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм (ЦТ-329), МПС РФ. Москва: Транспорт, 1995.
7. Инструкция по осмотру, освидетельствованию, ремонту и формированию вагонных колесных пар (ЦВ/3429), МПС СССР. Москва: Транспорт, 1977.
8. Инструкция осмотрицику вагонов (ЦВ-ЦЛ-408), МПС РФ. Москва: Транспорт, 1997.
9. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм. Зміна №1 до ВНД 32.0.07.001-2001: затв. наказ. Укрзалізниці №863-ЦЗ від 16.11.04 / Мінтранс України. Укрзалізниця. Гол. локомотив. госп. – Київ, 2004.
10. Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар: ЦВ-ЦЛ-0062 / Затв. та введ. в дію 01.04.2005. Наказ. Укрзалізниці №067-Ц. – Київ, 2006.
11. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software / Rail Vehicle Dynamics and Associated Problems / Ed. A. Śladkowski. – Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Ślaskiej, 2005.

УДК 629.45/46.

Войтенко В.А., Левандовский В.А., Кашуба В.И.,
Нестеренко В.И.

ВЛИЯНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОГО РЕЗОНАНСА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ И ТЕХНИКО – ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЛОКОМОТИВОВ

Показано явление циклических автоколебаний в экипажной части локомотивов –циклического резонанса, их роль в разрушении кузовов и экипажной части локомотивов; исследован генезис циклических автоколебаний в экипажной части локомотивов; определены способы и средства по устранению влияния циклических автоколебаний в экипажной части локомотивов и предотвращению их возникновения.

1. ВВЕДЕНИЕ

Явления циклического резонанса известны в технике давно, тем не менее его идентификация, генезис и, способы борьбы с этим явлением требуют индивидуального подхода в каждом конкретном случае. Например на железнодорожном транспорте резонансные явления в скоростном движении способствовали применению разнообразных способов демпфирования колебаний, а также разработке способов “проскока” через неблагоприятные режимы. Данное явление можно отнести к одной из причин «колёсно-рельсовой чумы» последних 35 лет, когда расход рельс вырос в 5-6 раз, а переточки колёс до 10 раз на некоторых дорогах[1], несмотря на внедрение термоупрочнённых колёс и рельс с НВ400-450.

Целью и задачей исследования: в данной работе является исследование генезиса циклического резонанса и способов борьбы с этим явлением.

2. Генезис циклического резонанса.

Рассмотрим влияние разгрузки колёсных пар пассажирских тепловозов на частоту и амплитуду виляния тележек локомотивов.

Разгрузка передней тележки локомотива под тягой - ΔP_F равно как и догрузка задней тележки в данном режиме равна:

$$\Delta P_F = (2F \cdot h) / d_n \quad (1);$$

где F – сила тяги моторной тележки, h – расстояние от поверхности рельс до оси автосцепки, d_n – база локомотива [2].

Рассмотрим явления, возникающие при трогании с места локомотивов 2ТЭ116, (в частности связанные с отсутствием догрузателя) при следующих исходных данных: ограничение по сцеплению при трогании с места $F_{сц} = 382$ кН; L_0 – расстояние между мнимыми центрами расположения опор тележек, $L_0 = 12400$ мм; общая длина тепловоза равная по осям автосцепок $L = 20170$ мм. Следовательно:

$$\Delta P_F = (382 \cdot 1,05) / 12,4 = 32,6 \text{ кН};$$

Таким образом передняя тележка становится легче на 3.32 т (32,6 кН), а задняя соответственно “тяжелее”. Вертикальный перекокс рессорных комплектов в этом случае составит не менее 10мм, а при резком сбросе нагрузки действие на локомотив по аналогично явлению, возникающему при сбросе с клиньев.

При выбеге, особенно с пассажирским составом, возможна обратная ситуация – поскольку удельное сопротивление движению обмоторенных тележек больше чем тележек пассажирских вагонов более чем в два раза 22,1 Н/т и 10,5 Н/т* (при 27,5 км/ч), соответственно (57,88 Н/т и 26,97 Н/т при 100 км/ч) [3].

Снаряжённый 2ТЭ116 будет замедляться силой 22,1 Н/т*266 т = 5,88 кН, а 10 вагонный пассажирский состав 10,5 Н/т*520 т = 5,46 кН, (15,4 кН и 14,04 кН при 100 км/ч) [4]т. е. при растянутой предварительно автосцепке происходит выбиравание зазора и быстрое ударное сжатие автосцепок ввиду высокой жёсткости пружины поглощающего аппарата локомотивной автосцепки Ш-2-В, которая по существу не работает в данном случае, поскольку согласно нагрузочной диаграммы в [5] зона нечувствительности поглощающего аппарата локомотивной автосцепки Ш-2-В составляет 2 кН. Т.о. при меньшей составности, при износе буксовых узлов локомотивов, на уклонах, возможно возникновение интенсивных ударов между автосцепными узлами локомотива и первого по ходу вагона. По существу работает только поглощающий аппарат пассажирского вагона, что способствует развитию быстро затухающих продольных колебаний в системе локомотив – поезд.

Такой режим редко встречается в практике вождения грузовых поездов, поскольку легковесные составы обслуживаются маневрово-вывозными локомотивами с ограниченными скоростями, резервным номером.

Раскачка рамы локомотива при этом вносит триггерный эффект в динамику локомотива, впервые замеченный на локомотивах 2ТЭ121 в начале 80-х годов в пассажирском движении [6]. При движении локомотива с установившейся скоростью происходит серия ударов с частотой 1,5-2 Гц по автосцепке от первого по ходу вагона, например после набора мощности или на выбеге. Хотя сами по себе величины этих нагрузок невелики, тем не менее они способствуют выходу экипажной части локомотива на режим циклического резонанса. Механизм выхода на этот режим в общих чертах может быть объяснён, раскачкой локомотива вдоль продольной оси по вышеуказанной причине (серия ударов с частотой 1,5-2 Гц по автосцепке от первого по ходу вагона, после набора мощности или выбега), циклически изменяется нагрузка на тележки, что проявляется по наблюдениям авторов и многочисленными наблюдениями локомотивных бригад в выходе кузова на режим галопирования.

Т.к. амплитуды галопирования невелики и не превышают 10-15 мм гашение их не происходит в фрикционных гасителях вертикальных колебаний из-за попадания в зону нечувствительности фрикционных гасителей вертикальных колебаний (особенно имеющих большой эксплуатационный износ), поэтому циклически изменяется нагрузка на тележки и отдельные колёсные пары, и, в результате изменяется сопротивление (как видим до 10% из-за разгрузки от номинальной) поперечному движению бандажа колёсной пары по поверхности рельса.

Вообще говоря, в данном случае наглядно выполняется условие Хасегавы о раскачке нелинейной колебательной системы, согласно которому частота раскачки нелинейной колебательной системы должна быть вдвое выше собственной частоты раскачки нелинейной колебательной системы [7].

Кроме того, необходимо учитывать гироскопический эффект, игнорировать который при волнообразном движении колёсной пары при скоростях движения 90-100 км/час не представляется возможным. При движении колеса «внутри» колеи сила Кориолиса направлена вверх, что способствует разгрузке колеса.

Последние исследования авторов показывают, что количественно решающим фактором раскачки являются колебания маятниковой подвески ТЭД с частотой 2,2 Гц (рис. 1 – амплитудно-частотная характеристика ТЭД).

Соответственно, нарушается нормальное противофазное влияние тележек, и возникают поперечные колебания рамы и кузова локомотива, последствия которых – разрушение кузовов, отрыв стяжных поясов, трещины в районе шахты холодильника.

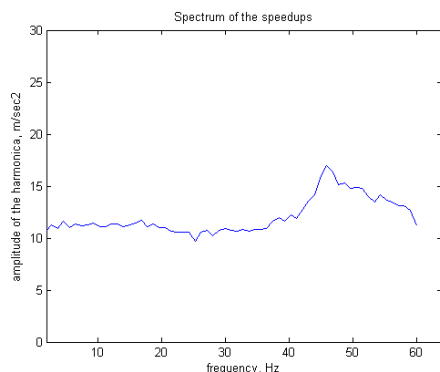


Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика ТЭД

Неодновременная работа фрикционных гасителей вертикальных колебаний в режиме галопирования будет постепенно приводить к деформации (перекосу) штоков фрикционных гасителей вертикальных колебаний как в продольной, так и в поперечной плоскости локомотива, т.е. S-образный износ, что также хорошо иллюстрирует серия измерений штоков фрикционных гасителей вертикальных колебаний, а также фотографии авторов (рис. 2, 3 - клиновидный износ и разрушение фрикционных накладок, деформация верхнего поводка).



Рис. 2. Клиновидный износ и разрушение фрикционных накладок



Рис. 3. Деформация верхнего поводка

Необходимо отметить, что данные явления усилились на сети магистральных железных дорог сразу же после введения профилей бандажа с увеличенным до 70° против 65° углом наклона образующей гребня бандажа.

Ставя задачу – предупреждение выхода гребня колеса на головку рельса, авторы этого нововведения абстрагировались от того факта, что таким образом резко увеличиваются поперечные нагрузки в пути, ухудшаются возможности самодемпфирования виляния колёсных пар и тележек за счёт частичного всхода на рельсовую нить, а в условиях резкого роста жёсткости пути имеющего, необратимый характер, данное решение привело к резкому всплеску ненормативного износа колёсных пар и рельс.

Известно, что частота виляния колёсных пар локомотивов 2ТЭ116, имеет резко выраженный переход от частоты 1,1 Гц до 2,2 Гц в диапазоне скоростей 80-100 км/ч. Собственная частота продольных и вертикальных колебаний соответственно 2,5 Гц и 2 Гц (вторая ступень рессорного подвешивания 7 Гц) и, наконец, колёсно-моторный блок генерирует колебания около 7 Гц в данном диапазоне скоростей [8]. Амплитуды виляния колёсных пар локомотивов 2ТЭ116 определяются геометрией контакта колесо – рельс и могут составлять 10-12 мм без учёта всхода колеса на рельс, нормативного уширения и периодических синусоидальных неровностей пути в плане.

Наложение амплитуд происходит с интервалом 10, 18-20, 30 и 52 секунды, причём синхронизатором служит КМБ (7Гц) и продольные колебания (2,5 Гц) с поглощающего аппарата Ш-2Т автосцепки СА-3М тепловоза 2ТЭ116 которые по существу не демпфированы. Результатом воздействия циклического резонанса является быстрый износ резиновых элементов крепления фрикционных гасителей колебаний и, как следствие изменение характеристик фрикционных гасителей колебаний которые не в состоянии демпфировать низкочастотные вертикальные колебания, которые в свою очередь приводят к деформациям кузова, а также к раскачке и разрушению навесного оборудования подвешенного к крыше кузова.

Наличие данного явления подтверждается в работе [8] где были приведены графики спектральной плотности отклонений пути в плане, полученные французскими исследователями для скорости 100км/час, с ярко выраженными пиками для частот 1,1 Гц и 2,2 Гц. Более того, в начале 60-х годов прошлого века в классической работе [9] были приведены результаты аналогового электронного моделирования и натурных измерений проведенных на французских железнодорожных линиях, где работал электроподвижной состав на резонансных или околорезонансных скоростях на бесстыковом пути. Согласно полученных при измерениях и моделировании данных, колёсные пары при вилянии на резонансных частотах воздействуют на верхнее строение бесстыкового пути, чем способствуют накоплению остаточных деформаций в пути и появлению периодических синусоидальных неровностей пути в плане, причём, норматив уширения в плане соблюдался полностью.

Практически те же зависимости были получены при исследованиях колебаний тяги в скоростном движении в Германии и Швейцарии [10]. Здесь были получены те же 18-20 секундные вариации в продольной динамике, которые однако не были адекватно идентифицированы авторами исследований несмотря на всю их очевидность.

На взгляд авторов, накоплению остаточных деформаций в бесстыковом пути и появлению периодических синусоидальных неровностей пути в плане способствует явление циклического резонанса проявляющееся на вполне исправном бесстыковом пути после рихтовки.

Длина синусоиды соответствующая длине волны виляния 11м и амплитуде 12 мм в плане на длине стандартной плети – 800 м, с погрешностью ме-

нее 5% соответствует длине металлического стержня нагретого до 60°C, длиной 800м при нормальных условиях.

Таким образом, процесс взаимодействия пути и подвижного состава идёт в данном случае взаимосвязано - подвижной состав (локомотив) деформирует совместно с тепловыми деформациями верхнее строение пути, а впоследствии, псевдо-синусоидально деформированный путь способствует выходу подвижного состава на режим резонансных периодических колебаний – режим циклического резонанса.

Авторами были проведены исследования данного явления и проведены серии измерений на 8 локомотивах трёх локомотивных депо Донецкой железной дороги в маневровой и поездной работе во все сезоны в рамках исследовательского договора ТС-11. Ярко выраженный переход с частоты колебаний 1,1 на 2,2 Гц приведен на расшифровке сигнала и его гармонического анализа (рис. 4, 5) проведенного в масштабе реального времени. На приведенной гистограмме (рис. 6) приведены характерные временные распределения максимумов амплитуд поперечных колебаний, имеющих 4 характерных пика – 10, 18, 20 и 52 секунды, причём гармонический анализ сигналов акселерометров регистрирующих виляние и относ был крайне затруднен ввиду несинусоидальности процесса.

Было высказано предположение о продолжительном контакте гребня колеса с головкой рельса, что подтвердили результаты контрольных обмеров гребня колеса, а также неравномерность износа колёсных пар в тележке.

Характерно, что для первой по ходу тележки характерна частота возникновения колебаний порядка 50 сек., а для второй 20 сек. при изношенных фрикционных демпферах, для неизношенных, 20 и 7-10 сек.

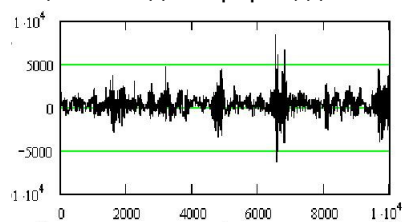


Рис. 4. Расшифровка сигнала

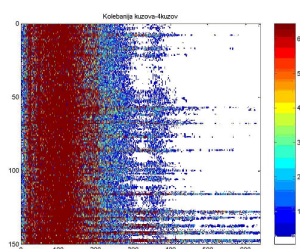


Рис. 5. Гармонический анализ сигнала

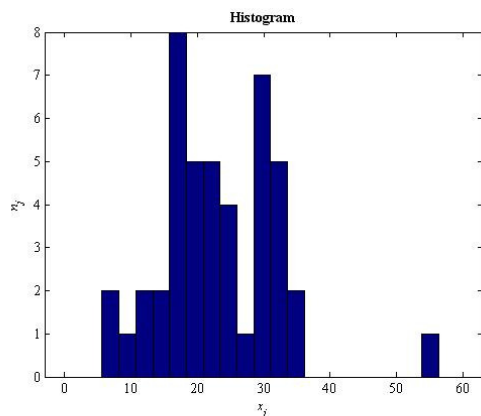


Рис. 6. Гистограмма характерных временных распределений максимумов амплитуд поперечных колебаний

Для изношенных тележек характерен следующий факт – сильный боковой износ стакана фрикционного гасителя в направлении движения и S-

образный изгиб штока. Таким образом теоретическое предположение было проверено на практике и показало свою адекватность реальности.

2. Влияние жёсткости пути на результаты проведённых исследований.

Необходимо отметить следующий факт, в известных авторах моделях движения экипажей упущено следующее - неучтён расход энергии на подъём - опускание пути.

При сжатии пути масса подвижного состава - m_c сжимает его как пружину на расстояние x силой F :

$$F = m_c g. \quad (2)$$

Условно можно считать, что

$$F = k * x, \quad (3)$$

где k – некий условный коэффициент Гука, поскольку для наших рассуждений неприципиальны временные изменения реологических свойств пути.

Энергия сжатой пружины, как известно –

$$E = k * x^2 \quad (4)$$

при отжиге путь-пружина присоединяет собственную массу (приведенную) в каждой произвольно взятой точке к массе состава (приведенной) $(m_c + m_n) * g$, причём величина $(m_c * g)$ очевидно изменяется по синусоиде, таким образом, энергия минимально диссипируемая в вертикальном направлении - ΔE т.е.,

$$\Delta E = (m_n * g) * x. \quad (5)$$

На пути с железобетонными шпалами жёсткость пути в 4 раза больше чем на пути с деревянными шпалами, (зимой в 16 раз), следовательно прогиб пути в 4 раза меньше (зимой в 16 раз), энергия сжатой пружины в 16 раз меньше (зимой в 64 раза), ΔE в 4 раза меньше (зимой в 16 раз).

Вообще говоря, по подсчётам авторов, каждый фрикционный гаситель установленный на ТЭ116 рассеивает до 1,5 кВт при скорости 90-100 км/ч.

Результаты измерений проведённых на 8 тепловозах 2ТЭ116 на участке Луганск-Валуйки в пассажирском движении) убедительно показывают, что явление циклического резонанса чётко коррелирует с состоянием пути и его жёсткостью, хотя механизм воздействия более жёсткого пути требует более детальных исследований, особо необходимо тщательное исследование реологических характеристик балласта, что позволит точно определять декремент затухания в балласте и более или менее точно определять затраты энергии на диссипацию в пути, что однако со всей необходимостью требует знания уровня силовой нагруженности пути в его связи с конструкцией экипажной части локомотива.

Как уже было указано выше, явление циклического резонанса прямо связано как с разрушением экипажной части и кузовов, так и быстрым износом колёсных пар, переточка которых в ТЧ-19 происходит в среднем через 3 месяца или 45-50 тыс. км пробега, что было убедительно показано в отчёте проведённом согласно договора ТС – 11 между СНУ им. В.Далы и Донецкой железной дорогой. Например, на тех локомотивах, на которых фиксируется в опытных поездках сверхнормативная раскочка кузовов также отмечен повышенный износ колёсных пар, что зафиксировано в журналах обмеров колёсных пар

Меры борьбы с явлением циклического резонанса можно условно разделить на две группы: меры устраняющие последствия данного явления и потому применимые на существующем подвижном составе, и меры устраняющие причины данного явления.

К первой группе необходимо отнести внедрение:

- а) индивидуальной электропневматической схемы управления тормозами подвижного состава в грузовом движении;
- б) блок поосного регулирования частоты вращения колёс, основанный на измерении разницы абсолютной текущих скоростей локомотива и относительной текущей скорости центра качения колеса;
- в) радиальный гидравлический гаситель колебаний;
- г) активное рессорное подвешивание.

Ко второй группе необходимо отнести внедрение следующих технических решений:

- а), регулируемое пневматическое подвешивание;
- б) демпфирование колебаний маятниковой подвески ТЭД.

К техническим мерам, устраняющие последствия циклического резонанса можно отнести: индивидуальную электропневматическую схему управления тормозами подвижного состава (суть данного технического решения поясняется материалами [11] (Декларационный патент Украины № 7893) и представляет собой модернизацию магистральной части воздухораспределителя №483 путём установки в ней электропневматического клапана с питанием клапана от батарей с трансформаторной подзарядкой).

Применение данного технического решения требует принятия определённых изменений в порядок формирования поездов [12], и, естественно определённого периода адаптации столь сложной системы, как система грузовых перевозок.

Внедрение блока поосного регулирования частоты вращения колёс, основанный на измерении разницы текущей скорости локомотива и относительной текущей скорости центра качения колеса (разрабатывается сотрудниками профильных кафедр СНУ им. В. Даля).

Применение данного технического решения также требует определённого периода адаптации системы грузовых перевозок, где уже предпринимаются более или менее удачные попытки поосного регулирования частоты вращения колёс локомотивов.

Внедрение радиального гидравлического гасителя колебаний – разработанного сотрудниками ОАО «ХК «Лугансктепловоз» в 1975 году [13], данный принцип в настоящее время активно используется фирмой «Энидайн» в США (но с ограничением эксплуатационных температур: -18...+45°C) [14].

Внедрение активного рессорного подвешивания (гидропневматической рессоры с нелинейным регулирующим элементом), которое разрабатывается сотрудниками профильных кафедр СНУ им. В. Даля и ЦКБ ОАО «ХК «Лугансктепловоз».

Данное техническое решение поясняется рис.7, где изображена гидропневматическая рессора содержащая, стакан 1 с полостью заполненной газом, стакан 2 с полостью заполненной жидкостью, направляющий стакан 3, регулируемое сопло 4, уплотнение 5, в стакане 1 с полостью А заполненной газом, помещён эластичный резервуар 7, в стакане 2 с полостью Б, заполненной жидкостью, помещён эластичный резервуар 8, эластичный резервуар 7 и эластичный резервуар 8 соединены между собой эластичным газовым резервуаром 6 регулируемого сопла 4 с полостью В, заполненной газом, кольцевая проставка 9, проставка – поршень 10 которая отделяет эластичный газовый резервуар 6 регулируемого сопла 4 от стакана 1 с полостью А, заполненной газом.

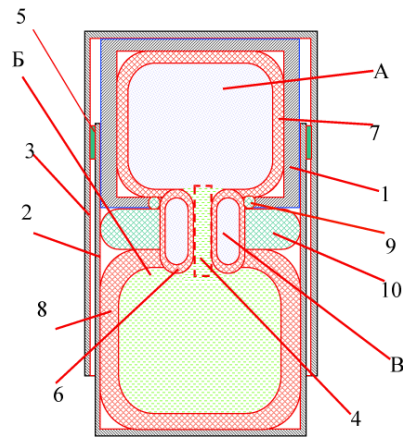


Рис. 7. Гидропневматическая рессора

Применение данного технического решения позволит увеличить надёжность гидропневматической рессоры, уменьшить сложность её конструкции, уменьшить нагрузки на уплотнения, отпадёт потребность в системе управления регулируемым соплом, что обеспечит нелинейную характеристику гидропневматической рессоры.

К техническим мерам, устраняющим причины циклического резонанса можно также отнести внедрение регулируемого пневматического подвешивания.

Системы пневматического рессорного подвешивания получили широкое распространение за рубежом (Япония, Франция, Англия, Италия, США) и в СНГ, как на автомобильном, так и на железнодорожном транспорте, что показывает перспективность и экономическую целесообразность его применения. В настоящее время пневматическое подвешивание широко применяется за рубежом на мотор-вагонных секциях, вагонах метрополитена, реже на пассажирских вагонах дальнего следования. Так, например, на Японских национальных дорогах эксплуатируется свыше 3000 единиц подвижного состава, оборудованных пневморессорами.

Преимущества пневматической системы рессорного подвешивания:

- возможность получения нелинейной характеристики в ограниченных габаритах;
- способность в небольшом объёме получить статический прогиб до 250 – 300 мм соответствующий нижней границе собственной частоты колебаний кузова (0,8 – 1 Гц);
- хорошие самодемпфирующие свойства;
- возможность регулирования наклона кузова экипажа при движении в кривых участках пути и обеспечения постоянства высоты автосцепки относительно рельса;
- простота и надёжность системы воздушной балансировки пневморессор;
- возможность получения заданной силовой характеристики;
- применение пневматического рессорного подвешивания на пассажирском подвижном составе позволяет на 30% поднять критические скорости прохождения кривых и довести участковые скорости до уровня 160-200 км/час.

Однако, полувековой опыт применения пневматического рессорного подвешивания убедительно показал также недостатки данного технического решения:

- ненадёжность применения высотрегулирующего клапана во всём диапазоне эксплуатационных температур;
- сложность системы пневматического рессорного подвешивания в целом;

- чрезмерно высокая стоимость систем пневматического рессорного подвешивания, равно как и и повышенные расходы на её содержание. Этот, далеко не полный список недостатков пневматического рессорного подвешивания ограничивает его область применения скоростным пассажирским подвижным составом.

Ещё одним способом повышения динамических характеристик локомотивов является демпфирование колебаний маятниковой подвески ТЭД

Данный способ интуитивно начали применять ещё на электровозах фирмы «Альстом» [9] для ограничения разрушительного действия вибраций ТЭД на кузов и экипажную часть.

Поскольку грузовой локомотив работает в дорезонансной зоне, поскольку существующие схемы трамвайной (пружинной) подвески ТЭД выполняли свою функцию гашения колебаний ТЭД. Но в резонансной зоне пружины являются мощным накопителем энергии, которую необходимо рассеивать, то есть демпфировать колебания подвески ТЭД на восходящей ветви АЧХ (рис. 1), в диапазоне 7 –50 Гц в резонансной зоне скоростей, например с помощью резино-металлического сайлентблока.

Данное техническое решение готовится к применению на новых локомотивах сотрудниками ЦКБ ОАО «ХК «Лугансктепловоз».

Выводы.

Таким образом, установлено, что:

- циклические автоколебания в экипажной части локомотивов –циклический резонанс, значительно влияют на разрушение кузовов и экипажной части локомотивов;
- генезис циклических автоколебаний кузовов и экипажной части локомотивов связан с переходом в резонансной зоне (80 – 100 км/час), частоты влияния тележек с 1,1 Гц на 2,2 Гц, причём источником энергии для развития донного явления также являются колебания ТЭД и недемпфированные продольные колебания в системе локомотив – поезд с частотой 2,5 Гц;
- наиболее перспективной мерой по устранению данного явления является установка резино-металлического сайлентблока в подвеске ТЭД, что позволяет демпфировать колебания подвески ТЭД на восходящей ветви АЧХ в диапазоне 7 –50 Гц.

Литература

1. Локомотив №4, 2008г.
2. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей Д. К. Минов, – М.: «Транспорт», 1965.
3. Тяговые расчеты: Справочник. Гребенюк П.Т., Долганов А.Н., Скворцова А.И. – М.: Транспорт, 1987.–272 с.
4. Тяга поездов.- Деев В.В., Ильин Г.А., Афонин Г.С. – М.: Транспорт, 1987.–264с.
5. Автосцепное устройство подвижного состава В.В Коломийченко и др. – М.: «Транспорт», 1981г.
6. Протокол №28–1 ПКТИ, Ворошиловград, 1981г.
7. В мире науки №4 1983г.
8. Экипажные части тепловозов А.С. Евстратов – М.: «Машиностроение», 1987г.
9. Подвижной состав электрических железных дорог Медель В.Б. – М.: «Транспорт», 1965г.-280с.
10. Железные Дороги Мира № 8 1998г.
11. Декларацийний патент України № 7893.
12. Автоматические тормоза: Учебн. для вузов ж.-д. транспорта.– Иноземцев В.Г., Казаринов В.М., Ясенцев В.Ф. – М.: Транспорт, 1981.– 464с.
13. Отчёт ИФ 31-75 ВфВНИТИ, Ворошиловград, 1975г.
14. www.enidyne.com

Сапронова С.Ю., Ткаченко В.П., Грищенко С.Г.,
Воронько О.М.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ КОЧЕННЯ КОЛІСНИХ ПАР ЛОКОМОТИВА 2ТЕ116

Розроблено математичну модель зношування поверхонь кочення колісних пар локомотива 2ТЕ116. Теоретичні результати порівняно із даними, отриманими в експлуатації.

1. Постановка проблеми в загальному вигляді, її зв'язок з важливішими науковими задачами

Підвищена інтенсивність зносу гребенів локомотивів залишається гострою проблемою залізниць України. Детерміновані методи досліджень, чи методи досліджень процесів зношування у часовій області, пристосовуються до динамічних систем, як з лінійними, так і з істотно нелінійними зв'язками. Результати, отримані на таких моделях, є часовими залежностями змінних від часу. За результатами таких розрахунків можна побудувати також залежності параметрів руху від швидкості чи геометричних параметрів системи. Задачі в часовій області найбільш трудомісткі з погляду інтегрування, але дають більш детальне представлення про реальні процеси, тому що рішення мають зручну форму часових залежностей, а результати моделювання зручно порівнювати з результатами експерименту, що дуже важливо при дослідженні складних процесів зносу. Саме тому розрахунки в часовій області часто називають чисельним експериментом.

Як критерії вірогідності математичного моделювання звичайно вибирають такі експериментальні оцінки, що приймаються в розрахунок при визначенні ступеня збіжності результатів розрахунків і експериментів. Критерії вірогідності математичної моделі вибираються в процесі її побудови виходячи з її функціонального призначення. Різним функціональним призначенням моделей відповідають різні вимоги за узгодженням результатів розрахунків на моделі з даними випробувань, тобто різні критерії вірогідності. При цьому, в якості критеріїв вибираються ті перемінні, котрі є найбільш важливими, що відбивають саму суть досліджуваного процесу, так звані головні вихідні дані. Враховуються і можливості вимірювальних засобів і особливості математичної моделі. Крім того, необхідно враховувати, для чого використовуються результати розрахунків – тільки для порівняльної якісної оцінки характеристик досліджуваної системи і прототипу, чи для кількісної оцінки ефективності технічних рішень [1].

Особливо складним є математичне моделювання зношування поверхонь кочення коліс локомотивів в зоні гребеня під час руху в прямих, і особливо – в кривих ділянках колії. Введення в моделі руху локомотивів полігону обертання надає можливість прогнозування терміну служби бандажів залізничних коліс.

2. Постановка задачі

Авторами поставлена задача створення математичної моделі процесу зношування поверхонь кочення коліс і теоретичного дослідження закономірностей формоутворення профілів в експлуатації на прикладі тепловоза 2ТЕ116.

3. Обґрунтування наукових результатів

Вибір критеріїв вірогідності моделювання процесу зношування гребенів заснований на результатах обробки статистичних даних про знос гребенів тепловозів 2ТЕ116, що експлуатуються в локомотивному депо Родакове Донецької

залізниці. У табл. 1 приведені критерії вірогідності математичного моделювання фактора зносу в гребеновому контакті колеса з рейкою.

Таблиця 1

Критерії вірогідності математичного моделювання фактора зношування в гребеновому контакті колеса з рейкою

№	Головні перемінні	Похідні і проміжні перемінні
1	- направляючі зусилля в гребенових контактах; - швидкості ковзання в гребенових контактах; - відносна інтенсивність зносу гребенів.	- амплітуда бічних коливань кузова і візків; - довжина хвилі і частота коливань виляння; - амплітуда кутових відхилень при вилянні.
2	- фактор зносу;	- параметри зносу поверхні катання бандажів.

Розрахункова схема тепловоза 2ТЕ116, незалежні координати системи, допущення і ідеалізації.

Математична модель локомотива побудована на прикладі однієї секції тепловоза 2ТЕ116. Розрахункова схема екіпажа 2ТЕ116, показана на рис. 1, включає 21 тверде тіло: кузов, 2 рами візків, 6 колісних пар і 12 ділянок рейок, що контактують з відповідними колесами. Система має 36 ступенів волі в плоскій горизонтальній системі координат ОХУ. Ось ОХ направлена паралельно осі симетрії рейкового шляху з позитивним напрямком, що збігається з напрямком руху екіпажа. Ось ОУ – перпендикулярна осі шляху.

Назва і позначення незалежних переміщень досліджуваної системи представлені в табл. 2.

Позначення незалежних переміщень елементів екіпажа виглядають так:

- поперечні переміщення рам візків – Y_{TM} ;
- поперечні переміщення колісних пар – Y_{km} ;
- поперечні переміщення (від жаття) рейкових ниток – Y_{pjkm} ;
- поворот рам візків навколо вертикальної осі – ψ_{TM} ;
- поворот колісних пар навколо вертикальної осі – ψ_{km} ;
- поворот колісних пар навколо власної осі обертання – ϕ_{km} .

Крім того, прийняті наступні позначення параметрів:

R_{ijkm} – радіуси кругів катання в і-том контакті j-того колеса k-ї колісної пари m-го візка;

$2 \cdot A$ – середня відстань між площинами кругів катання коліс колісних пар;

$2 \cdot B$ – поперечна відстань між центрами буксових вузлів колісної пари;

C – подовжня відстань між осями колісних пар одного візка;

$2 \cdot C_T$ – відстань між шворнями візків;

$C_{ш}$ – відстань від осі шворня до осі середньої колісної пари візка.

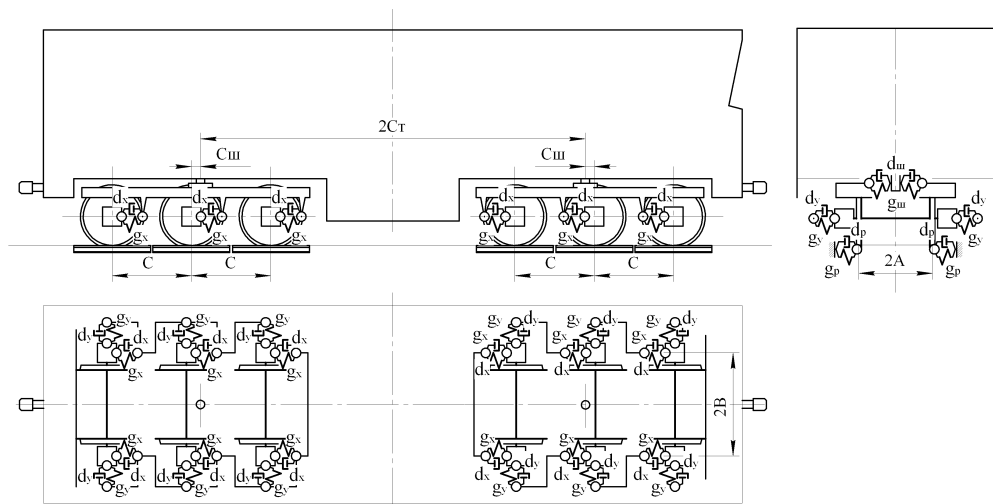


Рис. 1. Розрахункова схема секції тепловоза 2ТЭ116

Як і в більшості математичних моделей для дослідження динаміки рейкового рухомого складу, екіпаж представлений у вигляді системи абсолютно твердих тіл, з'єднаних шарнірними чи пружними нелінійними зв'язками, паралельно яким включені гасителі коливальних в'язкого тертя, з опором пропорційним швидкості деформації пружних елементів.

Таблиця 2

Система незалежних переміщень елементів екіпажа 2ТЭ116

Переміщення	Незалежні переміщення – X_n			
	Куз.	Рами візків	Колісні пари	Ділянки рейок, що контактують з колесами
Лінійні переміщення вздовж осі OY	Y_k	Y_{T1} Y_{T2}	$Y_{11}, Y_{21}, Y_{31},$ Y_{12}, Y_{22}, Y_{32}	$Y_{p111}, Y_{p211}, Y_{p121}, Y_{p221}, Y_{p131}, Y_{p231}$ $Y_{p112}, Y_{p212}, Y_{p122}, Y_{p222}, Y_{p132},$ Y_{p232}
Кутові переміщення у площині XOY	Ψ_k	Ψ_{T1} Ψ_{T2}	$\Psi_{11}, \Psi_{21}, \Psi_{31}$ $\Psi_{12}, \Psi_{22}, \Psi_{32}$	
Кутові переміщення навкруги осей $O_{km} Y_{km}$			$\Phi_{11}, \Phi_{21}, \Phi_{31}$ $\Phi_{12}, \Phi_{22}, \Phi_{32}$	

Зокрема, моделюються повздовжній і поперечний зв'язки в буксових вузлах. Координати ϕ , введені для урахування коливальних кутових швидкостей колісних пар, через нелінійність профілів поверхонь кочення коліс.

Профілі поверхонь кочення всіх коліс екіпажа однакові і описуються нелінійними функціями, що відповідають реальним профілям нових або зношених коліс. Передбачається, що вертикальні навантаження P_0 усіх коліс на рейки однакові і дорівнюють 1/12 ваги секції локомотива. В нашому випадку – $P_0 = 11,5$ кН.

У зв'язку з тим, що досліджується усталений рух екіпажа в прямій ділянці колії або кривій з постійною швидкістю V , представляється можливим ви-

ключити з розгляду повздовжню координату x , як циклічну. При дослідженні режимів тяги чи гальмування локомотива розглядається сталий режим руху при постійній силі тяги чи гальмування.

Як свідчать результати досліджень, приведені в роботі [2], при швидкості руху екіпажів менш 100 км/г розбіжність у величинах динамічних добавок навантажень колеса на рейку при використанні моделей основи шляху Вінклера, Власова чи Муравського не перевищують 7-10%, тому при складанні розрахункової схеми колії прийняті наступні ідеалізації і допущення:

- горизонтальні навантаження, що діють на праву і ліву рейки не мають взаємного впливу;
- горизонтальні поперечні переміщення ділянок рейок, взаємодіючих з окремими колесами, незалежні друг від друга;
- горизонтальні подовжні переміщення рейок відсутні;
- поперечні переміщення голівок рейок, викликані крутінням рейок під дією горизонтальних поперечних навантажень, не враховуються;
- поперечна жорсткість рейкових ниток прийнята рівною $75 \frac{MH}{MM}$;
- маса рейкового шляху враховується, як приведена маса рейки – m_p .

Для побудови математичної моделі руху локомотива прийняті дві системи координат: абсолютна (нерухома) плоска горизонтальна система координат – XOY і відносні (рухливі) системи координат, зв'язані з колісними парами – $X_{km}O_{km}Y_{km}$.

В системі XOY ось OX паралельна осі симетрії рейкової колії з позитивним напрямком, що збігається з напрямком руху екіпажа, а вісь OY – перпендикулярна осі колії.

Початки координат O_{km} кожної із систем координат колісних пар – $X_{km}O_{km}Y_{km}$ – знаходиться в геометричних центрах колісних пар, осі $O_{km}X_{km}$ збігаються з осями обертання колісних пар, а осі $O_{km}Y_{km}$ – рівнобіжні площинам обертання коліс, тобто, перпендикулярні осям $O_{km}X_{km}$.

Диференціальні рівняння руху екіпажа отримані на основі рівнянь Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{dT}{dx_n} + \frac{d\Phi}{dx_n} + \frac{d\Pi}{dx_n} = F_n, \quad (1)$$

де T , Φ , Π – відповідно кінетична енергія механічної системи, енергія розсіювання демпферів і потенційна енергія пружних елементів екіпажа;

\dot{x}_n, x_n – узагальнені швидкості і переміщення елементів екіпажа;

F_n – узагальнені сили системи.

Розроблена математична модель тепловоза 2ТЕ116 відрізняється від відомих удосконаленою моделлю гребеневого контакту і дозволяє сподіватися на більш точний опис процесу фрикційної взаємодії гребенів коліс і бічних поверхонь голівок рейок.

Моделювання руху тепловоза в кривих ділянках колії.

Для моделювання полігона обертання тепловозів і дослідження характеристик зносу в прямих і кривих була прийнята тестова ділянка шляху, схема якої показана на рис. 2, що складається з трьох ділянок: прямої (ділянка а-б), перехідної кривої (y) і кругової кривої (в-г). Врахування частки прямих і кривих ділянок, визначається співвідношенням \mathcal{X} :

$$\mathfrak{R}^* = \frac{L_{ПК}^* + L_{КК}^*}{L^*} = \frac{L - L_{пр}^*}{L^*}, \quad (2)$$

де L^* , $L_{пр}^*$, $L_{ПК}^*$, $L_{КК}^*$ – відповідно, загальна довжина шляхів, довжина прямих, перехідних кривих і кругових кривих полігона обертання тепловоза.

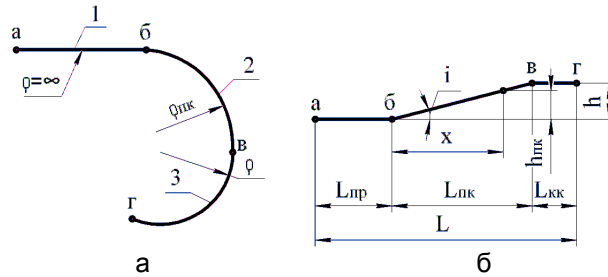


Рис. 2. Схема тестової ділянки шляху

- а – сполучення прямої ділянки шляху і кругової кривої – перехідна крива;
 б – зміна піднесення зовнішньої рейки в перехідній кривій;
 1 – пряма (ділянка а-б); 2 – перехідна крива (ділянка в);
 3 – кругова крива (ділянка в-г)

Геометричні характеристики тестової ділянки шляху визначаються наступним способом.

Загальна довжина тестової ділянки прийнята $L = 500$ м.

Сумарна довжина перехідної $L_{ПК}$ і кругової $L_{КК}$ кривих – L_K дорівнює:

$$L_K = L_{ПК} + L_{КК} = L \cdot \mathfrak{R}, \quad (3)$$

Співвідношення \mathfrak{R} для тестового для тестової ділянки шляху приймається рівним \mathfrak{R}^* для полігона обертання: $\mathfrak{R} = \mathfrak{R}^*$.

Довжина перехідної кривої:

$$L_{ПК} = \frac{h}{i}, \quad (4)$$

де h – нормативне узвиштя зовнішньої рейки
 i – кут відводу узвиштя зовнішньої рейки,

$$h = \frac{2 \cdot s \cdot V^2}{g \cdot \rho}, \quad (5)$$

де ρ – радіус кругової кривої, що приймається рівним мінімальному радіусу кривої полігона обертання;

$2 \cdot s$ – ширина рейкової колії.

Тоді довжина перехідної кривої дорівнює:

$$L_{ПК} = \frac{2 \cdot s \cdot V^2}{g \cdot i \cdot \rho}, \quad (6)$$

довжина кругової кривої буде дорівнювати:

$$L_{КК} = L \cdot \mathfrak{R} - \frac{2 \cdot s \cdot V^2}{g \cdot i \cdot \rho}, \quad (7)$$

а довжина прямої ділянки тестової ділянки шляху:

$$L_{\text{пр}} = L \cdot (1 - \mathfrak{X}) . \quad (8)$$

На рис. 3 показано залежності довжин ділянок тестової кривої від швидкості руху.

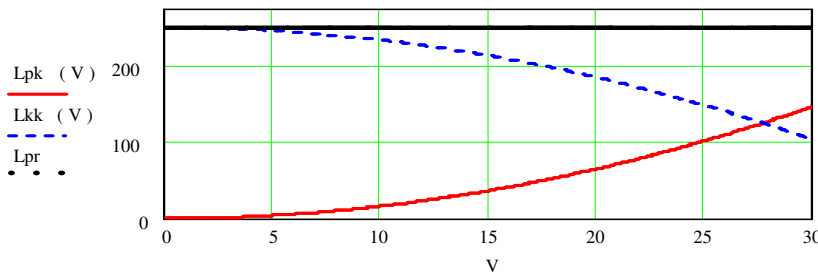


Рис. 3. Залежності довжин ділянок тестової кривої від розрахункової швидкості руху для значень $i = 0,001$ и $\mathfrak{X} = 0,5$ $L_{\text{pk}}(V)$ – довжина перехідної кривої (м); $L_{\text{kk}}(V)$ – довжина кругової кривої (м); L_{pr} – довжина прямої (м); V – швидкість руху (м/с)

На рис. 4 показано залежності параметрів перехідної кривої: радіусу (а) і нормативного узвишся зовнішньої рейки (б) від установленної рівноважної швидкості руху потяга.

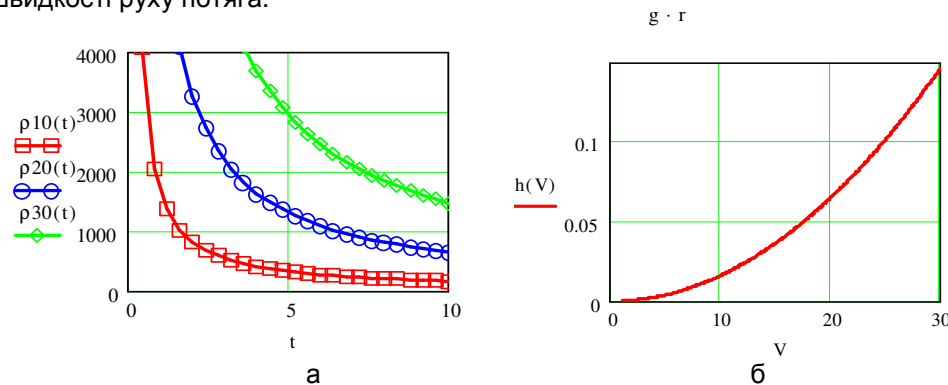


Рис. 4. Залежності параметрів кривої від встановленої рівноважної швидкості руху поїзда: а – радіус перехідної кривої; б – нормативне піднесення зовнішньої рейки: $\rho_{10}(t)$, $\rho_{20}(t)$, $\rho_{30}(t)$ – радіуси перехідної кривої (м) для швидкостей руху, відповідно, 10, 20, 30 м/с; t – час (с); $h(V)$ – піднесення зовнішньої рейки (м)

Результати дослідження формоутворення профілю поверхні кочення бандажів коліс.

Прогнозований ресурс бандажів оцінювався по пробігу до досягнення ними гранично припустимих показників зносу. Основними показниками зносу гребенів коліс, по яких оцінюється можливість їхньої подальшої експлуатації, є товщина гребеня b_r и параметр крутості q_R . Можливість подальшої експлуатації колісної пари визначається умовами:

$$q_R \geq [q_R]; \quad b_r \geq [b_r]. \quad (9)$$

В останній редакції «Інструкції» [3, 4] встановлено наступні гранично-допускові параметри зносу: гранично допустима товщина гребеня $[b_r] = 25$ мм, гранично допустимий параметр крутизни для профілю 3 ГОСТ 11018 $[q_R] = 6,0$ мм, для профілю «МІНТЕК» $[q_R] = 5,5$ мм.

На рис. 5 показано результати розрахунку прогнозованого ресурсу бан-

дажів по параметру крутості гребеня ($q_R = [q_R]$) для профілів 3 ГОСТ 11018 (а) і для профілю ЗАТ «МІНТЕК» (б) в залежності від радіуса кругової кривої тестової ділянки шляху і швидкості руху.

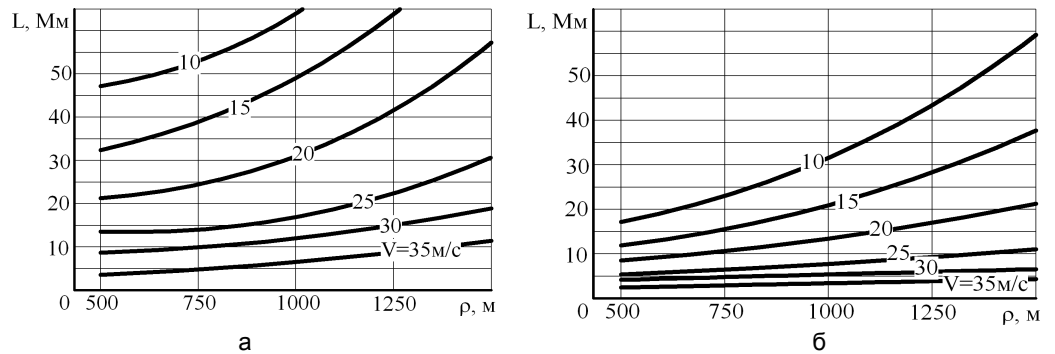


Рис. 5. Прогнозований ресурс бандажів (L) по гранично припустимому значенню параметра крутості гребеня в залежності від радіуса кривої і швидкості руху:
а – профіль 3 ГОСТ 11018; б – профіль ЗАТ «МІНТЕК»

На рис. 6 представлено результати розрахунку прогнозованого ресурсу (пробігу) бандажів до досягнення граничної товщини гребеня $b_r = [b_r]$ для профілів 3 ГОСТ 11018 (а) і ЗАТ «МІНТЕК» (б) у залежності від радіуса кривої і швидкості руху. Аналіз розрахункових залежностей зношування гребеня профілів 3 ГОСТ 11018 і ЗАТ «МІНТЕК» по прокату, товщині гребеня й параметру крутості гребеня показав, що ресурс бандажів по граничній товщині гребеня в 3,0-3,5 разів вищий, ніж по параметру крутості гребеня.

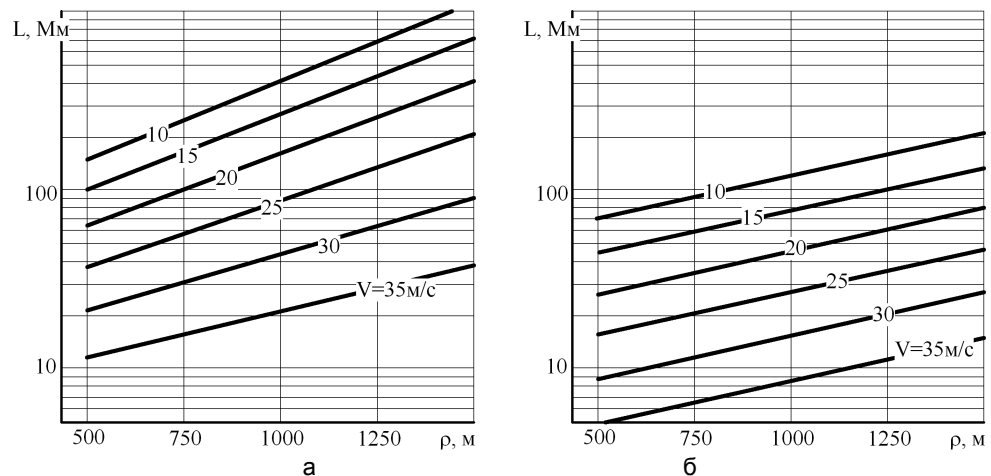


Рис. 6. Прогнозований ресурс (L) бандажів по мінімально припустимій товщині гребеня залежно від радіуса кривої і швидкості руху
а – профіль 3 ГОСТ 11018; б – профіль ЗАТ «МІНТЕК»

Перевірка адекватності математичної моделі.

З огляду на необхідність перевірки вірогідності моделей по похідних і проміжних параметрах руху, додатково розраховувалися кінематичні і динамічні параметри руху: бічне віднесення колісних пар і рам візків; кути вилання колісних пар; кутові швидкості обертання колісних пар; швидкості ковзання в основних і гребневих контактах; нормальні навантаження в основних і гребневих контактах коліс з рейками.

Експериментальні дані щодо зносу гребенів колісних пар були отримані авторами в процесі спостереження за 10 тепловозами 2 ТЕ116 депо Родаково за період 2005-2008 рр. На рис. 7 показано порівняння теоретичних і експериментальних результатів.

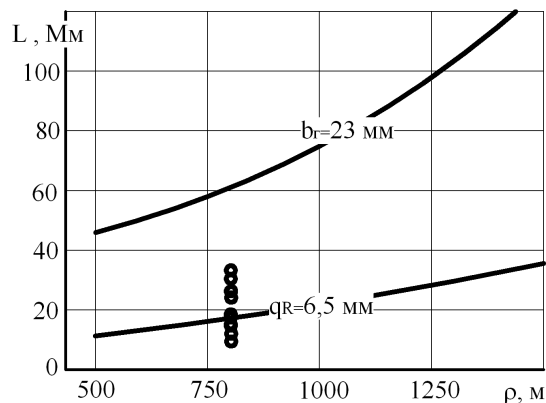


Рис. 7. Розрахункова залежність ресурсу бандажів по граничній товщині гребеня $[b_r]$ і граничному значенню параметра крутості гребеня $[q_R]$ для швидкості руху 14 м/с і експериментальні данні для кривої 760 м

4. Висновки і перспективи подальших досліджень

1. На основі аналізу розрахункових залежностей ресурсу бандажів по основним показникам зношування встановлено, що ресурс бандажів обмежується, як правило, одним із критеріїв – параметром крутості гребеня. При досягненні параметром крутості гранично допустимого значення прокат і товщина гребеня мають значний запас. Рекомендовано зменшення гранично-допустимого значення $[q_R]$ до 5,0 мм, що дозволило підвищити міжремонтний пробіг колісних пар за параметром крутості гребеня і зняти проблему обмеження пробігу за цим параметром.

Література

1. Корольков Е.П., Бондаренко А.И. О выборе допущений при линеаризации уравнений, описывающих движение экипажей в горизонтальной плоскости // Оптимизация функционирования, сохранение устойчивости и надежности систем железнодорожного транспорта.– М.: Рос. гос. откр. техн. ун-т путей сообщения, 1996.– С. 89–93.
2. Гальченко Л.А. Различные модели подрельсового основания и исследование взаимодействия подвижного состава и железнодорожного пути.: Автореф. канд. техн. наук.– Днепропетровск: ДИИТ, 1979.– 20 с.
3. Інструкція з формування, ремонту й утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм//ВНД 32.0.07.001.2001. Міністерство транспорту України.– №305-Ц, 2001.– 152 с.
4. Наказ Укрзалізниці № 598-Ц від 18.12.2007 «Про внесення зміни №2 до ВНД 32.0.07.001–2001».

Ключ О. В.

ЖЕЛИРОВАНИЕ МОТОРНЫХ МАСЕЛ ПРИ РАБОТЕ НА ТОПЛИВАХ РАСТИТЕЛЬНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ

В статье рассмотрены проблемы использования биотоплив в двигателях внутреннего сгорания, одной из которых является загустение моторных масел при контакте с эстрами метилового спирта. Рис. 5. Ист. 2.

В настоящее время одной из наиболее актуальных проблем энергетики является поиск альтернативных топлив для двигателей внутреннего сгорания, при этом наиболее предпочтительными, с точки зрения охраны окружающей среды, являются топлива растительного происхождения. Несмотря на целый ряд положительных свойств, присущих этим топливам, имеется и ряд недостатков, к которым следует отнести, пока еще до конца не изученные проблемы желирования моторных масел при работе двигателей внутреннего сгорания на альтернативных топливах.

Основные требования к моторным маслам за последнее время практически не изменились – уменьшение коэффициента трения, увеличение срока службы, ограничение эмиссии токсических веществ, компатибельность с системами вторичной обработки отработавших газов. Следует отметить, что эти проблемы усугубляются тем, что и базовое масло, и конвенциональные антиокислители, и модификаторы трения содержат определенное количество серы и фосфора. Решение этих проблем возможно при использовании синтетических низковязких масел типа SAE 5W-30 или SAE 0W-30, в которых используются пакеты противоизносных и маловязких присадок.

Однако планируемый переход современных двигателей внутреннего сгорания на смеси топлив нефтяного происхождения с растительными маслами (метанолом или метилоэстрами высших жирных кислот) привел к возникновению проблемы сгущения моторных масел – явлению желирования, которое отмечается хотя и не столь часто, однако имеет место как в двигателях старших конструкций, так и современных. При этом отмечается значительное увеличение количества шламов, смолистых осадков и нерастворимых веществ на внутренних поверхностях элементов двигателей (рис. 1).

Причины такой ситуации можно объяснить более сложными физико-химическими процессами, происходящими между топливом, в которых опять же из-за требований снижения токсичности сера и фосфор заменяются компонентами с уменьшенным содержанием кислорода, соединений азота и ароматическими углеводородами и смазочными синтетическими маслами.

Одним из следствий таких процессов является увеличение содержания твердых частиц в отработавших газах. Такой же эффект наблюдается и при использовании систем рециркуляции отработавших газов – снижение температуры рабочего процесса приводит к уменьшению концентрации оксидов азота, но увеличивает количество твердых частиц в моторном масле.

Эти явления приводят к увеличению его вязкости, температуры работы двигателя, сопротивлению протекания масла и ухудшению смазки. Повышение температуры элементов двигателя до 120⁰С приводит к возникновению высокотемпературных шламов, а малая эффективность при этих температурах диспергирующих присадок, вследствие сил Ван-дер-Ваальса, способствует быстрому соединению твердых частиц в агломераты. Следует особо подчеркнуть,

что топлива растительного происхождения, которые, находясь в различной степени окисления (вследствие процессов их старения, а также неполного сгорания), попадая в моторное масло, образуют в этих условиях желеобразные структуры (рис. 2), способствуя преждевременному износу и аварии двигателей (рис. 3).

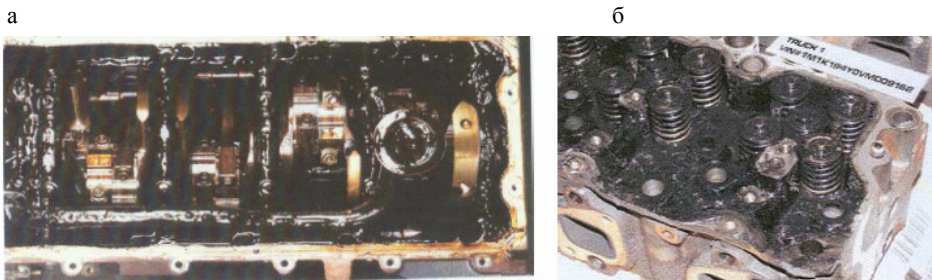


Рис. 1. Шламы на внутренних элементах двигателя: а – картер, б – головка цилиндров

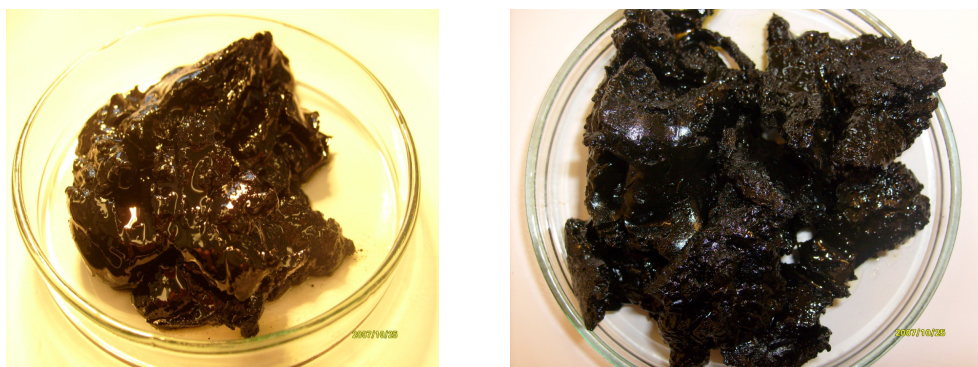


Рис. 2. Желированное моторное масло в результате контакта с топливами растительного происхождения (а) и увеличенного содержания твердых частиц (б)



Рис. 3. Результаты срыва масляной пленки вследствие желирования моторного масла

Несмотря на то, что явление желирования известно достаточно давно, пока еще нет полного понимания его возникновения. Наиболее полное объяснение представлено в работах Херманса, в которых желе представляется как однородная дисперсная система с постоянной внешней формой (под действием внешнего механического воздействия ведут себя как твердые тела) и обладает структурной вязкостью. Оно состоит из двух фаз – объемной сети дисперсной системы, которая дает ей жесткость формы и жидкой фазы, заполняющей сеть.

Обе фазы взаимно проникают, постоянно заполняя систему. В сложной структуре сети можно выделить петли, узлы и свободные концы (рис. 4) [2].

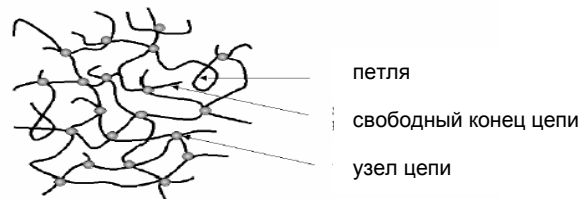


Рис. 4. Схема структуры желе

Они создают химические ковалентные связи; переплетенные сети, возникающие под действием простых топологических взаимодействий; физические желе, в которых узлы возникают в процессе физического воздействия.

В моторных маслах возможны практически все три механизма желирования. Результаты лабораторных исследований желированных масел свидетельствуют о том, что практически все основные параметры таких масел не отличаются от свежих, кроме кинематической вязкости – при 40⁰С и 100⁰С для свежего масла 106,2 мм²/с и 14,07 для желированного соответственно 2374,5 и 1888,3. При этом желированное масло характеризуется повышенным содержанием твердых частиц (сажи) (рис. 5).

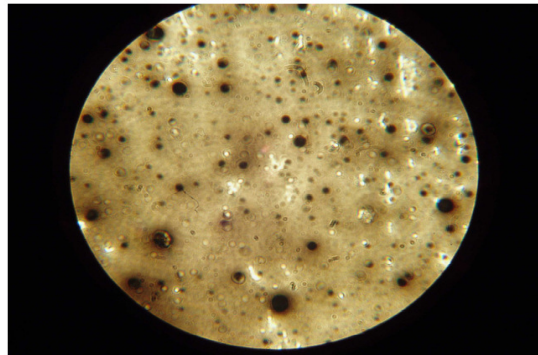


Рис. 5. Видимые конгломераты твердых частиц (сажи) в моторном масле

То есть одной из возможных причин загущения моторного масла является наличие конгломератов сажи. Однако наиболее интересные результаты были получены при химическом анализе желеобразных масел, в составе которых были найдены тетраглицериды жирных кислот – основных составляющих топлив растительного происхождения [1].

Выводы. Основные причины желирования моторных масел связаны в первую очередь с химическими процессами, в которых основными субстратами являются база моторного масла и метилоэстры высших жирных кислот (топлива растительного происхождения), а также наличие твердых частиц, которые, в результате конгломерации, способствуют загущению моторного масла. Решение указанных проблем возможно при совместном выборе соответствующих присадок и усовершенствовании фильтров тонкой очистки.

Литература

1. Ziółkowska M. Zelowanie olejow silnikowych. II Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Środki Smarowe 2008”// IPIEO, Warszawa, 2007. – S.23-27.

2. Złoty P.; Tendencje w doborze olejów silnikowych// Transport Technika Motoryzacyjna, Nr 10/2006. - S. 52-55.

Куликов Ю.А., Котнов А.С., Быкадоров В.В., Мищенко К.П.,
Резин А.Б., Томачинский Ю.Н.

**ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО ВАРИАНТА ОХЛАЖДАЮЩЕГО
УСТРОЙСТВА ТЕПЛОВОЗА МОЩНОСТЬЮ 2500 кВт С
НОВЫМИ МОТОР-ВЕНТИЛЯТОРАМИ ПРИ РАСЧЕТНОЙ
ТЕМПЕРАТУРЕ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА $t_0 = 40^\circ\text{C}$**

В статье представлены результаты расчета и предложен рациональный вариант системы охлаждения тепловоза мощностью 2500 кВт

Основными элементами охлаждающего устройства(ОУ) являются секции трубчато-пластинчатого радиатора и вентиляторы серии УК-2М, которые не подвергались существенному усовершенствованию с момента выпуска первых серий тепловозов в середине прошлого столетия. В настоящее время их эффективность не удовлетворяет возросшим требованиям, предъявляемым к узлам машин, способных конкурировать на мировом рынке.

В табл. 1 и на графиках (рис. 1 – 3) приведены результаты расчетов ОУ тепловоза 2ТЭ116 с серийными разношаговыми радиаторами и с опытными радиаторами при постоянных заданных по ТУ температурах ($t_0 = 40^\circ\text{C}$, $t_{1r} = 105,2^\circ\text{C}$, $t_{2x} = 70^\circ\text{C}$). Коэффициент теплопередачи (k), аэродинамическое сопротивление (ΔP_2) и гидравлическое сопротивление (ΔP_1) секций радиаторов и аэродинамические характеристики вентилятора получены экспериментальным путем [4].

Таблица 1

Итоги теплового и аэродинамического расчета охлаждающего устройства дизеля тепловоза мощностью 2500 кВт с учетом загрязнений

Шаг расположения пластин на трубках, t_p , мм	Серийная секция	Опытная секция			
	2,83×2,3	2,32	2,84	3,22	3,88
Массовая скорость воздуха, обеспечивающая заданный ТУ теплосъем, $u_{2фр}$, кг/м ² с:	8,27	6,78	8,03	9,04	10,34
Коэффициент теплопередачи радиаторов k_n , Вт/м ² К:	66,042	69,422	73,827	77,26	84,953
Аэродинамическое сопротивление радиаторов, ΔP_2 , Па:	310,712	340,99	314,789	333,861	308,228
Температура воды, $^\circ\text{C}$: - на входе в радиаторы горячего контура	101,147	101,16	101,132	101,127	101,149
- на выходе из радиаторов холодного контура	69,989	69,997	69,98	69,976	69,991
Линейная скорость воды в трубках секций, v_1 , м/с: горячего контура (1 ход воды)	1,121	1,121	1,121	1,121	1,121
- холодного контура (2 хода воды)	1,402	1,402	1,402	1,402	1,402

ОУ с опытными радиаторами с различным шагом расположения пластин по температурным показателям соответствует требованиям ТУ на тепловоз (с вентилятором серии К-156).

На рис. 1...3 представлены зависимость мощности на привод вентиляторных установок ОУ тепловоза с различными видами секций. Число секций в ОУ принято равным 40 шт. Расчеты проведены для пяти типов вентиляторов с разными диаметрами и разным их количеством.

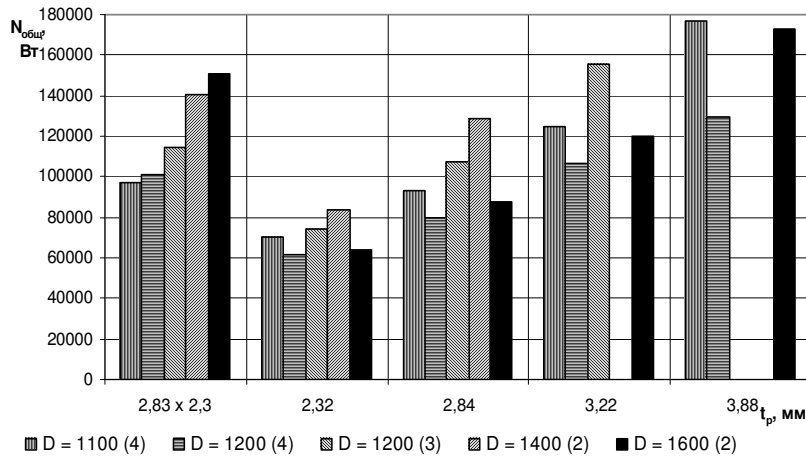


Рис. 1. Затраты мощности на привод вентиляторной установки (УК-2М, колесо(К)+опора(О)+жалюзи(Ж)) ОУ тепловоза в зависимости от шага расположения пластин в секциях радиаторов t_p (в скобках указано количество вентиляторов)

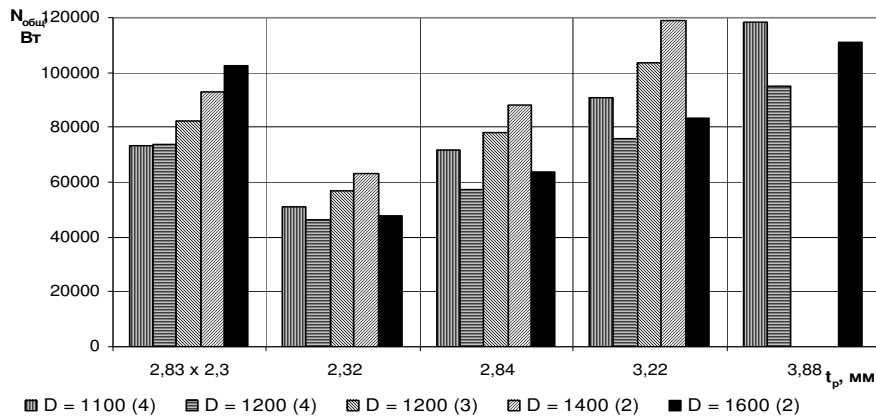


Рис.2. Затраты мощности на привод вентиляторной установки (К-156, К) ОУ тепловоза в зависимости от шага расположения пластин в секциях радиаторов t_p (в скобках указано количество вентиляторов)

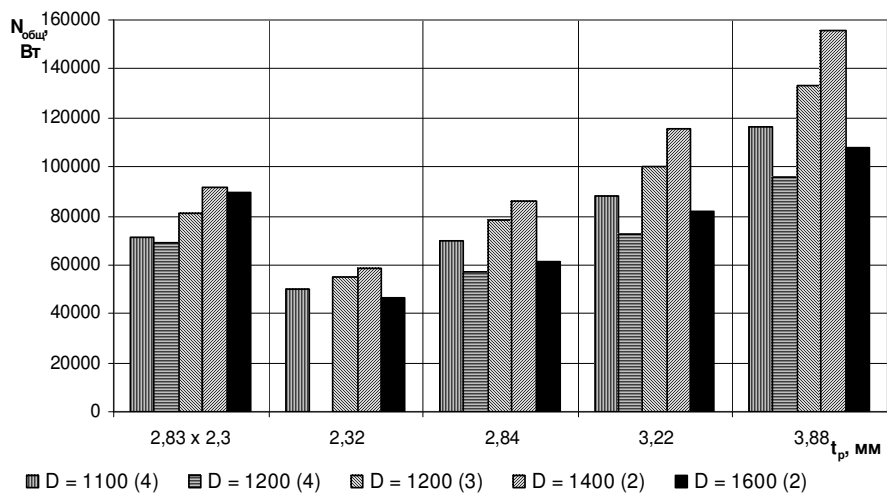


Рис.3. Затраты мощности на привод вентиляторной установки (К-156, К+СА) ОУ тепловоза в зависимости от шага расположения пластин в секциях радиаторов t_p (в скобках указано количество вентиляторов)

Наименьшее значение мощности ($N = 46,03$ кВт) получено при применении в ОУ опытных радиаторов с шагом расположения пластин 2,3 мм совместно с вентилятором К-156, К с профильными лопатками (в ОУ установлено 4 вентилятора диаметром 1200 мм) (рис. 2). Охлаждающее устройство при этом потребляет на 51,38 кВт (рис. 2) меньше по сравнению с О.У. серийными радиаторами (2,83+2,3) и серийной ВУ (рис. 1). Наименьшее значение затрат мощности на привод ВУ в ОУ с опытными радиаторами с шагом $t_p = 2,83$ мм составляет 57,2 кВт при применении 4-х вентиляторов К-156 с К+СА диаметром 1200 мм (рис. 3). При этом затраты мощности по сравнению с серийным вариантом меньше на 40,21 кВт (рис. 1.). При применении в ОУ опытных секций радиаторов с шагом $t_p = 3,24$ мм наименьшие затраты мощности составят 72,37 кВт при применении 4-х вентиляторов К-156, К+СА диаметром 1200 мм (рис. 3), при этом затраты мощности по сравнению с серийным вариантом меньше на 25,04 кВт (рис. 1).

С целью уменьшения количества вентиляторов в охлаждающем устройстве можно применять 2 вентилятора диаметром 1400 мм либо 1600 мм. Меньшие значения мощности могут быть получены при применении вентиляторов К-156, К+СА диаметром $D = 1,6$ м в количестве 2-х шт. В ОУ с радиаторами с $t_p = 2,3$ мм мощность на привод вентиляторных установок составит $N = 46,5$ кВт (рис. 3), при применении секций с шагом $t_p = 2,83$ мм - $N = 61,47$ кВт (рис. 3), при применении секций с шагом $t_p = 3,24$ мм - $N = 81,71$ кВт (рис. 3), а при применении серийных разношаговых секций с $t_p = 2,83+2,3$ мм - $N = 89,38$ кВт (рис. 3). Вентиляторные колеса с $D = 1,6$ м в количестве 2-х шт. удовлетворительно компонуются в габаритные размеры ОУ тепловоза. Их применение позволит сократить расходы мощности на привод вентиляторов более чем в 2 раза по сравнению с серийным вариантом (рис. 1). Применение вентиляторных колес К-156 в той же схеме (К+СА) с диаметром $D = 1,4$ м в количестве 2-х шт. также требует меньших затрат мощности, чем в серийном ОУ (рис. 1, рис. 3). На 39,02 кВт и 11,25 кВт (рис. 1, рис. 3) соответственно меньше затраты мощности при применении радиаторов с шагом расположения пластин 2,3 мм и 2,83 мм.

Для дизеля тепловоза мощностью 2500 кВт наиболее рациональным вариантом ОУ можно считать ОУ с 40 опытными секциями с шагом расположения ребер $t_p = 2,83$ мм совместно с четырьмя вентиляторами К-156, К+СА диаметром 1200 мм с профильными лопатками. Затраты мощности на привод вентиляторов составят $N = 57,2$ кВт, что на 40,21 кВт меньше по сравнению с серийным вариантом ОУ ($N = 97,41$ кВт). При этом при сохранении в ОУ 40 секций уменьшается масса цветного металла ОУ на 45 кг по сравнению с ОУ с серийными разношаговыми радиаторами.

Литература

1. Тепловоз ТЭ116. Охлаждающее устройство дизеля. Расчет 2ТЭ116.00.00.000 РР275, ЦКБ ХК «Лугансктепловоз», Луганск, 1980 г.
2. Куликов Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов. – М.: Машиностроение, 1988. –280 с.
3. Быкадоров В.В., Гундарь В.И., Котнов А.С. Результаты испытаний тепловозных радиаторов с перфорированными пластинами. Вестник ВНУ №8 (102), Часть 1, Изд. ВНУ им. В.Даля, 2006 г. с.162-165.
4. Справка по выполнению научно-технической работы, этап 3.1 договора 15-07.

УДК 621.56

Крайнюк А.И., Крайнюк А.А., Кашуба В.И., Брянцев М.А.,
Алексеев С.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С КАСКАДНЫМ ОБМЕННИКОМ ДАВЛЕНИЯ РЕФРИЖЕРАТОРНОЙ СЕКЦИИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

В статье изложены основные положения математической модели поиска режимов совместной работы составных агрегатов газовой холодильной машины с каскадным обменником давления, позволяющие определить хладопроизводительность установки и затраты тепловой энергии на осуществление рабочего процесса. Представлены результаты моделирования и даны рекомендации относительно области применения модели.

Введение

Использование принципов каскадного обмена давлением для организации рабочего процесса газовых холодильных машин раскрывает перспективу значительного снижения стоимости производства холода для рефрижераторных вагонов и обеспечения микроклимата в пассажирских вагонах и кабине машиниста локомотива, составляющей значительную долю в общем объеме затрат на осуществление грузовых и пассажирских перевозок.

Каскадные обменники давления (КОД), представляющие собой новую разновидность устройств, характеризуются высокой эффективностью обменных процессов наряду с простотой и высокой надежностью конструкции. Частота вращения ротора КОД значительно ниже традиционных турбо- и волновых агрегатов. К несомненным достоинствам КОД относится также невысокая чувствительность к неполноте вытеснения из ячеек ротора сжимаемой среды. Устройство и принцип действия КОД изложены в работах [1, 2].

Отмеченные свойства КОД позволяют создать бескомпрессорную воздушную холодильную установку (ВХУ) на базе двух агрегатов КОД, один из которых работает в режиме детандера-компрессора, другой – умножителя расхо-

да, сжатого в первом агрегате воздуха. Принцип действия такого устройства бескомпрессорного ВХУ КОД (см. рис. 1) раскрыт в работе [3].

Постановка задачи

Целью настоящей статьи является изложение основных положений математической модели поиска режимов совместной работы составных агрегатов ВХУ КОД.

В качестве исходных данных расчета задаются температура среды после источника подвода теплоты T_5 , конструктивные параметры и частота вращения КОД, характеристики теплообменников.

Подлежат определению хладопроизводительность и затраты тепловой и механической энергии на осуществление рабочего цикла ВХУ КОД.

Решение

Основными допущениями расчета являются: одномерность течения рабочих сред в проточных элементах системы, отсутствие тепловых и механических потерь в соединительных магистралях, утечек в подвижных сопряжениях ротора КОД. Дополнительно полагается неизменной напорность $\Delta P_{ЦВ}$ циркуляционного вентилятора ЦВ в предполагаемом диапазоне поиска расчетных значений расходов сред в напорных линиях ВХУ КОД.

Условием режима совместной работы КОД1 и КОД2 является равенство массовых расходов воздушных потоков в окнах высокого давления, сообщенных соединительными магистралями:

$$G_1 = G_6, \quad G_2 = G_5. \quad (1)$$

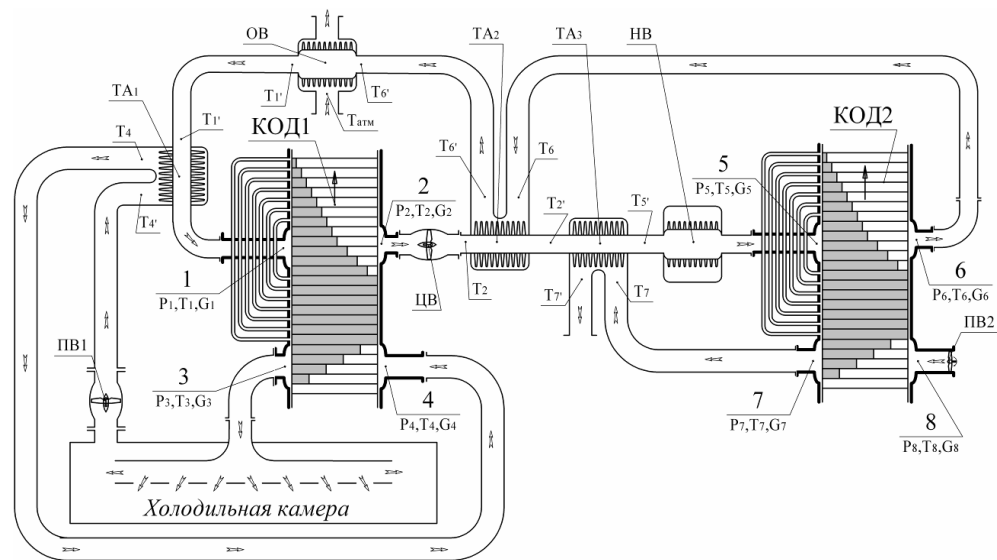


Рис. 1. Расчетная схема воздушной (газовой) холодильной установки с каскадным обменником давления

1, 2, 5, 6 – окна подвода и отвода высокого давления соответственно КОД1 и КОД2; 3, 4, 7, 8 – окна отвода и подвода отвода низкого давления соответственно КОД1 и КОД2; КОД1, КОД2 – каскадные обменники давления; ОВ – охладитель воздуха; НВ – нагреватель воздуха; ЦВ – циркуляционный вентилятор; ПВ1, ПВ2 – продувочные вентиляторы КОД1 и КОД2; ТА1, ТА2, ТА3 – регенеративные теплообменники

Задача поиска режима совместной работы агрегатов сводится к определению степени повышения давления в напорной линии ВХУ КОД и распре-

деления перепадов давлений в линиях высокого давления (ВД) КОД, при которых реализуется условие (1).

Перепад давления, создаваемый циркуляционным вентилятором $\Delta P_{ЦВ}$, расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений составных элементов линий ВД

$$\Delta P_{ЦВ} = \Delta P_{B1} + \Delta P_{B2} + \Delta P_{OB} + \Delta P_{HB} + \Delta P_{TA1} + \Delta P_{TA2} + \Delta P_{TA3}, \quad (2)$$

где ΔP_{B1} , ΔP_{B2} , – перепад давлений в линии ВД соответственно КОД1 и КОД2, ΔP_{OB} , ΔP_{HB} , ΔP_{TA1} , ΔP_{TA2} , ΔP_{TA3} – гидравлическое сопротивление охладителя воздуха, нагревателя воздуха и утилизационных теплообменников ТА₁, ТА₂, ТА₃ соответственно (рис. 1).

Гидравлическое сопротивление теплообменников выражается зависимостью

$$\Delta P_{TAi} = \zeta_{сумi} \cdot \frac{\rho_i}{2} \cdot \left(\frac{G_{oi}}{F_i} \right)^2. \quad (3)$$

Здесь $\zeta_{сумi}$ – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления, G_{oi}, ρ_i – объемный расход и плотность потока соответственно, F_i – условная площадь проходного сечения теплообменника.

Таким образом,

$$\Delta P_{B1} + \Delta P_{B2} = \Delta P_{ЦВ} - \Delta P_{OB} - \Delta P_{HB} - \Delta P_{TA1} - \Delta P_{TA2} - \Delta P_{TA3}. \quad (4)$$

На первом шаге приближения принимаем

$$\Delta P_{B1} = \Delta P_{B2}.$$

По результатам расчета G_1, G_2, G_5, G_6 моделированием рабочих циклов КОД1 и КОД2 уточняются гидравлические сопротивления теплообменников согласно зависимости (3) и корректируется соотношение перепадов давления ΔP_{B1} и ΔP_{B2} . Например, при $G_2 > G_5$ необходимо увеличение ΔP_{B2} за счет соответствующего уменьшения ΔP_{B1} , добиваясь баланса расхода G_2 и G_5 , и в случае невыполнения другого условия $G_1 = G_6$ – осуществлять поиск режима совместной работы при других значениях P_1 .

Граничные давления в окнах ВД каскадных обменников давления определяются выражением

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= P_1 - \Delta P_{B1} \\ P_5 &= P_2 + \Delta P_{ЦВ} - \Delta P_{TA2} - \Delta P_{TA3} - \Delta P_{HB} \\ P_6 &= P_5 - \Delta P_{B2} \end{aligned} \right\}. \quad (5)$$

Значения температур рабочих сред в газораспределительных окнах каскадных обменников определяются на основании расчета тепловых потоков в теплообменниках и учета тепловой нагрузки холодильной камеры (ХК) методом последовательных приближений параллельно с расчетом граничных дав-

лений. Отправной точкой расчета является известное значение температуры потока T_5 после нагревателя.

Для определения температур потока в граничных сечениях теплообменников возможно использование следующих упрощенных зависимостей.

Количество передаваемой в теплообменнике теплоты зависит от соотношения энергоемкостей потоков, оцениваемых посредством так называемого водяного эквивалента теплоносителя

$$W_2 = G_2 \cdot Cp_2, \quad W_x = G_x \cdot Cp_x.$$

Количество теплоты, передаваемой от горячей среды к холодной, определяется меньшим водяным эквивалентом:

$$Q = W_{min} \cdot \varepsilon \cdot (T_2^{ex} - T_x^{ex}),$$

где ε – эффективность (к.п.д.) теплообменника. Для применяемых пластинчатых рекуператоров эффективность находится в диапазоне $\varepsilon = 0,6 - 0,8$.

Соответственно температуры теплоносителей на выходе из теплообменника

$$T_x^{ex} = T_x^{ex} + \frac{Q}{G_x \cdot Cp_x}, \quad T_2^{ex} = T_2^{ex} - \frac{Q}{G_2 \cdot Cp_2}. \quad (6)$$

Температура охлаждающего потока в ТА₁ полагается равной температуре в холодильной камере, определенной на основании баланса хладопроизводительности ВХУ и тепловой нагрузки холодильной камеры.

Температура подогревающей среды в ТА₂ и ТА₃ определяется на основании расчета рабочих процессов КОД.

Наиболее сложным и часто повторяющимся фрагментом поиска режима работы ВХУ является моделирование рабочего процесса КОД.

Математическая модель рабочего процесса каскадного обменника давления базируется на совместном решении уравнений тепломассообмена в ячейках ротора с уравнениями движения среды в массообменных каналах статора.

Для описания массообменных процессов в продувочных объемах КОД используются уравнения сохранения энергии, массы и уравнение состояния идеального газа:

$$\begin{aligned} dQ_w + i_{int}^* \cdot dG_{int} - i_{out}^* \cdot dG_{out} &= dU + p \cdot dV, \\ dG &= dG_{int} - dG_{out}, \\ p \cdot V &= G \cdot R \cdot T, \end{aligned} \quad (7)$$

где dQ_w – тепловой поток при теплообмене между газом и стенками, i_{int}^*, i_{out}^* – энтальпии заторможенного потока в граничных сечениях ячейки, dU – изменение внутренней энергии тела в ячейке, V – объем ячейки, p , T – параметры состояния газа, R – газовая постоянная рабочего тела в ячейке.

Решение данной системы уравнений производится известным методом «послойной» диффузии [4], учитывающим многослойность распределения термодинамических параметров по объему и диффузионные процессы между однородными слоями этих параметров.

В соответствии с методом "послойной диффузии" продувочный объем условно разбивается неподвижной сеткой на равные элементарные расчетные слои, величина которых выбирается из условия полного растворения в них рабочего тела, поступившего за период временного расчетного шага из смежных слоев, причем каждый слой имеет однородные термодинамические параметры. На первом этапе расчета все элементарные расчетные слои рассматриваются как закрытые термодинамические системы (слои фиксированных масс), кроме первого и последнего, которые являются открытыми термодинамическими системами.

Изменение термодинамических параметров в элементарном расчетном слое в общем случае рассматривается как результат одновременного воздействия на рабочее тело, первоначально содержащееся в этом слое, трех факторов: подведенной извне теплоты, работы проталкивания условных границ между смежными слоями, разбавления рабочим телом, поступающим со стороны смежных слоев.

Тогда, в соответствии с первым законом термодинамики для открытой системы, изменение температуры в крайнем со стороны поступления рабочего тела расчетном слое определяется уравнением:

$$dT_I = \frac{(C_p T_{int} + \frac{\omega^2}{2}) dm_{int} + dQ_w + dL_{дефи} - C_v T dm_{int}}{C_v m}, \quad (8)$$

где C_v - удельная мольная изохорная теплоемкость газа; $\frac{\omega^2}{2}$ - кинетическая энергия потока в минимальном поперечном сечении; dm_{int} , T_{int} - масса и температура поступившего рабочего тела; dQ_w - тепловой поток при теплообмене между рабочим телом и стенками; $dL_{дефи}$ - работа деформации элементарного слоя, где m - первоначальная масса газа в объеме; T - первоначальная температура газа в элементарном расчетном слое.

Для внутренних расчетных элементов расчет термодинамических параметров на каждом расчетном шаге осуществляется в два этапа. На первом этапе параметры во внутренних слоях изменяются под воздействием подведенной теплоты и работы деформации:

$$dT_i = \frac{dQ_w + dL_{дефи}}{C_v \cdot m}. \quad (9)$$

Изменение термодинамических параметров рабочего тела, первоначально содержащихся в расчетных слоях, приводит к деформации этих слоев и к смещению их границ относительно узлов неподвижной сетки (см. рис. 2):

$$\Delta x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i^{j+\frac{1}{2}} = \frac{x_i^j f_i^j \left[(z-1) \cdot m_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot R \cdot T_i^{j+\frac{1}{2}} - \sum_{i=2}^z m_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot R \cdot T_i^{j+\frac{1}{2}} \right]}{\sum_{i=1}^z m_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot R \cdot T_i^{j+\frac{1}{2}}}. \quad (10)$$

Установившееся в объеме давление, общее для всех расчетных слоев, определяется из уравнения состояния:

$$p^{j+1/2} = \frac{m_i^{j+1/2} R_c T_i^{j+1/2}}{x_i^{j+1/2} \cdot f_i^{j+1/2}}. \quad (11)$$

Таким образом, в конце первого этапа расчетного шага в каждом расчетном элементе, ограниченном узлами сетки, в общем случае может содержаться два различных температурных слоя (зоны I и II, рис.2).

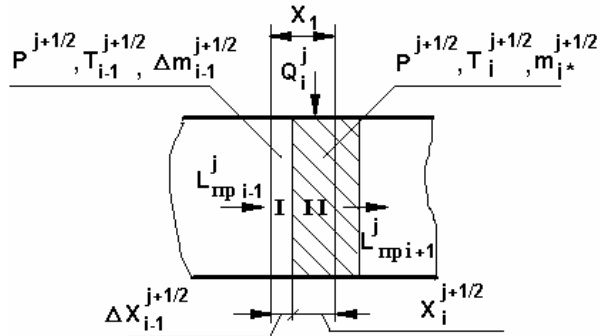


Рис. 2. Расчетная схема слоя в конце первого этапа расчетного шага

К началу второго расчетного шага распределение термодинамических параметров в объеме определяется путем усреднения в пределах каждого слоя:

$$m_N^{j+1} = \Delta m_{N-1}^{j+1/2} + m_{N*}^{j+1/2}; \quad T_N^{j+1} = \frac{\Delta m_{N-1}^{j+1/2} \cdot T_{N-1}^{j+1/2} + m_{N*}^{j+1/2} \cdot T_N^{j+1/2}}{m_N^{j+1}}, \quad (12)$$

где $\Delta m_{N-1}^{j+1/2}$ - масса газа, находящаяся в объеме $\Delta x_{N-1}^{j+1/2} \cdot f_N$; $m_{N*}^{j+1/2}$ - масса газа, оставшаяся в объеме $x_{N*}^{j+1/2} \cdot f_N$.

Расход рабочего тела в газораспределительных окнах КОД на установленном режиме работы определяется суммой расчетных порций масс, поступивших (вышедших) в окно (из окна) из всех сообщенных с окном ячеек:

$$G_{ПВД} = 6 \cdot n \int_0^{\varphi_{ПВД}} \sum_{i=1}^{Z_6} (dm_{inti}) / d\varphi, \quad G_{ОВД} = 6 \cdot n \int_0^{\varphi_{ОВД}} \sum_{i=1}^{Z_6} (dm_{outi}) / d\varphi, \quad (13)$$

где dm_{inti} , dm_{outi} – масса, поступившая в ячейку и вышедшая из нее за расчетный шаг, Z_6 – количество ячеек, сообщенных с соответствующим окном ВД, n – частота вращения ротора КОД, $\varphi_{ПВД}$, $\varphi_{ОВД}$ – угол раскрытия окна ПВД и ОВД соответственно.

На последнем шаге приближения условия (1) определяются хладопроизводительность ВХУ

$$Q_x = G_3 \cdot C_p \cdot (T_{x.k.} - T_3) \quad (14)$$

и затраты тепловой энергии на осуществление найденного режима работы ВХУ КОД:

$$Q_{HB} = G_5 \cdot Cp \cdot (T_5 - T_5'). \quad (15)$$

Результаты моделирования различных режимов работы ВХУ КОД с фиксированными параметрами показаны на рис. 3.

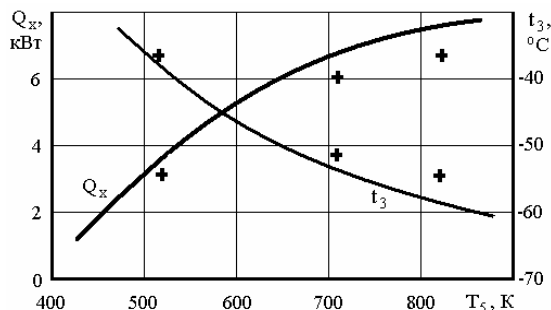


Рис. 3. Зависимость холодопроизводительности ВХУ КОД модели ХК2х15-3 и температуры подаваемого в холодильную камеру воздуха от температуры нагрева воздуха источником теплоты при постоянной тепловой нагрузке ХК: — расчет, + эксперимент

Заклучение

Предложенный метод поиска режима работы ВХУ может быть использован в качестве инструмента предварительного поиска основных размеров составных агрегатов системы, обеспечивающей реализацию требуемого режима работы воздушной холодильной машины с каскадными обменниками давления.

Литература

1. Крайнюк А. И., Крайнюк А. А. Особенности организации рабочего процесса агрегатов каскадного сжатия и некоторые направления их применения// Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля.- Луганськ.- 2005.- № 8(90).- С. 169-173.
2. Крайнюк А. И., Алексеев С. В., Брянцев М. А. Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления// Вісн. Східноукр. нац. ун-ту імені Володимира Даля.- Луганськ.- 2005.- № 8(90).- С. 176-179.
3. Крайнюк А.И., Крайнюк А.А., Брянцев М.А., Алексеев С.В. Использование агрегатов каскадного обмена давлением в газовых холодильных установках железнодорожного транспорта// Вісник Східноукраїнського національного університету ім.В.Даля. -Луганськ: Вид-цтво СНУ ім.В. Даля. – 2008.- №0(00). – С.00-00.
4. Расчет процессов тепломассообмена в продувочных объемах теплосиловых установок/ А.И.Крайнюк, Ю.В.Сторчеус, А.М.Гогуля и др.// Eksploatacja silnikow spalinowych.- Szczecin: Wydawnictwo katedry eksploatacji pojazdow samochodowych politechniki szczecinskiej.- 2001.- №3.- С. 35-40.

Светличный К.А., Могила В.И.

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
ОХЛАЖДАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ТЕПЛОВОЗА
ПРИМЕНЕНИЕМ ЛЕПЕСТКОВОГО ЖАЛЮЗИЙНОГО
АППАРАТА**

Предложена конструктивная схема верхних жалюзи с улучшенными характеристиками. Обосновывается эффективность применения данной конструкции.

Надежность эксплуатации подвижного состава железных дорог во многом зависит от качества функционирования системы охлаждения, эффективность которой в процессе эксплуатации снижается, что приводит к работе дизеля при повышенной температуре теплоносителей, снижению надежности, ограничению мощности силовой установки и, как следствие, к ухудшению топливной экономичности.

Применяемые в настоящее время на тепловозах верхние жалюзи различных конструкций малоэффективны: они материалоемки, работают от пневмопривода (гидропривода), уменьшают производительность вентилятора охлаждающего устройства.

Так, конструкцией охлаждающего устройства дизеля тепловоза ТЭ126 предусмотрено применение круглых жалюзи с профилированной, радиально расположенной поворотной створкой, предназначенные для улучшения аэродинамических качеств охлаждающего устройства за счет совмещения функций как жалюзийной решетки, так и спрямляющего аппарата. Для проведения сравнительных испытаний были использованы также верхние жалюзи плоскостворчатого типа с охлаждающего устройства тепловоза 2ТЭ121.

Важно отметить, что плоскостворчатые жалюзи в сравнении с круглыми имеют на 43% большее живое сечение, поэтому при одинаковых расходах воздуха они работают с меньшими скоростями воздуха между створками, чем объясняется их меньшая чувствительность к неравномерности воздушного потока перед фронтом жалюзи.

Проведенные сравнительные аэродинамические стендовые испытания охлаждающего устройства дизеля тепловоза ТЭ126 показали, что в сравнении с плоскостворчатыми круглые верхние жалюзи не обладают существенным аэродинамическим преимуществом [1]. Одной из причин недостаточной эффективности круглых жалюзи в сравнении с плоскостворчатыми является их высокое аэродинамическое сопротивление, обусловленное уменьшенным живым сечением для прохода воздуха.

Особую роль в загромождении живого сечения круглых жалюзи играют распорные спицы (8 шт. Ø 34 мм), 2/3 длины которых расположена между створками круглых жалюзи.

По результатам испытаний [1] круглые верхние жалюзи в данном исполнении без улучшения конструкции не могут быть рекомендованы к использованию в охлаждающем устройстве тепловоза ТЭ126 и требуют дальнейшей конструктивной доработки или замены альтернативной конструкторской инновацией.

Проведенные исследования [2] показали, что влияние жалюзи на характеристику вентилятора тем существеннее, чем больше угол установки его лопастей и величина коэффициента безразмерного расхода. Так, например, в схеме с круглым коллектором после установки жалюзи максимальное значение

КПД вентилятора уменьшается соответственно для $\Theta=15^\circ$ примерно на 14% (с 73 до 59%), а для $\Theta=35^\circ$ – на 32% (с 83,5 до 51,1%).

Сравнительные стендовые испытания холодильника тепловоза 2ТЭ10Л, оборудованного вентилятором УК-2М ($\Theta=20^\circ$), серийными жалюзи с параллельными створками и радиальными жалюзи, показали, что по сравнению со свободным выхлопом в атмосферу, серийные жалюзи уменьшают производительность вентилятора примерно на 6%, радиальные жалюзи практически не изменяют производительность вентилятора, но при незначительном отклонении ($5-10^\circ$) угла установки радиальных жалюзи производительность вентилятора заметно уменьшается.

Луганским филиалом ВНИТИ проведены сравнительные испытания вентиляторной установки УК-2М с верхними жалюзи магистральных тепловозов (с параллельными створками) и с радиальными жалюзи с плоскими поворотными створками маневрового тепловоза ТЭМ1 [2]. Шаг установки радиальных створок на окружности $r_{\text{О\ddot{N}\ddot{O}}} = 0,776 \cdot R$ составил $t_{\text{Э}} = 0,105 \cdot D$, а угол установки относительно плоскости вентиляторного колеса $\alpha_{\text{Э}} = 90^\circ$. Жалюзи с радиальными плоскими поворотными створками ухудшают характеристику вентилятора даже больше, чем с параллельными. Так, вентиляторная установка УК-2М с $\Theta=15^\circ$ и с параллельными створками жалюзи имеет максимальное значение КПД $\eta_{\text{max}} = 0,59$, а с радиальными жалюзи $\eta_{\text{max}} = 0,55$.

Повышение эффективности работы охлаждающих устройств тепловозов в значительной мере определяется аэродинамическим совершенством вентиляторных каналов с жалюзийным аппаратом на выходе, которые, с одной стороны, должны иметь минимальное гидравлическое сопротивление, с другой – отвечать всем требованиям унификации как отдельных элементов, так и конструкции в целом. Объединение вышеперечисленных требований обеспечивается в разработанной конструкции лепесткового жалюзийного аппарата охлаждающего устройства тепловоза [3]. Ее преимущества перед устаревшими конструкциями верхних жалюзи в следующем: исключение пневматического (гидравлического) привода жалюзи, уменьшение расхода мощности на работу холодильника тепловоза, получение полной автономной работы данной конструкции, равномерное открытие жалюзийных створок в зависимости от оборотов колеса вентилятора, использование жалюзийных створок как спрямляющего аппарата, снижение материалоемкости.

Рациональное проектирование верхних жалюзи охлаждающего устройства тепловоза является сложной, но решаемой задачей. Для этого необходимо рассмотреть вопрос влияния геометрии внутреннего обвода на сопротивление лепесткового жалюзийного аппарата.

Потери удельной энергии (напора), или, как их часто называют гидравлические потери или гидравлические сопротивления, зависят от формы, размеров проточной части, скорости течения и вязкости жидкости.

Гидравлические сопротивления обычно разделяются на местные потери энергии и потери на трение по длине. Так как в исследуемых жалюзийных аппаратах длина и площадь подводных патрубков к жалюзийным аппаратам одинаковы, то можно считать, что во всех конструкциях потери энергии на преодоление трения по длине одинаковы. А потери на местных сопротивлениях во всех конструкциях разные, так как геометрия каждой конструкции проточной части жалюзийного аппарата разная.

Местные потери (сопротивления) обусловлены изменением формы и размера проточной части, что вызывает деформацию потока. При протекании газа через местные сопротивления изменяется его скорость и обычно возникают крупные вихри, которые образуются за местом отрыва потока от стенок, и

представляют собой области, в которых частицы газа движутся в основном по замкнутым кривым или близким к ним траекториям.

Значения коэффициентов местных потерь ζ в большинстве случаев получают из опытов, на основании которых выводят эмпирические формулы и строят графики. Однако, для течений в исследуемых жалюзийных аппаратах, коэффициенты местных сопротивлений можно рассчитать с помощью приведенных ранее математических моделей и расчетов по ним:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho V^2 / 2},$$

где Δp – потери полного давления, которые можно определить по результатам расчета математических моделей, по распределению давлений в проточной части; $\rho V^2 / 2$ – динамическое давление в принятом сечении, которое определяется с помощью распределения скоростей.

В исследуемой конструкции ЖА, в зависимости от угла поворота жалюзи возникают течения при постепенном расширении (положительные углы) и при постепенном сжатии (отрицательные углы). Течение при постепенном расширении (диффузор) сопровождается увеличением давления, а, следовательно, преобразованием кинетической энергии газа в энергию давления. Частицы движущегося газа преодолевают нарастающее давление за счет кинетической энергии, которая уменьшается вдоль постепенного расширения. Слои газа, прилегающие к стенкам, обладают столь малой кинетической энергией, что иногда оказываются не в состоянии преодолеть повышенное давление, они останавливаются или начинают двигаться обратно. Обратное движение вызывает отрыв основного потока от стенки и вихреобразование. Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла расширения, а вместе с этим растут потери на вихреобразование. Таким образом, при разных углах раскрытия жалюзи возникают разные сопротивления, а, следовательно, и коэффициенты местных сопротивлений. При постепенном сужении потока (т.е. при малых углах открытия жалюзи) течение газа сопровождается увеличением скорости и падением давления в начале постепенного сужения выше, чем в конце, причин для возникновения вихреобразования и срывов потока (как при постепенном расширении, или при больших углах открытия жалюзи) нет. Вихреобразование и отрыв потока от стенки с одновременным сжатием потока возникает на выходе из конфузорной проточной части. Таким образом, чем меньше угол открытия жалюзи, тем больше сжимается поток, что приводит к большим потерям энергии и, следовательно, коэффициент местных сопротивлений увеличивается.

На рис.1 показана зависимость изменения относительного коэффициента местных сопротивлений от величины угла открытия жалюзи, определенный с помощью расчетов математической модели. Коэффициенты местных сопротивлений отнесены к коэффициенту местных сопротивлений при $\alpha = 0$. При расчете коэффициентов учтены потери на трение по длине проточной части.

Как видно, из рис.1 наименьшее сопротивление при $\alpha = 0$, также оптимальными углами можно считать углы от 80 до 104°.

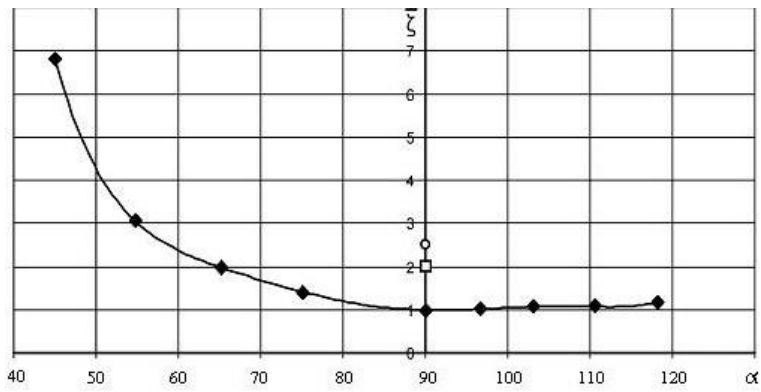


Рис. 1. Характеристика изменения коэффициента сопротивления от угла раскрытия жалюзи:

- ◆ – лепестковый жалюзийный аппарат (каждая точка соответствует определенной конструкции, точка на оси ζ – цилиндрический канал;
- – верхние жалюзи плоскостворчатого типа (тепловоз 2ТЭ121);
- – радиальными жалюзи (тепловоз ТЭ126).

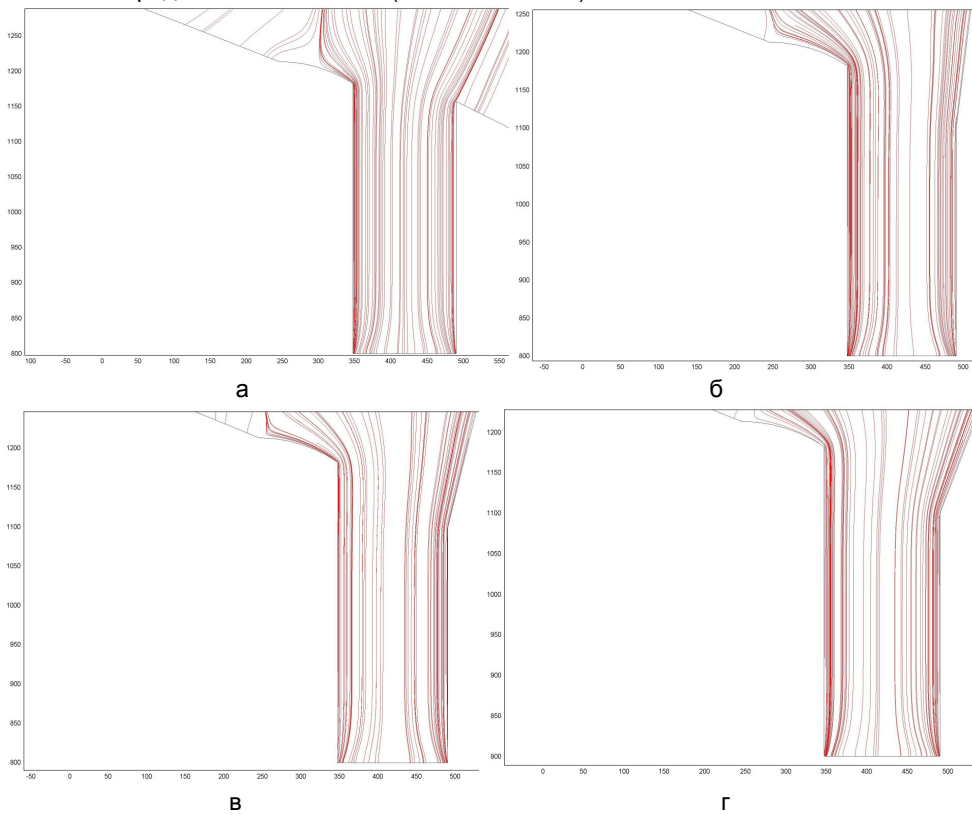


Рис. 2. Линии тока течения воздуха в жалюзийном аппарате при разных углах α : а – $\alpha = 90^\circ$; б – $\alpha = 97^\circ$; в – $\alpha = 104^\circ$; г – $\alpha = 111^\circ$.

Для экономической оценки разработанного лепесткового жалюзийного аппарата охлаждающего устройства тепловоза необходимо рассмотреть его с точки зрения экономии энергии, расходуемой на привод вентилятора.

Литература

1. Протокол №35-88 стендовых аэродинамических испытаний верхних жалюзи с плоской створкой и круглых жалюзи с профилированной створкой для охлаждающего устройства дизеля тепловоза ТЭ126. (22.03.1988г.). Производственное объединение «Ворошиловградский тепловозостроительный завод имени Октябрьской Революции».
2. Куликов Ю.А., Епифанов В.П., Ткаля В.С., Рягузов В.И. Компоновка охлаждающих устройств тепловозов. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, «Транспортное машиностроение», 1966.– 56 с., ил.
3. Пат. 3137 Украины, МКИ В60J1/20. Жалюзийный аппарат холодильной камеры тепловоза / Могила В.И., Басов Г.Г., Горбунов Н.И., Светличный К.А., Попов С.В., Малохатко А.А. (Украина); ВНУ имени В. Даля. – № 2004020823; Заявл. 05.02.2004; Опубл. 15.10.2004. Бюл. №10. – 3 с.

УДК 621.4.048.3

Старюк А.И.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОФИЛЯ СКОРОСТИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА ПО СЕЧЕНИЮ РОТОРА КОНДИЦИОНЕРА ИСПАРИТЕЛЬНОГО ТИПА

В статье представлены некоторые результаты экспериментального исследования профиля скорости воздушного потока по сечению ротора в роторно-пленочном кондиционере

В настоящее время ряд важных проблем связанных с разработкой конструкций роторных кондиционеров испарительного типа возникают из-за недостатка исследований всего комплекса вопросов характеризующих их работу, что связано с большим количеством факторов, влияющих на рабочие процессы, происходящие в них. Для лучшего понимания соотношения между рабочими поверхностями и средами в роторе кондиционера необходимо знать распределение скорости воздуха во вращающихся кольцевых каналах аппарата, так как это в значительной степени определяет природу движения воздуха в канале и взаимодействия между пленкой воды и потоком воздуха.

Цель в данном случае состоит в том, чтобы получить достоверные данные в виде соотношений для практических расчетов. Хотя за последнее время достигнуты некоторые успехи в понимании действительного характера такого взаимодействия, следует констатировать, что и до настоящего времени теоретические модели неспособны описать процессы, которые имеют место во вращающихся кольцевых каналах роторов роторного кондиционера. Поэтому изучение данного вопроса осуществлялось экспериментально.

На экспериментальной установке для интегральных испытаний модели роторного кондиционера была проведена серия опытов по измерению скорости воздушного потока в поперечном сечении вращающегося кольцевого канала и установлению влияния на ее значение величины расхода холодной (горячей) воды при неизменных геометрических параметрах ротора и постоянной скорости его вращения.

В связи со значительной сложностью измерения скорости воздуха внутри ротора измерения проводились в выходном сечении кольцевого канала со стороны больших оснований усеченных конусов с помощью электротермоанемометра ДонГУА.

Опыты выполнялись в режиме охлаждения воздуха, при температуре воды не выше 15°C, т.е. при отсутствии парообразования, которое оказывает существенное влияние на качество показаний электротермоанемометра. По-

ловина угла раскрытия усеченных конусов φ , длина образующих усеченных конусов L , ширина кольцевого канала b , скорость вращения ротора ω в ходе проведения опытов не изменялись и были, соответственно, равны: $\varphi = 15^\circ$, $L = 0,27$ м, $b = 0,007$ м, $\omega = 1000$ мин⁻¹.

На рис. 1. представлены результаты экспериментов в виде зависимости распределения скорости воздуха по ширине вращающегося кольцевого канала при различных расходах воды. Штриховой линией показан профиль скорости воздуха по ширине вращающегося кольцевого канала, когда расход воды был равен нулю ($W = 0$); можно отметить, что происходит интенсивное изменение профиля скорости воздуха по мере того, как расход воды увеличивается, а расход воздуха поддерживается постоянным.

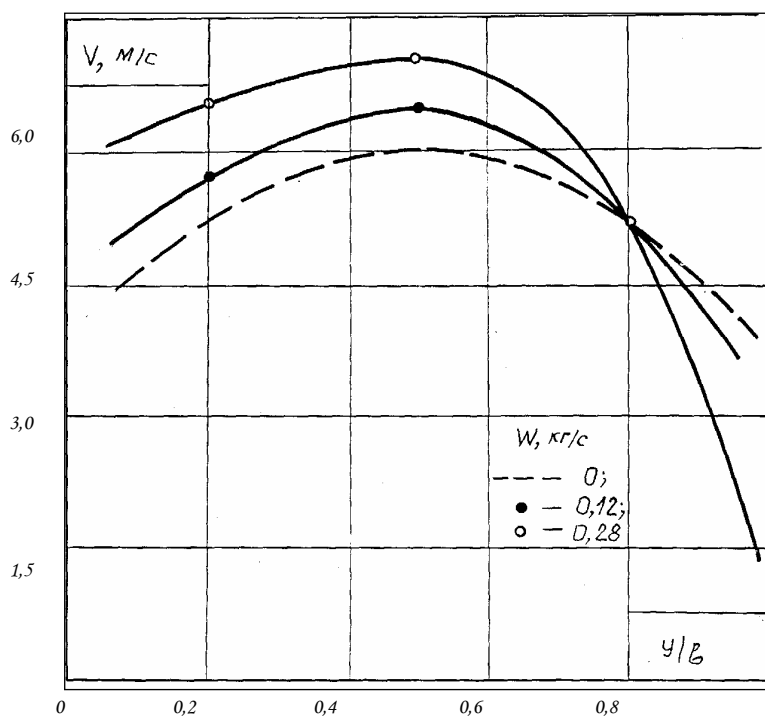


Рис. 1. Изменение профиля скорости в ядре воздушного потока с увеличением расхода (W) охлаждаемой воды

Такой характер поведения типичен для течения в шероховатом канале с постоянным числом Рейнольдса, когда шероховатость возрастает. Так как толщина пленки увеличивается с повышением подачи воды, это заставляет предположить, что шероховатость поверхности раздела возрастает с увеличением толщины пленки.

Литература

1. Могила В.И., Теребилников В.П., Стариков В.А., Рыбальченко В.А. Универсальная экспериментальная установка и методика проведения исследований роторных теплообменников. Сб. Конструирование и производство транспортных машин. Вып. 15 Вища школа, Харьков, 1983, с. 12–15.

Дядин А. П., Васильев И. П.

РАЗРАБОТКА ДЫМОМЕРОВ ДЛЯ ЗАМЕРА ДЫМНОСТИ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Проведен анализ и практическое сравнение способов замера дымности тепловозных дизелей. Выявлены преимущества и недостатки рассмотренных способов. Представлен современный отечественный дымомер ИДС-3С, разработанный для замера дымности тепловозных дизелей. Рис. 4. Ист. 4.

В настоящее время во всем мире большое внимание уделяется способам снижения вредных выбросов с отработавшими газами (ОГ). Дымность дизелей в значительной мере предопределяется техническим состоянием двигателя и топливной аппаратуры. Этот критерий также выступает как диагностический параметр.

Немаловажными являются экологические факторы, на которые стали усиленно обращать внимание в последнее время. По мере роста городов депо, реостатные станции и железнодорожные пути начинают попадать в черту города и вредные выбросы с отработавшими газами воздействуют на население, которое начинает проявлять беспокойство.

Поэтому проблема замера дымности отработавших газов, а в дальнейшем ее снижения является важной задачей. Для тепловозных дизелей она усугубляется особенностями эксплуатации тепловозов. Так, замеры дымности на ходовых испытаниях, которые рассматривались в работе [1], связаны с решением сложных задач по энергоснабжению дымомеров электричеством и сжатым воздухом. При этом определение расхода топлива планировалось решить с помощью прибора БИС Р, который установлен на тепловозе.

Целью данной статьи является представление разработанного дымомера, отвечающего требованиям замера дымности на реостатных испытаниях.

Существует два основных способа замера дымности: массовый и оптический.

Для осуществления первого необходимо выдержать фильтры определенное время при постоянной температуре, затем их взвесить до измерения (отбора на них сажи), зафиксировать по одному в патроне и пропустить через него определенное количество ОГ. Затем фильтр удаляется из патрона, помещается в емкость до стабилизации содержания влаги и взвешивается. Разница массы фильтра до и после отбора делится на объем прокаченного ОГ, приведенного к нормальным условиям, и определяется сажесодержание ОГ в г/л.

При использовании этого способа в 1975 на реостатных испытаниях тепловозов ТЭМ-2 столкнулись со следующими недостатками: сложность; длительность как процесса замера, так и подготовительных работ (замер массы фильтров); необходимость фиксации расхода газа; наличие дополнительных расчетов; большие погрешности; возможность замера только на стационарном режиме; невозможность автоматизации замеров.

Из-за указанных недостатков возникла необходимость в создании дымомера, основанного на оптическом способе замера дымности. Этот способ основан на измерении оптической плотности ОГ при просвечивании слоя ОГ заданной толщины (0,43 м) согласно стандарту [2].

Ведущей организацией в мире по производству таких дымомеров является фирма «Hartridge» (Великобритания). Прибор имеет равномерную шкалу измерения, разделенную на 100 единиц. Конструкция дымомера «Hartridge» представляет собой двухканальную оптическую систему, в один из каналов кото-

рой вводят ОГ, пропуская их через золо- и водоотделитель, а в другой, сравнительный канал, одновременно подают чистый воздух с помощью вентилятора и поочередно просвечивают их. Особенностью работы данного прибора является необходимость создания противодавления с помощью заслонки, что сказывается на характеристиках дизеля (рис. 1).

В 80 годах основным направлением кафедры ДВС, руководимой В. А. Звоновым, было изучение путей снижения вредных выбросов ОГ ДВС [3].

Работы в этом направлении позволили стать кафедре ведущей в СССР по замеру токсичности и разработке способов ее нейтрализации. Если замеры таких вредных выбросов, как NOx, CO и CH осуществлялись отработанными химическими и хроматографическими методами, то замер дымности был связан с определенными трудностями, что потребовало создания дымомеров собственной конструкции. А учитывая проведение хозяйственных работ с тепловозостроительным заводом, было поставлено условие обеспечения замеров дымности на реостатных испытаниях. Принципиально данное решение было найдено путем использования побудителя расхода ОГ, что исключало необходимость создания противодавления на выпуске тепловоза за счет специальной заслонки. В настоящее время приемником работ по разработке дымомеров является НПФ «Спецприбор».

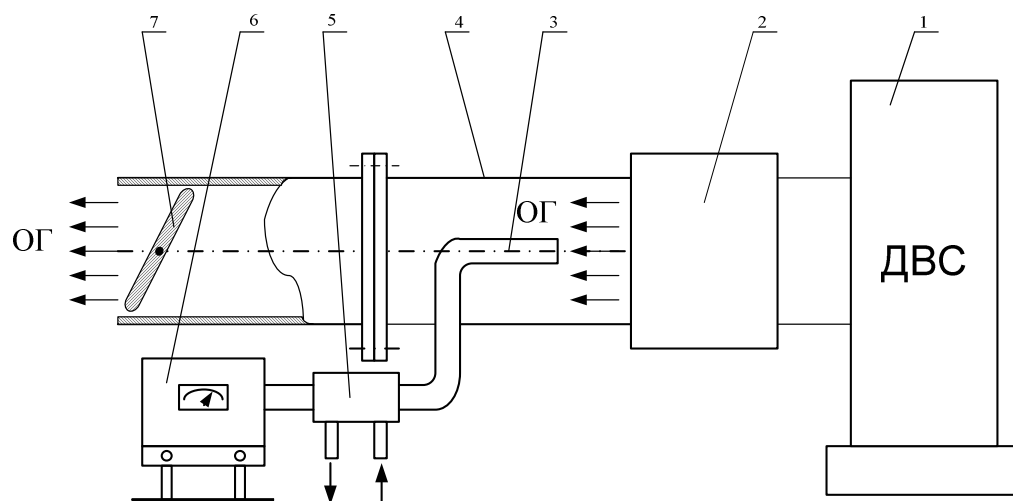


Рис. 1. Схема отбора отработавших газов для замера дымности дымомером типа «Hartridge»:

1 – двигатель; 2 – ресивер; 3 – газотборная трубка; 4 – выпускная труба; 5 – холодильник ОГ; 6 – дымомер «Hartridge»; 7 – заслонка

Вначале был создан на этом принципе работы дымомер ИДС-1 [4]. А затем на основании многолетней доводки был создан дымомер ИДС-3С (рис. 2), соответствующий требованиям ISO11614.

Он содержит измерительную камеру 1 с базовой длиной 0,43 м, с одной стороны установлен источник света 2, а с другой – фотоприемник 3. Для предохранения этих устройств от загрязнения в камере предусмотрена установка съемных защитных стекол 4, а также соответствующая организация движения потока ОГ в измерительной камере 1, обеспечивающая отсутствие их контакта с оптическими элементами. ОГ подается в измерительную камеру 1 через патрубков 5 и клапан 6, управляемый системой 7. В качестве побудителя расхода ОГ используется газоструйный насос 10, питаемый воздухом, подаваемым че-

рез распределитель 8, давление которого фиксируется манометром 9. Температура ОГ фиксируется термодатчиком 11. Управление работой по заданной программе осуществляется первичным измерительным преобразователем 12, который регулирует работу клапана 6 и связан с электронным блоком 13, который содержит дисплей и клавиатуру. Возможна регистрация результатов испытаний на компьютере 14.

Особенностью работы данного дымомера является то, что перед каждым замером обеспечивается калибровка за счет закрытия клапана 6 и заполнение измерительной камеры воздухом. После калибровки производится автоматическое срабатывание клапана 6, обеспечивающего поступление ОГ в измерительную камеру, при этом производится в течение 20 секунд 20 замеров дымности. Показания дымности, в зависимости от заданной программы, или усредняются, или производится поиск и выдача максимального (пикового) значения дымности на переходных режимах работы дизеля. Результат измерений может быть представлен как линейный коэффициент поглощения ($N, \%$) или как натуральный коэффициент поглощения (K, m^{-1}). Кроме того, на дисплее индицируется среднеквадратичное отклонение мгновенных значений дымности от их среднего значения и температура ОГ в измерительной камере.

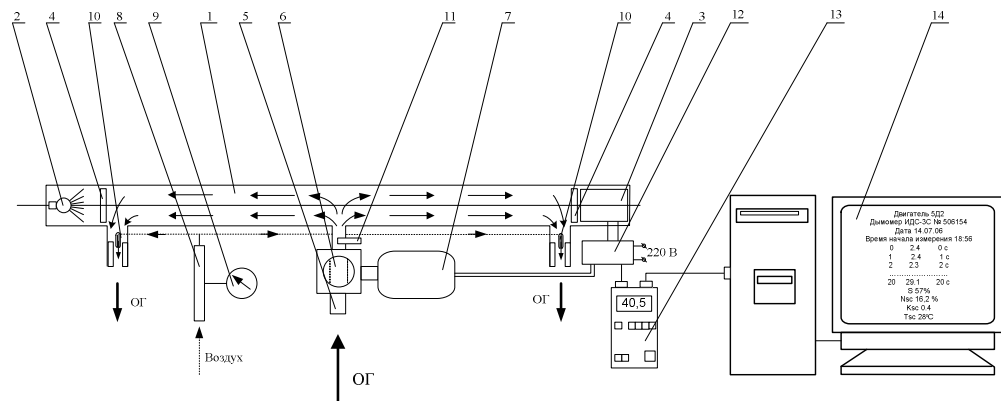


Рис. 2. Схема дымомера ИДС-3С:

1 – измерительная камера; 2 – источник света; 3 – фотоприемник; 4 – съемные защитные стекла; 5 – патрубок подвода ОГ; 6 – клапан; 7 – система управления подачи ОГ; 8 – распределитель воздуха; 9 – манометр; 10 – газоструйный насос; 11 – термодатчик; 12 – первичный измерительный преобразователь; 13 – электронный блок; 14 – компьютер

Данный дымомер сертифицирован в Украине, России и Белоруссии. Он используется как в этих странах, так и в Пакистане и Литве.

В настоящее время идет разработка модификации данного дымомера, обеспечивающего усовершенствование формы измерительной камеры и ее подогрев до температуры выше точки росы.

Следует коснуться консультаций, проведенных с фирмой «Hartridge» по методике замера дымности тепловозных дизелей на реостатных испытаниях. Фирма указала, что она не имеет опыта осуществления таких замеров. Она подтвердила необходимость для их прибора создания дополнительного противодавления на выхлопе. Как уже указывалось в статье, это может приводить к изменению расхода топлива и других показателей, в частности, повышению той же дымности.

Были рассмотрены два способа расположения дымомеров: на эстакаде и на ферме.

При расположении дымомера на эстакаде в длинных газоподводящих трубках, особенно в холодное время года, происходит конденсация влаги, которая может блокировать подачу газа в прибор.

При расположении дымомера на ферме этот недостаток устраняется, но возникает проблема калибровки чистым воздухом. По мнению представителей фирмы «Hartridge», в зоне отбора чистого воздуха возможно повышенное содержание частиц сажи и они, поступив в калибровочный канал, будут вносить погрешности при замере.

В свете этих консультаций было предложено в дымомере ИДС-ЗС использовать специальный шланг для подвода чистого воздуха (рис. 3), а газоподводящий шланг снабдить электроподогревом, обеспечивающим температуру ОГ выше точки росы.

Кардинально эта проблема была решена при выполнении хоздоговорной работы с заводом им. ОР в 1986 году. Для устранения длинных газоподводящих трубок, которые могли стать причиной как прекращения подачи ОГ, так и искажения показаний дымомера ввиду осаждения сажи в трубках, было предложено устанавливать оптический блок на срезе выхлопного патрубка тепловоза. Схема данного устройства представлена на рис. 4.

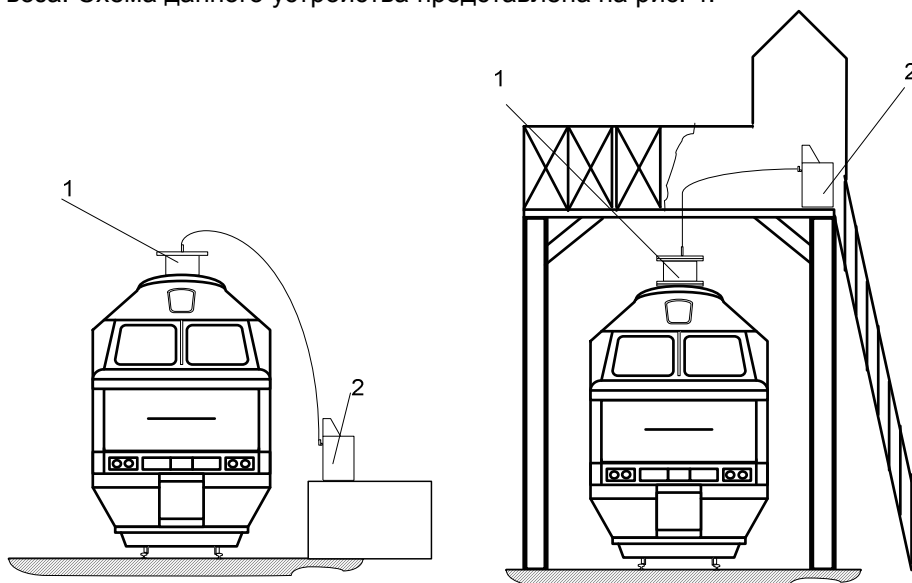


Рис. 3. Схемы установки дымомер для замера дымности
(на эстакаде – слева, на ферме – справа):
1 – выпускной патрубок; 2 – дымомер

Данный прибор был предназначен для замера дымности на переходных режимах. Учитывая, что размеры патрубков тепловозов разные, то источник света 1 и фотоприемник 2 устанавливались на специальных направляющих 3 с возможностью перемещения и фиксации длины измерительной камеры с дальнейшим пересчетом на стандартную длину. Учитывая необходимость работы прибора при солнечном свете, источник света 1 обладал высокой световой мощностью. Перед фотоприемником, чтобы исключить помехи от отраженного солнечного света, устанавливалась бленда 4, обеспечивающая снижение влияния внешней засветки на показания дымомера. При этом специальными мероприятиями обеспечивался контроль «0».

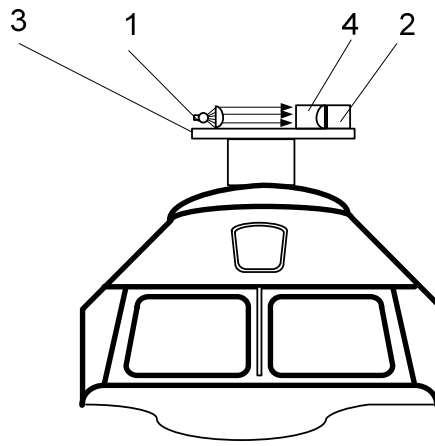


Рис. 4. Схемы оптического блока для замера дымности на срезе выпускного патрубку тепловоза:

1 – источник света; 2 – фотоприемник; 3 – направляющие; 4 – бленда

Опыт эксплуатации данного прибора на реостатных испытаниях показал высокую эффективность и возможность замера и фиксации дымности на самописцах на переходных режимах для различных тепловозов.

Выводы

На основании конструкторско-доводочных работ, которые продолжались в течение 40 лет, был создан дымомер, отвечающий современным требованиям для замера дымности ОГ тепловозных дизелей. Особенностью дымомера является наличие побудителя расхода ОГ, что обеспечивает его использование при испытаниях тепловозных дизелей без создания дополнительного противодавления, чего, например, лишен дымомер фирмы «Hartridge».

Литература

1. Могила В. И., Сметанин С. А., Васильев И. П. Использование биодизеля на железнодорожном транспорте Украины: направления работ и перспективы // Локомотив информ. – 2007. – март. – С. 26 – 27.
2. ДСТУ 4276:2004 Система стандартів у галузі охорони навколишнього природного середовища та раціонального використання ресурсів. Атмосфера. Норми і методи вимірювання димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями; Введ. 01.07.05. – Київ: Держспоживстандарт України, 2005. –14 с.
3. Звонов В. А., Симонова Е. А., Шеховцов Ю. И. Физико-химические и токсикологические характеристики частиц, выбрасываемых дизельными двигателями в окружающую среду (обзор) // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2005. – №2. – С. 37– 47.
4. Патент 15441 Україна, МКИ G 01 N 21/53. Пристрій для вимірювання оптичної густини відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згорання / Звонов В. О., Дядін О. П., Малютяк В. В., Васильев І. П. (UA). – № 121720; Заявлено 04.03.93; Опубл. 30.06. 97, Бюл. № 3.

Крайнюк А.И., Лупиков К.А.

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ КОМПЛЕКСА БЕЗДРЕНАЖНОГО ХРАНЕНИЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА В СИСТЕМЕ ПИТАНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВС

Рассматриваются закономерности влияния основных конструктивных параметров газоперекачивающего блока на эксплуатационные показатели работы комплекса бездренажного хранения сжиженного природного газа. Для оценки энергетической эффективности используется показатель эффективности, представляющий собой отношение теплоты сгорания утилизируемых паров газа к теплоте, затраченной на перекачивание этих паров в накопительный баллон. Действенным способом снижения энергозатрат на перекачивание паров газа является использование рекуперативного принципа организации рабочего цикла ГПБ. На этапе доводочных испытаний опытного образца комплекса рационализация рассмотренных параметров ГПБ позволила повысить показатель эффективности до значения 14,2 (при низшей теплоте сгорания природного газа – 45 МДж/кг).

Введение

Постоянный рост цен на светлые нефтепродукты обуславливает все больший интерес к применению в качестве моторного топлива природного газа (ПГ), в том числе на железнодорожном транспорте. Привлекательность использования ПГ заключается не только в меньшей стоимости теплового эквивалента газа относительно бензина и ДТ [1,2], но и наличии значительных разведанных мировых запасов около 208 трлн куб. м по состоянию на 2006 г [3].

На железнодорожном транспорте апробировано применение ПГ в сжатом и сжиженном состояниях. К настоящему времени в основном накоплен опыт эксплуатации тепловозов на сжатом до 20 МПа ПГ. Однако интерес к сжиженному природному газу (СжПГ) неуклонно возрастает. Еще в конце 80-х годов XX века на территории Украины испытывались первые полноразмерные образцы магистральных тепловозов 2ТЭ116Г и ТЭ10Г с системой питания СжПГ.

Ожижение ПГ путем глубокого охлаждения до температуры 162°С позволяет снизить массогабаритные показатели заправочных емкостей (примерно в 3 раза) и соответственно увеличить запас хода локомотива на одной заправке. Кроме того, в процессе ожижения легко удаляются многие вредные примеси, благодаря этому повышается качественный состав газа и снижается токсичность отработавших газов ДВС.

Постановка задачи

Для криогенного хранения СжПГ на локомотиве применяются специальные резервуары, состоящие из внутреннего сосуда и наружной теплоизоляции. Известные на сегодняшний день технологии изоляции не позволяют полностью исключить теплообмен СжПГ с окружающей средой, что приводит к необходимости периодического перепуска части ценных паров газа в атмосферу для предотвращения аварийного повышения давления в резервуаре хранения. При высокой температуре окружающей среды количество перепускаемых паров газа может достигать 5-7% в сутки общего запаса СжПГ. Непрерывный рост цен на углеводородные топлива и ужесточение экологических норм эксплуатации теплосиловых установок обуславливают недопустимость выброса паров ценного газа в атмосферу. Решение этой проблемы связывается с аккумулярованием перепускаемых паров СжПГ в накопительных емкостях.

Решение задачи

В разработанном на кафедре ДВС ВНУ им. В. Даля комплексе бездренажного хранения сжиженного природного газа транспортного средства (рис. 1) утилизация перепускаемых из резервуара паров СжПГ осуществляется путем их нагнетания под высоким давлением в накопительный баллон и последующего сжигания в цилиндрах ДВС. Основным устройством комплекса является газоперекачивающий блок 2 (ГПБ), принцип действия которого основан на эффекте периодического расширения легкокипящей жидкости 9 (ЛКЖ) в орребренном гидроцилиндре 10 при кратковременном подводе к ней теплоты нагревательным элементом 11. Описание рабочего цикла комплекса изложено в работах [1,4].

Основными направлениями совершенствования комплекса являются снижение энергозатрат на утилизацию паров СжПГ и повышение его удельной производительности. Для оценки энергетической эффективности используется предложенный в работах [5,6] показатель эффективности (ПЭ), представляющий собой отношение теплоты сгорания утилизируемых паров СжПГ к теплоте, затраченной на перекачивание этих паров в накопительный баллон. Удельная производительность $Q_{уд}$ определяется отношением усредненного объемного расхода нагнетаемого в накопительный баллон газа, приведенного к нормальным условиям, к общему объему комплекса.

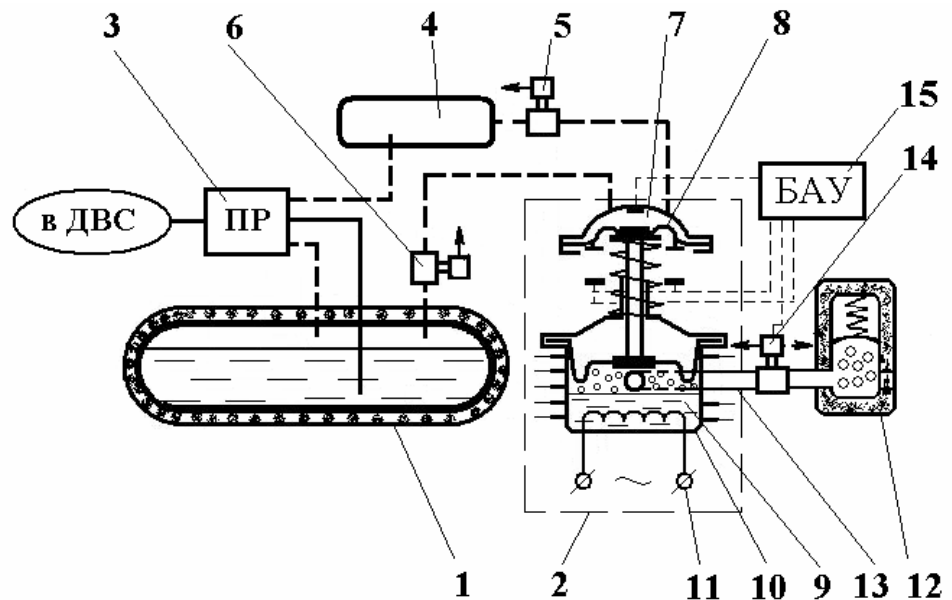


Рис. 1. Принципиальная схема комплекса бездренажного хранения Сжег:

1 – теплоизолированный резервуар с СжПГ; 2 – ГПБ; 3 – парожидкостный распределитель; 4 – накопительный баллон; 5 – перепускной клапан; 6 – дренажный клапан; 7 – компрессорная полость; 8 – мембрана; 9 – ЛКЖ; 10 – орребренный гидроцилиндр; 11 – нагревательный элемент; 12 – теплоизолированный аккумулятор; 13 – паровой канал; 14 – запорный клапан; 15 – блок автоматического управления

Действенным способом снижения энергозатрат на перекачивание паров СжПГ является использование рекуперативного принципа организации рабочего цикла ГПБ. Согласно схеме на рис. 1, рекуперация потенциальной и тепловой энергии осуществляется путем отвода части горячих паров ЛКЖ в начале процесса их конденсации в специально предусмотренный для этих целей теплоизолированный аккумулятор (ТА) 12 с последующим возвратом в орребренный гидроцилиндр 10 в начале следующего процесса нагревания.

расширения ЛКЖ 9. В результате снижаются затраты тепловой энергии на создание избыточного давления в гидроцилиндре 10 в период нагнетания паров СЖПГ в накопительный баллон 4, а также снижается отвод теплоты в окружающую среду с наружной поверхности ребренного гидроцилиндра 10. При “зарядке” накопительного баллона до 10 МПа общая экономия подводимой тепловой энергии составляет 28,5%. В свою очередь, сокращение продолжительности конденсации ЛКЖ, за счет отвода части горячих паров в ТА 12, способствует повышению удельной производительности комплекса в среднем на 14%, несмотря на некоторое увеличение габаритов комплекса размещением ТА.

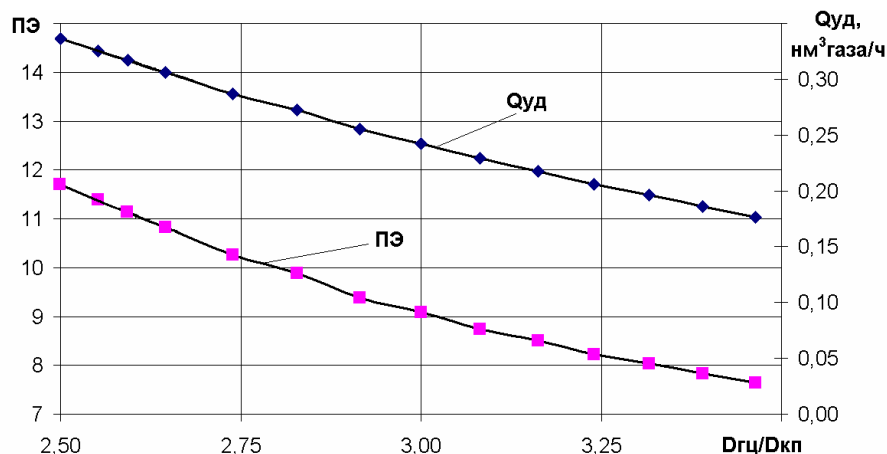


Рис. 2. Влияние отношения диаметра гидроцилиндра и компрессорной полости на показатели работы комплекса

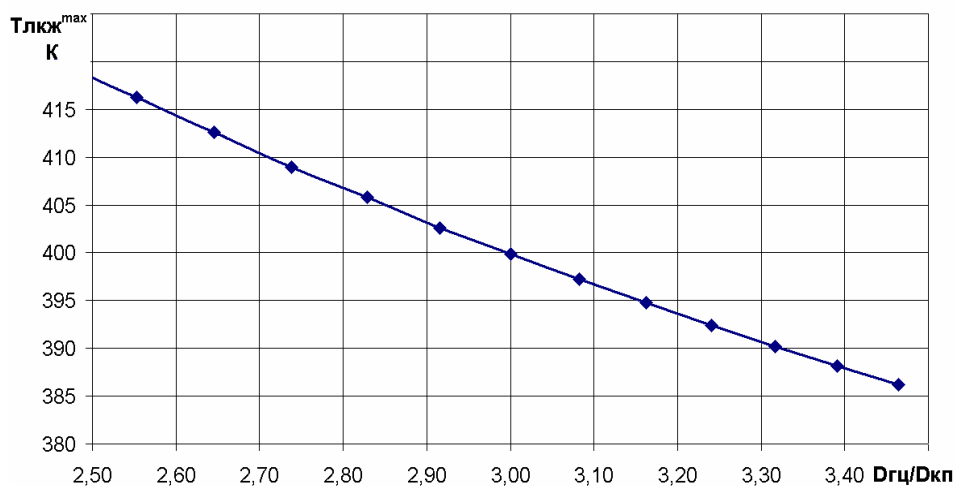


Рис. 3. Зависимость максимальной температуры ЛКЖ конечного цикла нагнетания ГПБ от отношения диаметров гидроцилиндра и компрессорной полости

Существенное влияние на показатели работы комплекса оказывают свойства ЛКЖ. Важнейшим из физических свойств ЛКЖ является давление насыщенных паров, определяющее потенциал усилия перемещения мембраны в процессе нагнетания утилизируемых паров газа в накопительный баллон. Для обеспечения номинального давления “зарядки” накопительного баллона не менее 8 МПа, с учетом рационального соотношения диаметров гидроцилиндра и компрессорной полости $D_{гц}/D_{кп}$, давление насыщенных паров ЛКЖ должно

составлять не менее 0,85-3,5 МПа. Возможность увеличения давления паров ЛКЖ повышением температуры нагрева ограничивается пределами, за которыми происходит необратимое разложение жидкости на ряд новых химических соединений с потерей требуемых теплофизических свойств. Кроме того, для обеспечения условий конденсации ЛКЖ в оребренном гидроцилиндре, особенно в летний период, необходимо, чтобы температура кипения ЛКЖ превышала среднюю температуру окружающей среды. С другой стороны, во избежание потери работоспособности в зимний период необходимо, чтобы температура затвердевания ЛКЖ была ниже минимальных температур окружающей среды.

Заметное влияние на показатели работы ГПБ оказывает отношение диаметров гидроцилиндра и компрессорной полости. Уменьшение $D_{гц}/D_{кп}$, как видно из рис. 2, при прочих равных условиях способствует повышению ПЭ и увеличению производительности ГПБ. Механизм влияния $D_{гц}/D_{кп}$ заключается в том, что с уменьшением размеров гидроцилиндра и рабочего объема ЛКЖ в конечном счете сокращается продолжительность процесса подвода теплоты нагревательным элементом и снижаются относительные потери теплоты в окружающую среду. Вместе с тем для сохранения силовой характеристики гидроцилиндра при уменьшении его диаметра необходимо повышение давления насыщенных паров ЛКЖ повышением температуры ее нагрева. Связь между максимальной температурой цикла и отношением $D_{гц}/D_{кп}$ при максимальной "зарядке" накопительного баллона до 10 МПа показана на рис. 3. При использовании в качестве ЛКЖ диэтилового эфира с температурой химического разложения 466,8К минимально допустимое отношение $D_{гц}/D_{кп}$, согласно рис. 3, ограничивается значением 2,5.

Основной резерв повышения удельной производительности комплекса связывается с увеличением цикличности работы ГПБ через сокращение продолжительности конденсации ЛКЖ. Снижение продолжительности рабочего цикла за счет изменения периода конденсации ЛКЖ достигается увеличением степени оребренности гидроцилиндра. Следует при этом иметь ввиду показанное на рис. 4 закономерное снижение ПЭ при увеличении коэффициента оребрения (*Креб*), вследствие роста тепловых потерь на такте нагревания-расширения ЛКЖ.

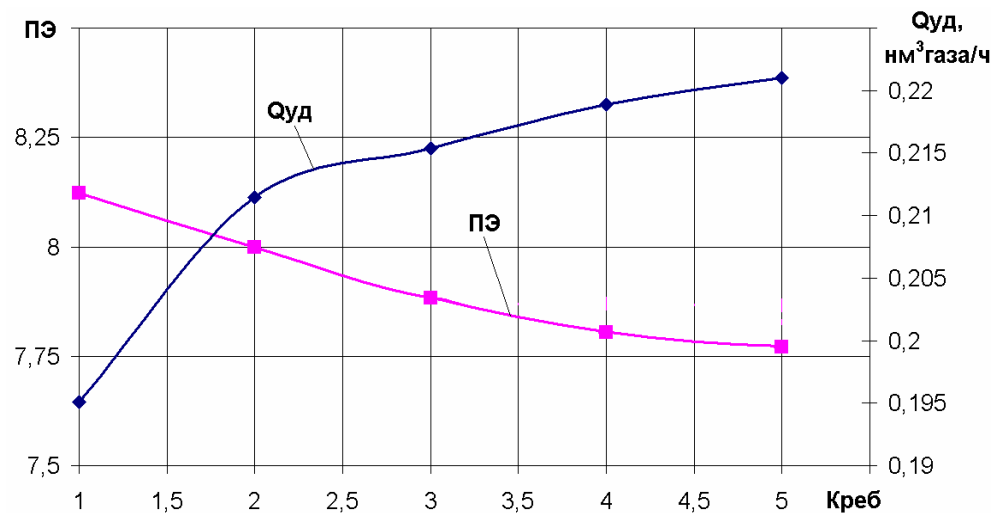


Рис. 4. Влияние коэффициента оребрения на показатели работы комплекса

Снижение непроизводительных тепловых потерь через стенки гидроцилиндра на такте нагревания-расширения ЛКЖ достигается сокращением продол-

жительности процесса подвода теплоты путем увеличения мощности нагревательных элементов (рис. 5).

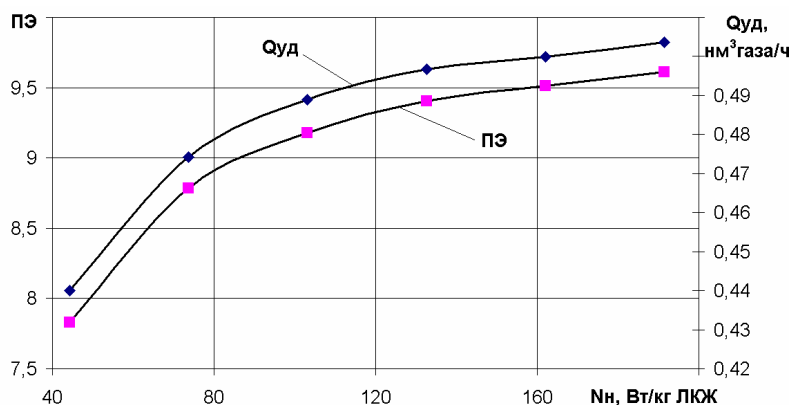


Рис.5. Зависимость показателей работы комплекса от мощности нагревательного элемента

С точки зрения термодинамической эффективности рабочего цикла ГПБ ограничения увеличения интенсивности подвода теплоты отсутствуют. На практике мощность нагревательного элемента определяется технической характеристикой источника подвода теплоты. Например, при использовании в качестве источника подвода теплоты электроэнергии – допустимой нагрузкой на электрооборудование тепловоза. Применительно к диэтиловому эфиру, минимальная мощность тэнов, отнесенная к 1 кг ЛКЖ, должна превосходить 120...140 Вт/(кг ЛКЖ).

Выбор рассмотренных параметров в значительной степени зависит от уровня максимального давления “зарядки” ($P_{Б \text{ макс}}$) накопительного баллона, определяющего, с одной стороны, аккумулирующую способность комплекса, с другой – энергетическую затратность утилизации паров газа. С увеличением давления “зарядки” ПЭ заметно снижается (рис. 6), что связано с прогрессивным увеличением работы сжатия газа каждого последующего такта нагнетания ГПБ по мере повышения давления в накопительном баллоне.

Следует заметить, что в условиях практической эксплуатации комплекса, предельные значения давления достигаются лишь в отдельных случаях длительного простоя тепловоза. Большую часть рабочих режимов, ввиду периодического опорожнения накопительных баллонов системой питания тепловоза, давление в накопительных баллонах не достигает предельных значений.

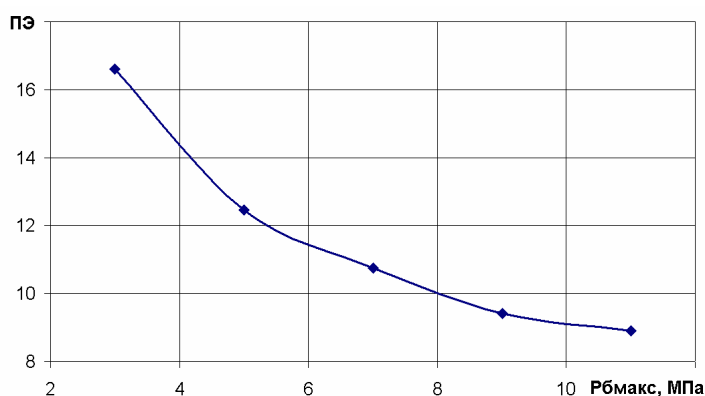


Рис. 6. Влияние максимального давления “зарядки” накопительного баллона на ПЭ

Поэтому прогнозируемая среднеэксплуатационная эффективность работы ГПБ должна превосходить расчетные значения ПЭ для режимов предельной “зарядки” накопительных баллонов.

Выводы

На этапе доводочных испытаний опытного образца комплекса бездренажного хранения сжиженного природного газа в системе питания тепловозного ДВС рационализация рассмотренных параметров ГПБ позволила повысить показатель эффективности до значения 14,2 (при низшей теплоте сгорания ПГ – 45 МДж/кг). Подтверждена работоспособность и высокая эксплуатационная надежность автономной работы комплекса.

Литература

1. Крайнюк А.И., Лупиков К.А. Комплекс бездренажного хранения сжиженного природного газа системы питания тепловозного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков 2005. - №2.– С. 143 – 146.
2. Хачиян А.С. Использование природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта // Двигателестроение.– СПб, 2002.– №1.- С. 34–36.
3. Гильденберг Е. Будущее мировой энергетики // Оборудование: рынок, предложение, цены. – М.: ЗАО «Журнал Оборудование», 2006. – №3 (111).
4. Система криогенного збереження та живлення зрідженим природним газом двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу: Патент України UA №80909, МПК(2006) F02M 21/02 / Крайнюк О.І., Лупіков К.О., Крайнюк А.О., Фатєєв А.І.; Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (UA).- № а200602313; Заявлено 02.03.2006; Опубл. 10.09.2007. Бюл. №14.
5. Крайнюк А.И., Лупиков К.А., Крайнюк А.А. Особенности рабочего процесса комплекса бездренажного хранения сжиженного природного газа в системе питания тепловозного дизеля // Вісн. Східноукр. нац. універс. ім. В. Даля. – Луґанськ, 2006. – № 8 [102], ч.1 .– С. 153-157.
6. Крайнюк А.И., Лупиков К.А., Крайнюк А.А. Повышение эффективности комплекса бездренажного хранения сжиженного природного газа системы питания тепловозного ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 2007. – №2.– С. 141 – 145.

УДК 629.4.048.3

Могила В.И., Зиборов Ю.А., Кузьменко С.В.,
Соколова Я.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АППРОКСИМАЦИОННЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИХ РАБОТУ БЛОКОВ КОНДИЦИОНЕРА

В работе получены аппроксимационные зависимости, которые определяют режимы согласованной работы испарительного блока и блока охлаждения при их совместной работе в составе кондиционера. Табл. 3. Ист. 4

На основании проведенных теоретических [1] и экспериментальных [2] исследований с целью определения регулировочных характеристик испарительного блока для возможности согласования его работы с блоком охлаждения были определены факторы, оказывающие существенное влияние на реализуемую холодопроизводительность кондиционера и его необходимую холодопроизводительность для компенсации теплоступлений в кабину машиниста тепловоза [3]:

- температура воздуха на входе в испарительный блок t_2' (и, соответственно, окружающей среды);

142

- относительная влажность воздуха на входе в испарительный блок φ_2 ;
- температуры воды на входе в испарительный блок t_1' .

Исходя из проведенных экспериментальных исследований были определены рациональные режимные параметры течения тепло- и холодоносителей, которые обеспечивают реализацию максимальной холодопроизводительности испарительного блока. Однако при некоторых параметрах окружающей среды она может превышать необходимую, что приводит к необходимости ее регулирования.

В качестве параметра, обеспечивающего гибкую регулировку холодопроизводительности кондиционера, принята скорость воздуха U_2 на входе в межнасадочный канал или, в конечном счете, расход воздуха через испарительный блок. Выбор данного параметра обосновывается минимизацией потерь воды на ее испарение, а также конструкционной простотой возможности изменения расхода воздуха посредством дроссельной заслонки.

Проведение экспериментальных исследований определило максимальную скорость воздуха на входе в межнасадочный канал, составляющую 12 м/с при частоте вращения насадки $1,33 \text{ с}^{-1}$. Таким образом, регулирование холодопроизводительности кондиционера необходимо осуществлять в диапазоне скоростей до 12 м/с.

Рациональный расход воды через испарительный блок, определенный при экспериментальных исследованиях, составляет $6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ (в пересчете на 1 м^2 орошаемой поверхности насадки - 4 м/с) является неизменным параметром.

С целью согласования работы испарительного блока в составе кондиционера проведен численный эксперимент, позволивший определить влияние перечисленных ранее параметров на его холодопроизводительность в виде функции четырех аргументов [4]:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_4 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{33}x_3^2 + a_{44}x_4^2 + a_{12}x_1x_2 + a_{13}x_1x_3 + a_{14}x_1x_4 + a_{23}x_2x_3 + a_{24}x_2x_4 + a_{34}x_3x_4, \quad (1)$$

где y - функция отклика (холодопроизводительность испарительного блока $Q_{\text{хвб}}$);

x_1 - приведенная скорость воздуха в испарительный блок;

x_2 - приведенная температура воздуха;

x_3 - приведенная относительная влажность воздуха;

x_4 - приведенная температура воды на входе;

$a_j, a_{j,k}$ - неизвестные коэффициенты уравнения.

Приведенные факторы влияния определялись в соответствии с (2), что отражено в таблице 1, и планом четырехфакторного эксперимента.

$$x_i = \frac{F_i - F_{i\min}}{\Delta F_i} \quad (2)$$

где $\Delta F_i = (F_{i\max} - F_{i\min})/2$ – интервал варьирования;

$F_{i\max}, F_{i\min}$ - соответственно максимальное и минимальное значения параметра (фактора).

Неизвестные коэффициенты уравнения (1) определялись по следующим формулам с использованием плана эксперимента [4]:

$$a_{ij} = \frac{\sum_{n=1}^{25} F_n b_{ijn}}{C_{ij}} \quad (3)$$

Таблица 1.

Уровни варьирования изменяемых параметров

№ п/п	Параметр	Обозначен.	Пределы изменения			Шаг
			-1	0	1	
1.	Скорость воздуха на входе в межнасадочный канал U_2 , м/с	x_1	4	8	12	4
2.	Температура воздуха на входе в межнасадочный канал t_2' , °С	x_2	30	35	40	5
3.	Относительная влажность воздуха на входе в межнасадочный канал φ_2' , %	x_3	60	70	80	10
4	Температура воды на входе в испарительный блок t_1' , °С	x_4	15	18	21	3

Последующая статистическая обработка осуществлялась определением дисперсии адекватности, средней дисперсии эксперимента и критерия Фишера [4], что с 95% вероятностью свидетельствует об адекватности полученных аппроксимирующих зависимостей.

Таблица 2.

Матрица эксперимента

№ п/п	x_1	x_2	x_3	x_4	$Q_{\text{хиб}}$, Вт	$Q_{\text{хиб}}$, Вт (расч.)	ε , %
1	1	1	1	1	2466	2479,42	0,54
2	1	1	1	-1	905	918,2253	1,46
3	1	1	-1	1	5790	5769,503	0,35
4	1	1	-1	-1	3750	3753,309	0,08
5	1	-1	1	1	3450	3446,17	0,11
6	1	-1	1	-1	1930	1911,975	0,93
7	1	-1	-1	1	6610	6642,253	0,48
8	1	-1	-1	-1	4640	4653,059	0,28
9	-1	1	1	1	1600	1594,725	0,32
10	-1	1	1	-1	507	467,0308	7,88
11	-1	1	-1	1	4184	4194,309	0,24
12	-1	1	-1	-1	2600	2611,614	0,44
13	-1	-1	1	1	2410	2398,975	0,45
14	-1	-1	1	-1	1270	1298,281	2,22
15	-1	-1	-1	1	4910	4904,559	0,11
16	-1	-1	-1	-1	3370	3348,864	0,62
17	0	0	0	0	3280	3280,814	0,02
18	1	0	0	0	3820	3787,087	0,86
19	-1	0	0	0	2660	2692,642	1,22
20	0	1	0	0	2840	2853,864	0,48
21	0	-1	0	0	3720	3705,864	0,37
22	0	0	1	0	1823	1846,198	1,27
23	0	0	-1	0	4540	4516,531	0,51
24	0	0	0	1	4080	4070,087	0,24
25	0	0	0	-1	2502	2511,642	0,38

В результате проведенного математического эксперимента (таблица 2) с использованием программы реализации математической модели получена ап-

проксимирующая зависимость следующего типа (в пересчете на действительные переменные):

$$Q_{x_{нб}} = -2226,8 + 388,9U_2 - 4,15t_2' + 125,8\varphi_2 + 397,4t_1' - 2,56U_2^2 - 0,99\varphi_2^2 + 1,11t_1'^2 - 2,03U_2t_2' - 4,33U_2\varphi_2 + 9,03U_2t_1' - 0,47t_2'\varphi_2 + 0,45t_2't_1' - 3,8\varphi_2t_1'. \quad (4)$$

Получена аналитическая зависимость, характеризующая холодопроизводительность испарительного блока кондиционера в зависимости от скорости потока воздуха на входе в межнасадочный канал U_2 , температуры воздуха на входе в испарительный блок t_2' , относительной влажности воздуха на входе в испарительный блок φ_2 , и температуры воды на входе в испарительный блок t_1' .

Для возможности определения режима согласования работы испарительного блока и блока охлаждения кондиционера были определены аналитические зависимости, характеризующие приведенную теплоотдачу радиаторов в зависимости от изменения расхода воздуха G_2 и G_1 .

На основании результатов экспериментальных исследований по определению приведенной теплоотдачи радиаторов был составлен план численного эксперимента, в соответствии с которым факторы влияния и уровни варьирования представлены в табл. 3.

Аппроксимационная зависимость определялась в соответствии с [4], причем в качестве функции отклика являлась приведенная теплоотдача радиатора.

Результаты расчета для радиаторов №1-3 приведены в матрице эксперимента (табл. 4), а аналитические зависимости в уравнениях (5 – 7).

Таблица 3.

Уровни варьирования изменяемых параметров

№ п/п	Параметр	Обозначен.	Пределы изменения			Шаг
			-1	0	1	
1.	Объемный расход воды через радиатор G_1 , 10^{-4} м ³ /с	x_1	2,7	5,5	8,3	2,8
2.	Массовый расход воздуха через радиатор G_2 , кг/с	x_2	0,3	0,6	0,9	0,3

Таблица 4.

Матрица эксперимента

№ п/п	x_1	x_2	Радиатор №1			Радиатор №2			Радиатор №3		
			\bar{Q} , Вт/К	\bar{Q}_p , Вт/К	\square , %	\bar{Q} , Вт/К	\bar{Q}_p , Вт/К	\square , %	\bar{Q} , Вт/К	\bar{Q}_p , Вт/К	\square , %
1	1	1	330	329,45	0,17	380	379,01	0,26	440	442,70	0,61
2	1	-1	205	204,45	0,27	240	239,41	0,25	260	256,70	1,27
3	-1	1	215	216,11	0,52	250	249,41	0,24	280	275,10	1,75
4	-1	-1	140	141,11	0,79	170	169,81	0,11	190	191,10	0,58
5	0	0	240	240,88	0,37	260	257,78	0,85	290	285,56	1,53
6	1	0	280	278,25	0,63	310	310,38	0,12	360	360,53	0,15
7	-1	0	190	189,91	0,05	210	210,78	0,37	240	243,93	1,64
8	0	1	280	279,58	0,15	310	311,41	0,45	340	342,23	0,66
9	0	-1	180	179,58	0,23	200	201,81	0,90	210	207,23	1,32

$$Q_{\underline{2}1} = -20,63 + 2,12 \cdot 10^5 G_1 + 193,77 G_2 - 8,67 \cdot 10^7 G_1^2 - 125,35 G_2^2 + 1,49 \cdot 10^5 G_1 G_2; \quad (5)$$

$$Q_{\underline{2}2} = 109,42 + 1,09 \cdot 10^4 G_1 + 50,16 G_2 + 3,56 \cdot 10^7 G_1^2 - 12,96 G_2^2 + 1,76 \cdot 10^5 G_1 G_2; \quad (6)$$

$$Q_{\underline{2}3} = 231,66 - 3,26 \cdot 10^5 G_1 + 117,61 G_2 + 2,12 \cdot 10^8 G_1^2 - 120,1 G_2^2 + 3,03 \cdot 10^5 G_1 G_2. \quad (7)$$

Полученные аппроксимационные зависимости (4 – 7) в полной мере позволяют определить режимы согласованной работы испарительного блока и блока охлаждения при их совместной работе в составе кондиционера.

Литература

1. Могила В.И., Кузьменко С.В., Зиборов Ю.А. Математическое моделирование процессов испарительного охлаждения // Залізничний транспорт України. – №3/1.– 2005. – С.267–275.
2. Могила В.И. Зиборов Ю.А. Результаты экспериментальных исследований испарительного блока кондиционера // Вісник Східноукраїнського національного університету. - №8(114), ч.1. – Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. університету. – 2007. – С.148–152.
3. Эксплуатационные и стендовые испытания кондиционирующей установки тепловоза 2ТЭ116 с кондиционерами КТА2-0,5Э-0,1 (Заключительный отчет). №79017843. – Коломна. – 1981. – 58 с.
4. Зедгинидзе И.Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем. М.: Наука.– 1976 г., 390 с.

УДК 629.424.1 - 712.3

Баранич Ю. В., Гогайзель В.А., Гусенцова Є.С.

ІДЕНТИФІКАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЯК ОБ'ЄКТА РЕГУЛЮВАННЯ

Представлено результати іспитів двигуна внутрішнього згорання по визначенню динамічних характеристик системи. Показано, що не лінійність системи охолодження вимагає застосування оптимального регулятора.

Важливим елементом тепловозних систем є автоматичні системи регулювання, відповідальні за чітку і злагоджену дію основних вузлів і механізмів і всієї машини в цілому. Для сучасних локомотивів більше половини потужності, що затрачається на привод допоміжних механізмів (8-13% всієї потужності теплоенергетичної установки ТЕУ) направляється на привод вентиляторів системи охолодження, причому вона має тенденцію до подальшого зростання зі збільшенням секційної потужності. Одна із причин підвищення витрат – недосконалість систем охолодження. Дослідження показують, що зниження температури масла дизеля на 10 °С у умовах експлуатації приводить до зниження ефективного КПД дизеля і підвищенню питомої витрати дизельного палива в середньому на 2%. Тому що витрати на паливо становлять 35-40% всіх експлуатаційних витрат на тепловозне господарство, економія 2% витрати пального за рахунок якісної автоматичної стабілізації температури теплоносіїв дизеля дає значні заощадження коштів на утримання тепловозного парку. Крім того, стабільна температура теплоносіїв створює сприятливі умови роботи дизеля і його охолоджувальних пристроїв, що збільшує міжремонтні строки пробігів локомотива. Тому з ростом потужності і вимог до динамічних характеристик системи охолодження стає актуальною задача вибору найбільш оптимального способу регулювання [1].

Відомо, що керування всяким об'єктом власне кажучи складається з вибору мети керування і подачі на об'єкт спеціально організованих керуючих впливів, необхідних для досягнення цієї мети. При практичному здійсненні систем керування недетермінованими об'єктами функції усунення впливу їхнього недетермінізму на процес керування звичайно виконують спеціальні технічні пристрої - автоматичні регулятори, які разом з об'єктом, режим роботи якого вони регулюють, утворюють автоматичну систему регулювання. Звичайно застосовувана процедура синтезу автоматичних систем регулювання виходить із того, що повинна бути відома математична модель регульованого об'єкта, ґрунтуючись на якій і здійснюються всі розрахунки. Саме задача побудови математичної моделі об'єктів регулювання є по своїй суті логічно суперечливою (для визначення моделі об'єкта необхідно знати, який регулятор буде встановлений на об'єкті, сама ж модель властиво і шукається для знаходження цього регулятора). Для побудови системи регулювання необхідно оперувати початковою інформацією про динамічні характеристики об'єкта регулювання, яким є система охолодження тепловоза, а також про характеристики вхідних впливів. Таким чином, процедура синтезу таких систем виходить із того, що повинна бути відома математична модель регульованого об'єкта, що власне і визначається для знаходження оптимального регулятора [2].

На кафедрі "Гідрогазодинаміка" і "Двигуни внутрішнього згоряння" Східноукраїнського національного університету було проведено ряд іспитів по визначенню динамічних характеристик системи охолодження. На рис. 1 наведена схема експериментального стенду. Циркулююча вода попадає в нижню частину блоку циліндрів 1 при подачі водяного насоса 4. Із блоку вода надходить у порожнину головки і випускного патрубка, а потім у розширювальний блок. Температура води фіксується до двигуна датчиком температури 2, після двигуна - датчиком температури 3. З розширювального бачка вода надходить у радіатор 8, що обдувається повітрям від вентилятора 7.

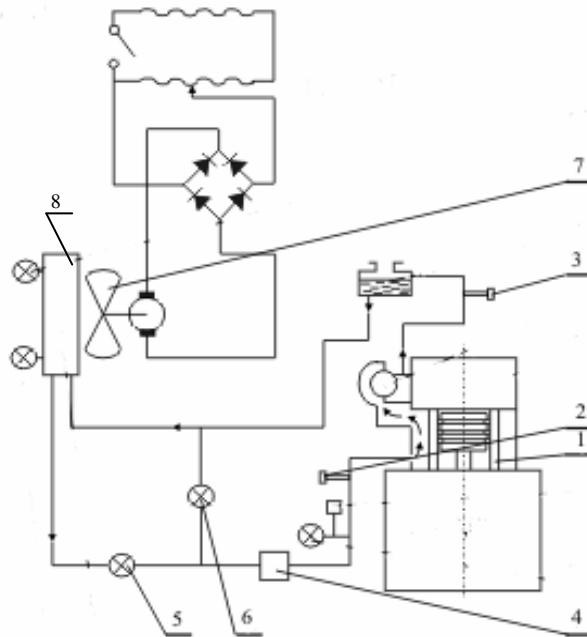


Рис. 1. Замкнута водяна система охолодження дизеля

Розширювальний бачок забезпечує тривалу роботу дизеля без дозуправлення системи охолодження і дозволяє воді розширюватися при нагріванні. Настроювання системи охолодження здійснюється зміною обертів вентилятора і перекриттям регулювального крана 5, перекриття пропускного клапана 6 не змінюється. Температура газів після дизеля вимірюється за допомогою термомпари ТХК-620.

Експеримент проводився наступним чином. Визначилися динамічні характеристики по одному каналу збурювання: потужності. На двигуні встановлювався режим холостого ходу і потім стрибкоподібно змінювалася потужність на 30, 40, 50 % від номінальної при підтримці постійної величини обертів колінчатого вала. У процесі експерименту вимірювалася температура води до і після двигуна. Температура повітря на вході в радіатор, число обертів вентилятора на даному режимі роботи двигуна і витрата охолоджуваної води залишалися незмінними.

Передатна функція системи охолодження визначалася у вигляді

$$W(p) = \frac{k_0 e^{-\tau p}}{(Tp + 1)^n} \quad (1)$$

Така структура перехідної функції характерна для теплових об'єктів [3]. Таким чином, система охолодження з точністю, достатньої для вибору регулятора, може бути замінена моделлю, що складається з послідовно з'єднаних типових динамічних ланок – статичних ланок першого порядку (інерційних ланок першого порядку) з постійної часу T і ланки транспортного запізнювання з часом запізнювання τ [4].

Для такої передатної функції рівняння кривій розгону має вигляд

$$\bar{T}_T(t) = \left[1 - \left(1 + \sum_{i=1}^n \frac{t^i}{T^i i!} \right) e^{-\frac{t}{T}} \right] k_0 \quad (2)$$

Коефіцієнт підсилення k_0 , час транспортного запізнювання τ , постійна часу T визначалася методом Хука-Дживса, критерієм оптимізації служило середньоквадратичне відхилення дослідних і розрахункових даних [5]. При кожному наборі параметрів визначалася адекватність математичної моделі за критерієм Фішера, і при його значенні менше табличного процес ідентифікації припинявся.

Після одержання значення максимальної погрішності виміру температури розраховувалася дисперсія відтворюваності. Задавшись довірчою імовірністю $\alpha = 0.95$, знайшли

$$S_B^2 = \left(\frac{\sum \delta_i}{2} \right)^2, \quad (3)$$

де $\sum \delta_i$ – сумарна помилка виміру, що включає і її статичну складову.

Розсіювання експериментальних точок щодо розрахункових характеризується залишковою дисперсією або дисперсією адекватності, що дорівнює сумі квадратів відхилень, віднесеного до одного ступеня свободи

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum \delta_k^2}{f}. \quad (4)$$

Число ступенів свободи f - різниця між числом дослідів і числом коефіцієнтів моделі, які обчислені за результатами дослідів незалежно друг від друга, тобто

$$f = k - (n + 1), \quad (5)$$

де $(n + 1)$ – число коефіцієнтів моделі, обумовлених за результатами експерименту.

В нашому випадку адекватність визначається порівнянням дослідних даних перехідного процесу теплообміну і даними, отриманими на математичній моделі. Модель не коректується за експериментальним даними, тому $n = 0$.

Як вказувалося вище, перевірка адекватності моделі виконувалася за критерієм Фішера

$$F_e = \frac{S_{ad}^3}{S_e^2}. \quad (6)$$

Якщо його експериментальне значення не перевищує табличного, то з відповідним ступенем імовірності модель можна вважати адекватною.

Зробимо одне зауваження. Дисперсія відтворюваності була визначена з максимальним запасом на «незнання» як алгебраїчна сума абсолютних значень всіх складових. Тому обґрунтовано можна прийняти для неї число ступенів свободи $f_1 \rightarrow \infty$.

При розрахунку дисперсії адекватності порівнювалися дослідні дані і розрахункова залежність. Число точок порівняння було >20 . Для цих умов табличне значення критерію Фішера при довірчій імовірності дорівнює ≈ 1.9 .

Виконані експерименти і їхній аналіз дозволив зробити наступні висновки.

1. Час транспортного запізнювання для всіх режимів виявилось однаковим і рівним $\tau \approx 10$ с.
2. Передатні функції системи охолодження при розігріві і остиганні двигуна виявилися істотно різними, причому постійні часу при розігріві менше, ніж при остиганні.
3. З огляду на не лінійність системи охолодження як об'єкту регулювання, забезпечити оптимальний режим її роботи лінійним регулятором при будь-якому законі регулювання не представляється можливим. Задача може бути вирішена за допомогою оптимального регулятора або регуляторів, побудованих на елементах нечіткої логіки [3].

Литература

1. Костромин А. М. Оптимизация управления локомотивом. М: Транспорт, 1979. – 119с.
2. Луков Н. М. Основы автоматики и автоматизации тепловозов: Учебник для вузов ж.-д. Трансп. – М.: Транспорт, 1989. – 296с.
3. Андрийчук Н.Д., Соколов В.И., Коваленко А.А., Дядичев К.М. Пути усовершенствования систем теплоснабжения. – Луганск: Издательство ВНУ им. В. Даля, 2003. – 244с.
4. Ротач В. Я. Расчет динамики промышленных автоматических систем регулирования. М., “Энергия”. 1973. – 440с.
5. Н. Джонсон, Ф. Лион. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. – М.: Мир, 1980. – 616с.

Голубенко А.Л., Ноженко Е.С., Игнатъев О.Л., Васильев И.П.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ
ОЗОНИРОВАНИЯ НА ЭНЕРГО-ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ
ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ**

Представлены результаты предварительных экспериментальных исследований влияния озонированного дизельного топлива на показатели дизеля. Выявлено снижение расхода топлива на 1,1 % и уменьшение дымности отработавших газов на 12-17 %. Рис. 3, табл. 2, ист. 9

Резкое повышение мировых цен на нефть и нефтепродукты, зависимость Украины от поставщиков энергоносителей породило серьезную проблему для экономики страны. Кроме того, угрожающая ситуация с экологической ситуацией, требующая немедленного внедрения мер по снижению техногенного воздействия на окружающую среду, актуализировали поиск альтернативных источников энергии и способов сжигания топлива.

Как следует из работы [1] основными источниками загрязнения атмосферного воздуха является тяжелая промышленность и транспорт, где не последнюю роль занимают тепловозные дизели.

На протяжении последнего столетия двигатели машин и горючее, которое приводит их в действие, было мощным мотивационным фактором в политике всех ведущих мировых держав. Если принять во внимание ограниченность запасов нефти и усиление парникового эффекта в атмосфере, не будет сюрпризом узнать, сколь большие усилия прилагаются для повышения экономичности двигателя внутреннего сгорания – основного потребителя нефти и источника оксидов азота.

Железнодорожный транспорт, как альтернатива автомобильному, занимает все большее место в разных сферах экономики страны. Обладая системными преимуществами, в частности, энергетическими и экологическими, важно обеспечить непрерывное внедрение новых технических решений при создании подвижного состава в целях повышения уровня комфорта, снижения шума и вибрации, надежности функционирования всей железнодорожной системы, а также, в первую очередь, внедрение ресурсосберегающих технологий.

Одним из комплекса мероприятий, направленных на энерго- и ресурсосбережение на подвижном составе в целом, является решение проблемы использования энергии рекуперативного торможения.

Несомненный интерес представляет, предложенный учеными ВНУ им. В. Даля, способ использования рекуперативной энергии торможения тепловоза для повышения эффективности тепловозных дизелей. Во время торможения тепловоза, что как для пассажирских, так и для грузовых тепловозов является частым режимом движения, тяговые электродвигатели переходят в режим работы генератора. При этом выделяется большое количество электрической энергии (бросовой), которая подводится к генератору озона, где происходит получение озона в период всего процесса торможения, и затем обрабатывается дизельное топливо, которое отличается более качественным и эффективным сгоранием в цилиндрах тепловозного дизеля.

Предложенное техническое решение позволяет:

- рационально и эффективно использовать бросовую электроэнергию, получаемую в результате электродинамического торможения тепловоза;
- улучшить эффективность процесса горения топлива;
- повысить экономичность тепловозного дизеля;

- обеспечить снижение вредных выбросов с отработавшими газами;
- уменьшить теплонапряженность и нагарообразование деталей цилиндропоршневой группы тепловозного дизеля.

Процесс сгорания – сложный физико-химический процесс, состоящий из ряда взаимосвязанных физических и химических стадий: испарения горючего, диффузии окислителя в зоне горения и продуктов сгорания в зоне свежей смеси, химических реакций, протекающих во фронте пламени в зоне догорания частиц топлива. Исследования ведущих ученых Воинова А. Н., Иноземцева В. К., Померанцева В. В., Семенова Н. Н. и др. в основу процесса горения ставят концепцию химического превращения, скорость которого влияет на развитие процесса в целом, а также концепцию диффузии, то есть скорость перемещения фронта пламени в объеме топливно-воздушной смеси [2, 3, 4].

К физическим свойствам топлива, оказывающим влияние на динамику топливной струи и мелкоструйное распыливание при прочих равных условиях, относятся вязкость, поверхностное натяжение и плотность. К физическим характеристикам топлива, оказывающим влияние на процессы его испарения и выгорания, можно отнести среднюю объемную температуру кипения по характеристикам разгонки топлива, критическую температуру и давление фазового перехода жидкого топлива в пар и др.

Кроме того, большое влияние на процессы химической кинетики оказывает углеводородный состав топлива. Согласно [5] для дизельного топлива углеводородный состав представлен в табл. 1.

Таблица 1

Среднестатистический углеводородный состав
дизельного топлива

№	Наименование углеводорода	Содержание углеводородов, % об.
1	Парафины	32,49
2	Циклопарафины	31,72
3	Инданы, тетралины	6,69
4	Алкилбензолы	11,65
5	Индены или C_nH_{2n-10}	1,74
6	Нафталин	0,59
7	Нафталины	7,11
8	Аценафтены, C_nH_{2n-14}	4,06
9	Аценафтилены, C_nH_{2n-16}	2,76
10	Трициклическая ароматика	1,18
11	Итого нафтеновых	33,46
12	Среднее С алкилбензолов	13,42
13	Среднее С нафталинов	13,39

Влияние дозирования озono-воздушной смеси в топливо, в основном, связано с хемосорбцией и реакциями озonoлиза в жидкой фазе. Анализ реакционной способности углеводородов можно осуществить по константам скорости реакции озonoлиза, которые равны [6]:

для парафиновых углеводородов $10,5 \cdot 10^{-2} \dots 0,7$ л/(моль·с);

для нафтеновых углеводородов $5 \cdot 10^{-2} \dots 0,32$ л/(моль·с);

для ароматических углеводородов $3,4 \cdot 10^{-1} \dots 5 \cdot 10^{-1}$ л/(моль·с).

Таким образом, озonoлизу будут подвергаться, в основном, наиболее реакционноспособные ароматические углеводороды. Влияние озона на процесс горения при его микродобавках в топливо объясняется цепным радикальным механизмом хемодеструкции пероксидных соединений, которые вызывают детонацию в зоне горения. Время существования радикалов ограничено, по-

этому длительное хранение озонированного топлива приводит к синтезу в его объеме кислот и снижает способность к полному сгоранию.

Согласно работы [7] при озонировании бензина в карбюраторном двигателе наблюдается улучшение подготовки топливовоздушной смеси к сжиганию, повышение равномерности горения во всем фронте пламени. Это приводит к повышению экономичности двигателя на 4-7%, снижению выбросов CO в 1,7 раза, NO_x в 1,4 раза и несгоревших углеводородов в 1,94 раза. Работ по озонированию дизельного топлива при проведении анализа литературных источников выявлено не было.

После анализа теоретического воздействия озонирования топлива на показатели дизельного двигателя [8, 9] были проведены экспериментальные исследования.

Испытания проводились на стенде с вихрекамерным дизельным двигателем 2Ч8,5/11. Стенд содержит дизель-генератор, нагрузочное устройство в виде блоков ленточных сопротивлений, впускную систему с успокоительной емкостью и счетчиком газа РГ-40, устройство для замера расхода топлива АИР-50, водяную систему с автономным приводом водяного насоса и выпускную систему. Дымность определялась на измерителе дымности стендовом ИДС-3С, представляющим собой микропроцессорный прибор, обеспечивающий автоматическую калибровку и настройку. Результат измерений представляется в виде среднего арифметического значения, полученного по 20-ти текущим значениям дымности, измеренным за цикл измерения (20 с). Прибор допущен к применению в Украине согласно сертификату № UA-MI/1p-678-99.

Также концентрация сажи в отработавших газах (ОГ) замерялась на фильтрах марки РМА-ХП-20.

В камере сгорания устанавливался распылитель РШ 6×2×25° с давлением впрыскивания топлива 15 МПа. Угол опережения впрыскивания топлива составлял 18° до ВМТ.

В головке двигателя (рис. 1) вместо свечи накаливания устанавливался штуцер, в котором фиксировалась хромель-копелевая термопара (Т_{кc}) диаметром 1,5 мм. В выпускном парубке температура отработавших газов фиксировалась также хромель-копелевой термопарой (Т_{ог}). Термопары были предварительно совместно протарированы и подобраны по характеристикам. Это позволяло контролировать состояние выпускных клапанов и влияние топлив на температуру сгорания в вихревой камере.

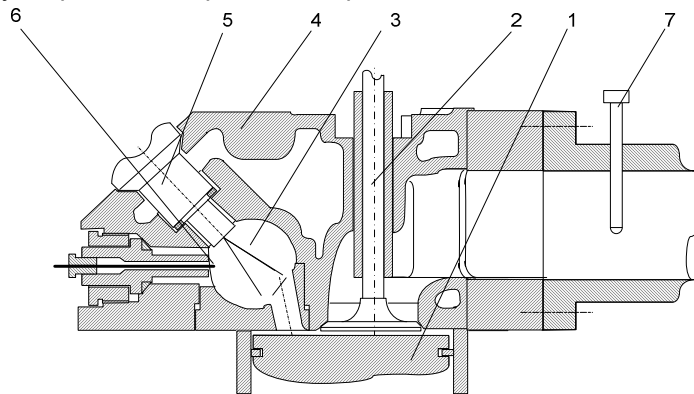


Рис. 1. Схема камеры сгорания дизеля Ч 8,5/11:

1 – поршень; 2 – клапан; 3 – вихревая камера сгорания; 4 – головка; 5 – форсунка; 6 – термопара в камере сгорания (Т_{кc}); 7 – термопара в выхлопном патрубке (Т_{ог})

На рис. 2 представлена схема экспериментальной установки для озонирования топлива.

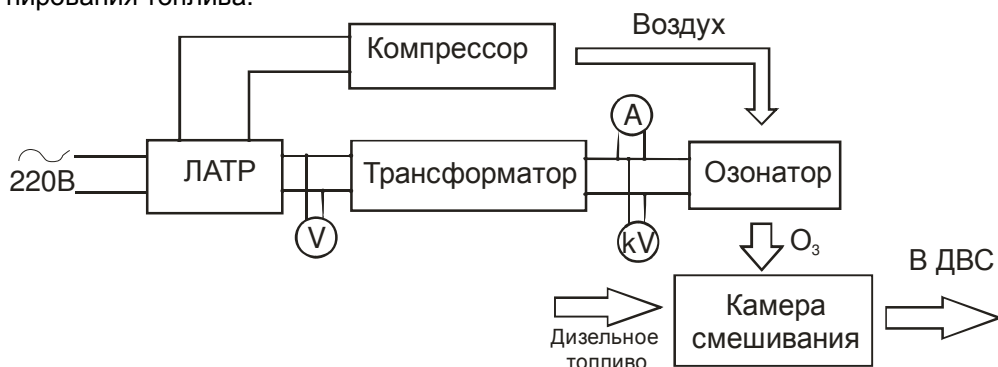


Рис. 2. Экспериментальная установка для озонирования дизельного топлива

Обработка топлива фиксированным объемом в два литра проводилась при напряжении на озонаторе 6 кВ, расстоянии между электродами озонатора 5 мм при времени обработки 25 мин.

При исследованиях использовалось ДТ «Л» Евро согласно EN 590:1999 производства Лисичанского НПЗ (г. Лисичанск, Луганская обл.).

Результаты испытаний приведены в таблице 2.

Таблица 2

Сравнительные результаты испытаний топлив с оценкой отличий с вероятностью 0,95

Показатели	ДТ «Л» Евро	ДТ «Л» Евро (озонированное)	Эффективность озонирования, %
Расход топлива, г/кВт ч	359	355	1,1
Температура отработавших газов, °С	315	315	0
Температура в вихревой камере сгорания, °С	614	565	8,0
Оксиды азота, чнм	516	514	0,4
Дымность (измерение на дымомере), %	6,80	5,96	12
Дымность (отбор на фильтры) мг/л	0,083	0,0687	17

При проведении статистической обработки экспериментальных данных с вероятностью 0,95 выявлено при работе двигателя на озонированном топливе снижение расхода топлива на 1,1%, дымности на 12 –17%. Следует отметить более высокую стабильность расхода топлива при работе на озонированном ДТ по сравнению с неозонированным ДТ (рис. 3).

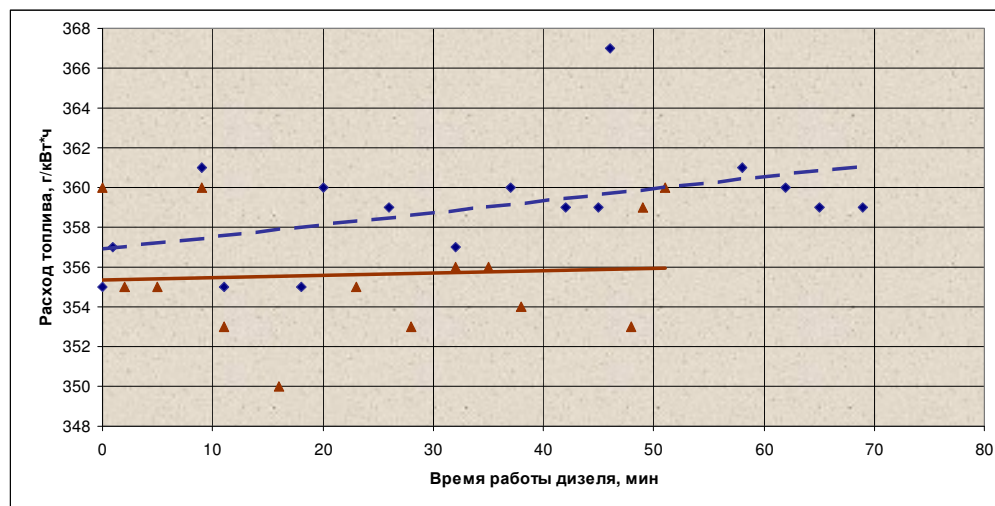


Рис. 3. Зависимость расхода топлива от времени работы дизеля:
 ◆ - на неозонированном ДТ; ▲ – на озонированном ДТ

Выводы. Как показывают предварительные экспериментальные исследования, существует положительная тенденция при озонировании топлива, что приводит к улучшению экономичности и снижению дымности ОГ. Однако необходимы дополнительные экспериментальные исследования по определению влияния на протекающий процесс ряда факторов, таких как концентрация озона, время воздействия на топливо и т.д.

Представляет интерес выявить влияние озонирования воздушного заряда дизеля и топлива другого состава, например, биодизельного топлива на энерго-экологические показатели дизеля.

Литература

1. Дубальская Э.Н. Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов// Очистка отходящих газов. Сб. ВНИИ Центра. – М. – 1990. – Вып. 14. – 60 с.
2. Воинов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – Изд. 2-е, перераб. и доп. М., Машиностроение: 1977. – 277 с.
3. Основы практической теории горения /Под ред. В. В. Померанцева. – Л.: «Энергия», 1973. – 264 с.
4. Частухин В. И., Частухин В. В. Топливо и теория горения: Учеб. пособие. – К.: Выща шк., 1989. – 223 с.
5. Миронова Ж.Л. Разработка профилактической смазки «ниогрин» на базе продуктов нефтепереработки и нефтехимии / Автореф. дисс. ... канд. техн. наук (спец. 15.17.07 – химия и технология топлив и специальных родутов). – Уфа, УГНТУ, 2003.
6. Разумовский С.Д., Заиков Г.У. Озон и его реакции с органическими соединениями. – М.: Наука, 1974. – 239 с.
7. Столяренко Г. С. Теоретические основы гетерофазных озонных процессов и технология денитрификации газовых потоков / Автореф. дисс. ... докт. техн. наук (спец. 05.17.01 – технология неорганических веществ). – К., НТУ «КПИ», 2000.
8. Могила В. И., Ноженко Е. С. Использование бросовой энергии торможения тепловоза для повышения эффективности тепловозных дизелей // Сб. науч. трудов. – Харьков: УкрДАЗТ, 2007. – Вып.82. – с. 153–157.
9. Голубенко А.Л., Ноженко Е.С., Калашникова Ю.В. К вопросу интенсификации процесса сгорания в двигателе внутреннего сгорания // Весник ВНУ им. В. Даля. – Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2007. – №8. – С. 134 – 137.

Шапран Е. Н., Смородин А. Ю., Смородина А. Ю.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕСУРСОБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ КОНТРОЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВЗОВ

В статье проведен анализ энергетической эффективности эксплуатации тепловозов и предложены пути своевременного выявления перерасхода топлива и создания новой технологии контроля энергетических установок эксплуатируемого парка тепловозов.

Несмотря на некоторую стабилизацию работы железнодорожного транспорта, подвижной состав имеет большой материальный и моральный износ.

Это, в первую очередь, относится к локомотивному парку, который обновляется невысокими темпами. Это обусловлено высокой стоимостью изготовления и отсутствием четко разработанной стратегической программы повышения эффективности жизненного цикла работы локомотивов с учетом перспективы развития перевозочного процесса и изменения стоимости топливно-энергетических ресурсов. По статистическим данным ежегодно истекает установленный ресурс эксплуатации до 12 % тепловозов, в результате чего увеличивается количество отказов систем локомотивов и возрастает расход топливно-энергетических ресурсов, что негативно сказывается на экономических показателях железных дорог [1].

Проведенный анализ состояния тепловозного парка и проблем его эксплуатации позволил прийти к выводу о необходимости согласования задач проверки его энергетической эффективности, диагностики, регулировки и ремонтов в единую технологическую цепь, основные этапы которой предложены на рис. 1.



Рис. 1. Структурная схема основных этапов контроля энергетических установок тепловозов

Необходимо отметить, что техническое состояние локомотивов вообще и тепловозов, в особенности, характеризуется, помимо широко используемых показателей надёжности, также и уровнем энергетической эффективности или так называемым теплотехническим состоянием [2]. Признаком снижения уровня энергетической эффективности является систематический перерасход топлива на тягу поездов. При этом было установлено, что в соответствии с действующей системой планово-предупредительных ремонтов (ППР) его трудно. Это приводит к перерасходу дизельного топлива на тягу поездов до 6 тн. в месяц [3]. Поэтому предлагается поэтапно анализировать энергетическую эффективность локомотивов путем ведения операции статистического контроля, основные этапы которого изложены ниже.

Первый этап анализа используется для вычисления значений среднего расхода топлива и его среднего квадратического отклонения, а также погрешности измерения.

Второй этап, связан с установлением номинального значения (нормы) расхода топлива e_n .

Третий этап анализа должен дать ответ на вопрос: является ли энергетическая эффективность локомотива номинальной? Он заключается в проверке соответствия фактического и нормируемого значений расхода топлива на тягу поездов. При этом сопоставляются нормируемые e_n и фактические $e_{эф}$ значения измерителя, которые позволяют установить энергетическую эффективность тепловоза.

Четвёртый этап реализуется с помощью контрольных карт, применение которых, при проведении анализа энергетической эффективности локомотивов целесообразно осуществлять с использованием ЭВМ.

Таким образом, эффективным по времени и результату является последовательный анализ среднего расхода топлива конкретным тепловозом на тягу поездов. Принципиальным отличием разрабатываемой системы анализа от существующей является временное приостановление эксплуатации тепловоза, который систематически перерасходует топливо на тягу поездов [2].

По результатам анализа принимаются решения:

- о продолжении эксплуатации локомотивов;
- об изменении нормы расхода ТЭР на измеритель выполненной работы;
- о техническом обслуживании (ТО) или текущем ремонте (ТР) локомотивов;
 - о неплановой регулировке или замене отдельных элементов (группы элементов) оборудования локомотивов.

Если были приняты решения о проведении ТО, ТР или замене элементов, то по традиционной технологии на заключительном этапе изготовления и ремонта тепловозов проводят реостатные испытания, при которых выполняют доводочно-регулирующие и сдаточные испытания. Их цель-формирование заданных качеств систем регулирования тепловоза и узлов, проверка работоспособности систем и стабильности характеристик в течение некоторого времени [3,4]. Установлено также, что известные методы недостаточно эффективны, потому что не позволяют совместить операции настройки электрооборудования с подготовкой дизель-генератора к первому запуску. В связи с этим, около 70 процентов таких работ вынесено на этап реостатных испытаний, хотя их можно выполнить с заданной точностью при питании систем управления и регулирования от внешних источников энергии и имитаторов. Для анализа эффективности испытаний в табл. 1. приведены основные технологические затраты. Необходимо отметить также, что существующие реостатные установки не обеспечивают высокой достоверности получения информации, так как токораспределение по силовым цепям контролируется с точностью около 7 процентов. Нарушение работы системы регулирования напряжения обнаруживается только при откло-

нениях параметров на 7 - 10 процентов, что приводит к значительному недоиспользованию мощности локомотива и снижению эффективности тепловозной тяги [4]. В некоторой степени эти погрешности можно уменьшить путём измерения токов всех цепей, определения реальных параметров датчиков тока и проведения корректирующих расчётов характеристик тягового генератора при высоком уровне автоматизации таких операций.

Таблица 1

Тепловоз	Доводочно-регулирующие испытания		Контрольные испытания		Сдаточные испытания	
	холостой ход	на раб. позиции	по циклу	сдача ОТК	по циклу	сдача заказчику
2ТЭ116						
длительность, ч	15	6	4	1,0	8	1
топливо, кг	240	2820	1472	471	3053	471
масло, кг	4,2	51	34,2	3,5	57	8,5

Качественно изменить технологию реостатных испытаний позволяет метод безнагрузочной поверки и настройки электропередач тепловозов, сущность которого заключается в подаче имитационного сигнала на датчики тока тяговых двигателей. Следует отметить, что на вход канала напряжения селективного узла воздействует реальное напряжение тягового генератора при работе дизеля на холостом ходу. Кроме этого имеется возможность выполнить такие операции без запуска дизеля, но в этом случае необходимо дополнительно подключить имитатор напряжения тягового генератора.

Внедрение стендов безнагрузочной настройки электропередачи изменяет существующий технологический процесс испытания тепловозов. При этом часть контрольных операций, заключающихся в проверке паспортных характеристик дизель-генератора, выполняется при реальной, нагрузке. Подобное позволяет сделать вывод, что существуют объективные предпосылки повышения эффективности всех заключительных этапов технического обслуживания тепловозов, включая его натурные испытания. При натуральных испытаниях нет необходимости плавно изменять нагрузку тягового генератора. Это позволяет отказаться от водяных реостатов и применить постоянные с использованием установок рекуперации электроэнергии [6].

Таким образом, предлагаемая технология контроля энергетических установок тепловозов позволит:

- анализировать энергетическую эффективность локомотивов путем проверки соответствия фактического и нормируемого значений расхода топлива на тягу поездов, в также выявлять перерасходы топлива;
- максимально исключить необходимость постановки тепловозов реостатные испытания для контроля его параметров;
- заменить реостатные испытания более экономичным методом безнагрузочной поверки и настройки электропередач;
- выполнять экспресс-диагностику тепловоза приводящих к снижению плановых норм простоев на ТО и ремонтах;
- существенно снизить эксплуатационные затраты.

Литература

1. Аналіз використання паливно-енергетичних ресурсів та роботи по енергозбереженню на залізничному транспорті України за 2006 рік. – К.: МТЗУ, 2007. – 79 а.
2. Ингин В. Н. Оперативный теплотехнический контроль тепловозов //Локомотив. - 1995. – №9. С.28–29.
3. Ингин В. Н. Анализ существующих методик нормирования дизельного топлива и рекомендации по их усовершенствованию //Материалы сетевой школы: «Опыт организации работы по рациональному использованию топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов». –М.: Транспорт, 2002. –С. 17.
4. Гаккель Е.Я., Рудая К.И. Проектирование и расчёт электрической передачи тепловоза. – М.: Транспорт, 1972.
5. Пушкарёв И.Ф., Пахомов Э.А. Контроль и оценка технического состояния тепловозов. – М.: Транспорт, 1985.
6. А. с. 1537 578 (СССР). Устройство преобразования электроэнергии при нагрузочных испытаниях тепловозов/ Е.Н. Шапран и др. в Б.И.,1990 №3

Губачева Л.А., Андреев А.А., Щербаков В.П., Ивченко Т.Б.

ПУТИ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНТЕЙНЕРНЫХ ПЕРЕВОЗОК

В статье приведены результаты исследования взаимодействия двух смежных видов транспорта морского и железнодорожного с помощью метода пофакторного анализа. Приведена методика выбора рационального штабельного хранения, обеспечивающего бесперебойную работу контейнерного пункта, а также рассмотрены вопросы снижения простоев вагонов за счет многоярусного складирования контейнеров и безперестановочной выдачи с терминала

Одной из приоритетных задач железнодорожного транспорта в настоящее время является увеличение объемов перевозок грузов в контейнерах. Система контейнерных перевозок является в настоящее время самым распространённым видом организации смешанных перевозок грузов.

Идея системы контейнерных перевозок заключается в том, что груз перевозится с начального до конечного пункта в единой грузовой ёмкости — контейнере, который в пунктах перевалки передаётся с одного вида транспорта на другой. Представляя собой как бы съёмный кузов автомобиля или вагона, контейнер одновременно выполняет функцию внешней тары и склада для груза.

Система контейнерных перевозок основана на строгой стандартизации и унификации технических средств, что обусловило её международный характер. В основу стандартизации и унификации технических средств, положена модульная система, устанавливающая взаимосвязку размеров контейнеров и подвижного состава. Техническую базу системы контейнерных перевозок составляют: парк контейнеров, подвижной состав, используемый для перевозки контейнеров, перегрузочное оборудование и постоянные сооружения, сосредоточенные в пунктах первоначального отправления, перегрузки и выгрузки контейнеров.

Применение контейнеров, по мнению многих авторов [1-4], позволяет повысить производительность труда в среднем в 4-6 раз, а на морском транспорте — до 30 раз по сравнению с производительностью труда при ручной обработке грузов, комплексно механизировать и автоматизировать погрузочно-разгрузочные и складские операции, полностью исключить тяжёлые ручные работы, в 7-10 раз снизить себестоимость перегрузочных работ, в 1,5-2 раза сократить затраты на тару и упаковку, повысить собранность перевозимой продукции, ускорить на 25-30% доставку грузов. Замена крытых складов открытыми, лучшее использование складских площадей в результате многоярусного складирования контейнеров сокращает капиталовложения в складское хозяйство с учётом необходимых средств на механизацию в 2-3 раза.

Преимущества контейнерных перевозок определяются многими достоинствами, и позволяет: исключить тяжёлый физический труд на грузовых операциях; значительно ускорить производство грузовых работ; сократить простои подвижного состава и время занятия им постоянных сооружений: железнодорожных путей, портовых мощностей на причалах и складах; почти полностью исключить утрату и повреждения грузов; существенно снизить затраты материалов и труда на изготовление тары; значительно сократить себестоимость перевозок; ускорить доставку грузов в пункты назначения и сокра-

тить объём грузовой массы, находящейся в процессе транспортировки.

Достоинства системы контейнерных перевозок перекрывают дополнительные затраты на создание и содержание парка контейнеров и специализированного подвижного состава, а также на перевозку самих контейнеров (особенно в порожнем состоянии) и содержание обслуживающего персонала контейнерной индустрии.

Система контейнерных перевозок позволяет вовлекать в смешанные перевозки морской, речной, воздушный, железнодорожный и автомобильный транспорт.

Украинские железные дороги взаимодействуют с морскими портами, которые в последнее время имеют тенденцию к развитию и расширению. В условиях растущих грузопотоков, идущих в адрес портов, необходимо искать новые технические, технологические, организационные решения возникающих проблем. В связи с этим возникает проблема, связанная со взаимодействием двух смежных видов транспорта.

Целью данной статьи является исследование взаимодействия двух смежных видов транспорта морского и железнодорожного с помощью метода пофакторного анализа и определение путей снижения простоев вагонов под погрузку и разгрузку за счет многоярусного складирования контейнеров и безперестановочной выдачи с терминала.

Среди огромного количества аспектов взаимодействия порта и станции можно выделить множество факторов, одним из которых является фактор передачи грузопотока [2, 4]. Структура грузопотока определяется направлением движения грузов – входящие и исходящие грузопотоки. Работа порта связана с деятельностью различных стивидорных и экспедиторских фирм, каждая из которых может выступать как отдельный грузоотправитель и грузополучатель, что усложняет структуру грузопотоков.

Размеры партий грузов отличаются по своим параметрам на морском и железнодорожном видах транспорта. Грузоподъемность судна в среднем составляет 20 тыс. тонн, т.е. в порт поступает достаточно крупная партия грузов, которую необходимо перегрузить на железнодорожный или другой вид транспорта. В тоже время один железнодорожный состав может вместить в себя в среднем 2 тысячи тонн.

Временные характеристики вновь затрагивают вопрос принципиального различия работы железнодорожного и морского вида транспорта. Интервал между прибытием судов в порт в несколько раз больше интервала между поездами. При этом необходимо учитывать тот факт, что работа железнодорожного транспорта в меньшей степени подвержена влиянию природных катаклизмов, этот вид транспорта не является сезонным. Функционирование морского транспорта носит вероятностный характер.

При взаимодействии смежных видов транспорта важную роль играет производительность каждого участника смешанных перевозок. Если порт перерабатывает определенное количество груза, то припортовая станция может не справиться с растущим грузопотоком. В результате на подходах станции скапливается большое количество поездов с грузами, идущими в адрес порта. Поэтому становится очевидным, что производственные мощности порта и станции необходимо развивать параллельно. В противном случае оба участника смешанных перевозок будут нести убытки. С этим связан следующий аспект взаимодействия – экономический. Простои судов и вагонов могут возникнуть и в случае несоответствия вместимости портового терминала величине грузопотока и недостатке перегрузочного оборудования.

Убытки от простоя транспортных средств рассчитываются следующим образом [3]:

$$Y = Npt,$$

где Y – убытки от простоя транспортных средств, тыс. грн.;

N – количество железнодорожных вагонов (судов), стоящих в ожидании погрузки-выгрузки;

p – стоимость одних суток простоя железнодорожных вагонов (судов), тыс. грн.;

t – время простоя железнодорожных вагонов (судов), сут.

Проведенные укрупненные расчеты показали, что стоимость простоя судна составляет 20-25 тыс. \$, а одного состава из 57 вагонов 5-6 тыс.\$.

На основании полученных результатов заключаем, что для уменьшения простоя транспорта более рационально использовать вариант перевалки груза с использованием зоны хранения – контейнерного пункта, т.к. одновременную подачу к морскому и железнодорожному грузовым фронтам судов и вагонов на практике очень трудно осуществить.

Для хранения груженых и порожних контейнеров в ожидании их отправки с грузового терминала служат контейнерные площадки. Основные требования к устройству и технологии работы контейнерных площадок состоят в том, чтобы они обеспечивали плотное складирование контейнеров, занимали минимальные площади на терминале и обеспечивали возможный доступ штабелирующих машин к нужным контейнерам при выдаче их с терминала на железнодорожный транспорт без перестановки других контейнеров и минимальные расходы на погрузочно-разгрузочные, транспортные и складские операции.

Известно, что контейнеры хранят на складах в штабелях, т.к. они имеют прочную конструкцию и могут устанавливаться друг на друга в 4-5 ярусов по высоте. Стеллажное хранение контейнеров рассматривалось только в некоторых литературных источниках теоретически и пока не нашло практического применения, например, складирование контейнеров на морском терминале в 10-12 ярусных стеллажах высотой 25-30 метров, обслуживаемых автоматическими стеллажными кранами-штабелерами. Высотное складирование контейнеров в стеллажах дело будущего. Штабельное хранение контейнеров может быть достаточно разнообразным как по форме и параметрам штабеля, так и по применяемому штабельному оборудованию.

Для выбора рационального штабельного хранения, обеспечивающего бесперебойную работу контейнерного пункта, необходима методика для полноценного технико-экономического сравнения вариантов, которая позволяла бы не только рассчитывать вместимость и площадь контейнерной площадки, но и иметь еще данные по расположению и назначению контейнерного терминала, размеры грузопотоков и транспортных партий, число грузоотправителей и грузополучателей и т.д.

Предлагается методика расчета технического оснащения контейнерного пункта, которая включает:

1. Расчет суточных размеров выгрузки, погрузки и сортировки контейнеров, который предлагается производить отдельно для средне- и крупнотоннажных контейнеров.
2. Расчет параметров контейнерной площадки. Исходя из величины пролета крана, длины консолей, габаритов подвижного состава и приближения строений выбирается тип перегрузочного оборудования и схема размещения контейнеров на площадке.
3. Расчет числа погрузочно-разгрузочных машин.
4. Определение перерабатывающей способности контейнерного пункта.

Перерабатывающая способность контейнерного пункта определяется наибольшим количеством контейнеров, которое может быть переработано на

пункте за сутки при данной емкости площадок, имеющихся средствах механизации и применяемой технологии работы.

Перерабатывающая способность контейнерного пункта рассчитывается по средствам механизации и емкости площадок. Меньшее значение одного из этих элементов принимается за результативную перерабатывающую способность.

Перерабатывающая способность $\Pi_{пл}$ грузового контейнерного пункта по емкости площадок определяется [3]:

$$\Pi_{пл} = \frac{E_k}{t_{xp}(1-\alpha_n)} \text{ конт./сут.},$$

где E_k – емкость контейнерной площадки, контейнеро-мест,

α_k – коэффициент перегрузки по прямому варианту,

t_{xp} – общий срок хранения контейнеров по прибытию и отправлению на контейнерном пункте, сут.

Перерабатывающая способность Π_M контейнерного пункта по средствам механизации Z_M может быть рассчитана [3]:

$$\Pi_M = \frac{Z_M Q_{CM} n_{CM}}{2(2-\alpha_H)}, \text{ конт./сут.},$$

где Q_{CM} – сменная норма выработки погрузочно-разгрузочной машины в контейнеро-операциях, установленная едиными нормами выработки и времени;

n_{CM} – число смен работы механизмов по погрузке, выгрузке и сортировке вагонов.

Меньшая из этих величин и определяет перерабатывающую способность, которую следует сопоставить с фактическим прибытием или отправлением контейнеров. В случае если перерабатывающая способность окажется меньше потребной, необходимо наметить мероприятия по ее увеличению до требуемых размеров.

Общие технологические требования и схема размещения контейнеров на площадке.

Выводы.

1. Предложенная методика позволяет вносить коррективы в расчет технико-экономических показателей вариантов контейнерных площадок.

2. Производить выбор рационального штабельного хранения, обеспечивающего бесперебойную работу контейнерного пункта.

Литература

1. Контейнерная транспортная система /Под. ред. Л.А. Когана.- М.: Транспорт, 1991.- 212 с.
2. Типовой технологический процесс работы грузовой станции /МПС.- М.: Транспорт, 1991.- 212 с.
3. Маликов О.Б. Склады гибких автоматических производств – Р. Машиностроение. Ленинградское отделение, 1986.- 187 с.
4. Козлов А.М., Гусева К.Г. Проектирование железнодорожных станций и узлов – М.: Транспорт, 1981.- 591 с.

Найш Н.М., Мокроусов С.Д., Креспо Н.В.

МУЛЬТИМОДАЛЬНЫЕ ПЕРЕВОЗКИ В ОБЕСПЕЧЕНИИ ЭКОНОМИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ МЕЖДУ ГОСУДАРСТВАМИ И ЧАСТИЧНОМ РЕШЕНИИ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ПРОБЛЕМЫ

В статье показана значимость мировых транспортных связей и роль распределенных центров при перевозках грузов на большие расстояния от производителя к покупателю. Проанализированы преимущества контейнерных перевозок грузов как совершенной ресурсосберегающей технологии.

Контейнеризация международных грузопотоков произвела глубокое изменение не только в материально-технической базе транспорта, но и в организации международных перевозок. Организаторы контейнерных перевозок (операторы) отказались от традиционной системы доставки груза каждым видом транспорта изолированно друг от друга, перейдя к интегрированной мультимодальной перевозке (или перевозке груза в смешанных сообщениях).

Уже в XIX веке во многих странах появилось представление транспортной услуги по организации перевозки товара со полным освобождением его владельца от заботы по его доставке покупателю или к месту потребления. Только в 70-х гг. прошлого столетия эта услуга получила свое окончательное правовое обеспечение в форме операторства мультимодальной перевозки.

Термины: «смешанная», «интермодальная» - США, «мультимодальная» - Великобритания или комбинированная перевозка – практически синонимы (хотя некоторые авторы понимают под ними разные значения).

Под мультимодальной понимается перевозка груза несколькими видами транспорта, когда мультимодальный транспортный оператор (МТО) несет ответственность за организацию всего процесса перевозки и сохранность груза, координирует действия участников и контролирует соблюдение требований нормативных документов на каждом участке логистической цепочки [1].

В качестве операторов мультимодальной перевозки грузов могут выступать транспортные компании (судоходные, железнодорожные, автотранспортные), или крупные экспедиторские фирмы. В отличие от судоходных компаний экспедиторы обычно организуют смешанные перевозки грузов на большом количестве направлений, привлекая в каждом случае в качестве подрядчиков транспортные компании, действующие на данном направлении. Кроме транспортных операций, они принимают на себя часть функций отправителя: подготовку документации, упаковку, хранение, таможенные формальности, страхование.

Для грузоотправителей доставка грузов по договору мультимодальной перевозки имеет следующие преимущества:

- Как правило, МТО оставляет себе только часть разницы между базовой ставкой тарифа и той ставкой, которую он получает от субагента, как крупный клиент. Остальную часть этой разницы он передает грузоотправителю в виде снижения сквозной ставки провозной платы. Такое деление экономии транспортных издержек между МТО и грузоотправителем обеспечивает эффективность договора для обеих сторон. Кроме того, клиент освобождается от необходимости вести финансовые расчеты с кем-либо, кроме МТО.
- Грузоотправитель освобождается от необходимости заключать договора отдельно с каждым участником перевозки и оформлять транспортные документы по каждому этапу такой перевозки – автотранспорт, железная дорога, морской порт, судно.

- Поскольку договора со всеми субагентами МТО подписывает только от своего имени клиент освобождается от необходимости иметь юридические отношения с большим числом участников перевозки. В случае утраты или нанесения ущерба грузу он обращает свой иск только к МТО.

- Большинство банков мира принимают мультимодальный коносамент в качестве товарно-распорядительного документа. Продавец, отгрузив товар со своего склада на автотранспорт, железнодорожные вагоны или судно, представленные МТО, или сдав товар на терминал МТО, получает от него мультимодальный коносамент и может, предъявив этот коносамент банку, раскрыть аккредитив, т.е. получить причитающуюся ему по торговому контракту цену товара. Таким образом, экспортеру обеспечивается ускоренное получение дохода от продажи товара. В свою очередь, покупатель, получив мультимодальный коносамент, имеет возможность распоряжаться товаром задолго до его погрузки на морское судно.

- МТО обеспечивает грузовладельца регулярной информацией о движении товара.

- МТО сокращает задержки грузов в пунктах перевалки и организует доставку товаров строго по графику, что сокращает расходы на хранение товаров.

- Мультимодальные перевозки создают условия для доставки в контейнерах мелких партий груза. Соответственно, сокращается стоимость перевозки и перевалки груза (по сравнению с доставкой отдельными местами) и повышается степень его сохранности.

Мультимодальные перевозки и контейнеризация дали толчок развития так называемых терминальных систем, которые предусматривают доставку грузов от пункта отправления в пункт назначения магистральными фидерными линиями с использованием для перевалки грузов опорных терминалов в регионах отправления и назначения. Из пунктов отправления на опорный терминал груз доставляется фидерными транспортными средствами (автотранспортом, малыми судами и др.). Здесь производится формирование повагонных, контейнерных и трейлерных отправок для различных опорных терминалов назначения. Между опорными терминалами грузы доставляются эффективными средствами магистрального транспорта (крупнотоннажными контейнеровозами, прямыми отправительскими маршрутами, ускоренными контейнерными поездами и др.), которые работают по четкому расписанию с большой частотой рейсов. На опорном терминале назначения грузы рассортировываются и доставляются в конечный пункт назначения фидерными транспортными средствами.

Экономический эффект магистральными фидерными перевозками достигается за счет использования в магистральном транспортном коридоре крупнотоннажных перевозочных средств, обладающих низкими удельными расходами энергетических и других материальных ресурсов. Поэтому такой способ доставки справедливо считается наиболее совершенной ресурсосберегающей технологией, позволяющей снижать общественно необходимые затраты и соответственно удерживать стабильными цены международных перевозок.

При больших расстояниях перевозки существенная часть конечной стоимости товара приходится на затраты, связанные с доставкой груза от его владельца (производителя) к покупателю. Эта проблема актуальна, так как на сегодняшний день считается, что рост мировой торговли опережает и будет еще больше опережать рост мирового производства. И это значит, что в начале нового века значимость мировых транспортных связей и роль распределительных центров сравнивается со значимостью центров добычи сырья и промышленного производства, если не превысит её. Так, в период с 1990 г. по 1999 г. совокупный мировой ВВП вырос на 20%, производство готовой продук-

ции – на 22%, продукции добывающей промышленности – на 15%, в то время как общий объем экспорта – на 74%, вывоз продукции добывающей промышленности – на 47%, а готовой продукции – на 82% [2].

На сегодняшний день железная дорога является одним из важнейших объектов, обеспечивающих динамическое развитие международных транспортных грузоперевозок. На этом рынке международных грузовых перевозок сильна конкуренция между различными видами транспорта, в частности между железнодорожным и автомобильным. В связи с этими актуальными направлениями в отрасли являются исследования потенциальных возможностей повышения конкурентоспособности железнодорожного транспорта. Эта задача может быть решена путем повышения производительности труда и решения социальных и экологических проблем.

Сегодня в железнодорожной отрасли создаются улучшенные условия для организации мультимодальных перевозок, одним из видов которых являются контрейлерные перевозки.

Контрейлерные перевозки – это вид комбинированных перевозок, при которых автомобильные транспортные средства (полуприцепы или автопоезда в полном составе) перевозятся на специализированном подвижном составе (платформах). Такие перевозки позволяют создать непрерывную транспортную цепочку от грузоотправителя до грузополучателя, удовлетворяющую возросшие требования клиентов по качеству предоставляемых услуг, и наиболее полно использующие преимущества видов транспорта:

- маневренность, оперативность и скорость автомобильного транспорта и большая производительность, всепогодность и безопасность железнодорожного транспорта;
- сокращение времени простоя в очередях на пограничных автомобильных переходах (с нескольких часов до суток);
- уменьшение расхода автомобильного топлива;
- значительное снижение загрязнения окружающей среды;
- обеспечение сохранности автомобильных дорог;
- снижение вероятности дорожно-транспортных происшествий, связанных с движением большегрузных автотранспортных средств.

Автомобильный транспорт является одним из крупнейших загрязнителей окружающей среды. За последние 50 лет рост числа транспортных средств увеличился с 50 до 700 млн. единиц в год, несмотря на энергетический кризис, экономические проблемы и войны. Это вызывает массу проблем, связанных с сохранением экологического баланса страны. Это вызывает массу проблем, связанных с сохранением экологического баланса страны. В масштабах Украины доля автомобильного транспорта в суммарных выбросах загрязняющих веществ в атмосферу всеми техногенными источниками достигает 43%, в выбросах парниковых газов – порядка 10%. Доля автотранспорта в шумовом воздействии на население городов составляет 85-95%. Повышенному риску и необратимой потере здоровья в результате загрязнения атмосферного воздуха автотранспортом подвержено примерно 10-15 млн. горожан.

Одной из основных причин такого положения следует считать неудовлетворительные экологические характеристики отечественных автотранспортных средств, большинство которых не соответствуют требованиям мирового уровня.

Отдельную экологическую проблему представляют отходы автотранспортного комплекса. Ежегодно масса отработанных масел и специальных жидкостей составляет около 300 тыс.т. Общая масса твердых отходов достигает 3 млн.т в год, в том числе лом и отходы черных металлов – 1,4 млн.т, отходы резины – 1,16 млн.т, свинцовые аккумуляторы – около 200 тыс.т. Ежегодной

утилизации подлежат примерно 1,2 млн. брошенных и разукомплектованных автотранспортных средств [3].

Величина суммарного экологического ущерба от функционирования автотранспортного комплекса достигает 1,5-2% от ВВП продолжает возрастать.

Необходимо отметить так же, что в последнее время ухудшается обстановка безопасности дорожного движения. Возрастает количество дорожно-транспортных происшествий, возникает перегрузка дорог большегрузными автомобилями. По статистике за последний год общий ущерб от дорожно-транспортных происшествий составил 4% от ВВП. Ущерб от перегрузки автомобильных дорог колеблется от 2 до 3% от ВВП.

В настоящее время учеными Украинской государственной академии железнодорожного транспорта (г.Харьков) разработаны нормы и методы определения удельных выбросов загрязняющих веществ в атмосферу с отработавшими газами тепловозных дизелей, находящихся в эксплуатации. Осуществляется создание сети пунктов экологического контроля выбросов загрязняющих веществ с отработавшими газами тепловозных дизелей, а также разработаны критерии эксплуатационной эффективности тепловозного дизеля, учитывающего экологические показатели и топливную экономичность двигателя.

Приведенные данные свидетельствуют об актуальности и значимости экологической проблемы и подтверждают вывод многих исследований о необходимости их учета при принятии решений о выборе экологических и безопасных логистических цепей и систем.

Выводы.

1. Показано, что проблема доставки груза на большие расстояния в связи с ростом мировой торговли является актуальной.

2. Перевод части автомобильных перевозок на железную дорогу с помощью контейнерной технологии, позволит значительно сократить выбросы вредных веществ в атмосферу. Железнодорожный транспорт является более экологическим, по сравнению с автомобильным. Общий объем выбросов загрязняющих веществ автомобильным транспортом в атмосферу составляет примерно 70% от всех видов транспорта или около 40% общего количества антропогенного загрязнения атмосферы.

Литература.

1. Луговина О. Мультимодальные перевозки опасных грузов//Опасные грузы и контейнеры.–2001. – №1.– С.38.
2. Журнал «Транзит», №1, 200 г., с.58.
3. Лукин В.Н., Буслаев А.П., Яшина М.В. Автотранспортные потоки и окружающая среда. – М.: ИНФРА, 2001.

УДК 629.424

Губачева Л.А., Андреев А.А.

О ПУТЯХ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОНОМНЫХ ЛОКОМОТИВОВ

Статья посвящена обоснованию методов повышения энергетической эффективности автономных локомотивов в промышленности и на транспорте.

Энергетика – это система процессов первичного воспроизводства, преобразования, распределения, доставки и потребления энергоресурсов. Это - суперсложная система, а ее компонент – транспортная энергетика является сложной

распределенной динамической системой с множеством элементов, а также связей между этими элементами и хозяйственным комплексом в целом. Эти связи образуют сети с послойной реализацией множества потоков: материальных, финансовых, информационных, сервисных – обобщенно, экономических потоков [1]. Целями оптимального управления множеством экономических потоков от их возникновения до потребления служит логистика. Транспортная логистика при реализации логистической методологии становится, несомненно, логистической системой.

В борьбе со сложностью представления систем наукой развиваются методы объективно-ориентированного анализа и проектирование (ООАП), а также средства их визуализации [2]. Эти средства весьма привлекательны для энергетических и транспортно-логистических систем [3]. Система представляется в виде совокупности диаграмм, например энергетических потоков на пути его возникновения до утилизации в процессе перевозок.

В данной статье рассматриваются энергетические потоки локомотивных двигателей маневровых и промышленных тепловозов, на основе анализа которых разрабатываются предложения повышения энергетической эффективности автономных локомотивов на промышленном и магистральном транспорте. (в промышленности и на транспорте.)

Неуклонный рост стоимости дизельного топлива за последние годы (до 7 грн. за литр) привел к резкому снижению экономической эффективности тепловозов маневровой и вывозной служб как на железнодорожном транспорте так и в промышленности. Стоимость энергоносителей по перевозке груза на рельсовом транспорте тепловозами в основном зависит от переменной нагрузки и частоты вращения вала локомотивного двигателя, продолжительности работы его на холостом ходу, коэффициента использования установленной мощности локомотива [4]. Большая продолжительность работы двигателя на холостом ходу, незначительный коэффициент использования установленной мощности локомотива при маневровых работах приводит к повышению расхода топлива двигателя и увеличению стоимости энергоносителей в общей калькуляции затрат на эксплуатацию и к снижению эффективности работы тепловозов.

Для определения путей повышения энергетической эффективности автономных локомотивов в промышленности и на транспорте необходимо произвести анализ удельных расходов топлива для различных типов маневровых и магистральных тепловозов, зависимостей их КПД от скоростей движения и положений контроллера машиниста, а также устройств накопителей энергии.

Как показали проведенные еще в 80-е годы Уральским отделением ВНИИЖТа исследования, тепловоз ТЭМ7 мощностью 2000 л.с. при выполнении маневровой работы 70-75% времени работает на холостом ходу и практически все остальное время – на переходных режимах, когда коэффициент избытка воздуха очень мал и дизельное топливо сгорает не полностью. Уже в то время было отмечено, что дальнейшее улучшение экономических характеристик дизель-генератора на этих режимах является важнейшим резервом снижения расхода топлива дизелем. При сравнительных испытаниях, проведенных ВНИКТИ в угольном разрезе производственного объединения «Карагандауголь» в условиях рядовой эксплуатации при равных условиях работы с составами одинаковой массы (770 т, что является нормой для тепловоза ТЭЗ с двухтактным дизелем 2Д100 мощностью 2000 л.с.), на единицу перевозочной работы тепловоз ТЭМ7 имеет удельный расход топлива на 19% меньше, чем тепловоз ТЭЗ. Работая с составами повышенной массы (1305-1475 т), тепловоз ТЭМ7 обеспечил повышение производительности на 70% при уменьшении расхода топлива на единицу перевозочной работы на 29% [5].

Анализ зависимостей КПД маневровых и магистральных тепловозов от скоростей и положений контроллера машиниста показали, что движение по

станционным путям со скоростью 5 км/ч на установившемся режиме КПД находится в пределах 10-15%, в то время как на скорости 10 км/ч в пределах 15-25 %, и на скорости 20-25 км/ч – в пределах 20-30%. С учетом инерционного разгона турбокомпрессора-нагнетателя реальный КПД локомотива в маневровой работе не превышает 15% [6]. Другими словами, фактически на 1 кВт·ч полезной работы маневровые тепловозы расходуют 0,8 кг дизельного топлива стоимостью 5,60 грн.

Примечательно сравнение с дискретными тарифами на отпуск 1 кВт·ч электроэнергии промышленным предприятиям при лимите в часы пик 2200 кВт (по данным на 01.04.2008 по Украине)

общий: - 0,4353 / с НДС – 0,52236 грн;

ночь: (с 23.00 до 6.00) – 0,108825 / с НДС – 0,13059 грн;

Часы

пик: (с 8.00 до 10.00 и с 18.00 до 22.00) – 0,78354/с НДС–0,940248 грн;

полупик: (с 6.00 до 8.00; с 10.00 до 18.00 и с 22.00 до 23.00) – 0,444006 / с НДС- 0,533807 грн.

Последний факт явно указывает на перспективное направление повышения эффективности маневровых и промышленных тепловозов – широкое внедрение газобаллонных накопителей энергии. В режиме заряда газ (воздух) закачивается в баллон компрессором. Крупномасштабные установки запасают в сжатом газе большую энергию. Отличительная черта газобаллонных накопителей энергии – возможность длительного хранения. При зарядке накопителя энергии газ существенно нагревается, но в режиме хранения остывает до температуры окружающей среды, теряя около 30-40% запасенной энергии.

Ранее это рассматривалось как безусловный недостаток газобаллонных накопителей энергии (до сих пор на промышленных предприятиях на компрессорных станциях теплота от сжатия воздух отводится с водой и выбрасывается бесполезно в окружающий воздух). Однако, в условиях необходимости снижения затрат на энергоносители не вызывает ни малейшего сомнения использование теплоты сжатого воздуха в промышленных целях для отопления в зимнее время, когда потребление дизельного топлива тепловозами возрастает на 5-10% и более.

В режиме разряда отбор энергии от газобаллонного накопителя производится, например, с помощью пневмотурбины (обычно КПД менее 30%). Подобные установки мощностью до 100 кВт используются, например, в рудничных воздухопроводах, перемещающим по рельсам составы массой до 100 т. При общей емкости баллонов 2 м³ и давлении 22,5 МПа длина пробега после однократной заправки составляет 5-6 км [7].

Особый интерес в плане реализации новых идей повышения эффективности маневровых и промышленных тепловозов имеет опыт реализации автономного локомотива с непосредственной передачей на приводные колеса на базе дизельного двигателя внутреннего сгорания [8].

В 1912 году один из таких тепловозов был построен заводами Зульцер (Швейцария) и Борзинг (Германия). На этот тепловоз, предназначенный для пассажирской службы, был установлен двухтактный реверсный V-образный четырехцилиндровый дизель мощностью 700 л.с. Коленчатый вал дизеля одновременно являлся отбойным валом тепловоза, наружные кривошипы которого соединялись при помощи сцепных дышел с кривошипами двух движущих осей, имеющих колеса диаметром 1750 мм. Трогание с места тепловоза и разгон осуществлялись за счет энергии сжатого воздуха, выпускаемого в цилиндр дизеля из пусковых воздушных резервуаров и вспомогательного дизель-компрессора, используемые также для увеличения мощности тепловоза на наиболее трудных участках пути. При достижении скорости 10 км/ч обеспечи-

валась устойчивая вспышка топлива в цилиндрах и дизель переводился на работу с топливом. Из-за большого расхода воздуха при разгоне тепловоза его максимальный КПД не достигал 13%.

К существенным недостаткам тепловозов с непосредственной передачей приводных колес относится примерное постоянство силы тяги во всем диапазоне изменения скоростей, т.к. вращающий момент на валу дизеля слабо меняется с изменением числа оборотов. Даже введение повышенного наддува при малом числе оборотов коленчатого вала не позволяло осуществить необходимую величину коэффициента приспособленности. Это приводило к недостаточности силы тяги при трогании с места и разгоне и к избытку – при больших скоростях. В это время тепловозы с непосредственной передачей применения не получили до настоящего времени и имеют только исторический интерес.

По мере роста промышленности развитых стран увеличивается загрязнение атмосферы, истощаются месторождения нефти, развивается парниковый эффект. В настоящее время экологические проблемы и необходимость экономии очень дорогого топлива нефтяного происхождения приводят к созданию новых транспортных средств, работающих на альтернативных источниках энергии.

Идею использовать в транспортных средствах абсолютно чистый энергоноситель – сжатый воздух – дал пример реализации в 2000 году проекта "Zero Pollution" французского инженера-моторостроителя Гая Негра (Gay Negre), известного как разработчика пусковых устройств для болидов "Формулы-1" и авиационных двигателей. Автомобиль весом 700 кг с четырехцилиндровым двигателем объемом 700 см³, массой 35 кг может проехать без дозаправки 200 км со скоростью 130 км/ч или же в течении 10 часов со средней скоростью 80 км/ч. В варианте bi-energy автомобиль с использованием 1,7 л бензина может преодолеть 800 км. По ценам электроэнергии в 2000 году на поездку на расстоянии 100 км владелец "Zero Pollution" затратит только 30 центов [9].

В последнее время сжатый воздух широко используют как источник потенциальной энергии для запуска транспортных двигателей большого рабочего объема. Компрессорной станцией сжатый воздух закачивается в ресиверы. При запуске, с помощью редуктора давления и распределительного устройства, воздух под давлением подается в цилиндры двигателя и при последующем расширении совершает полезную работу и вращает вал.

При сжатии воздух нагревается, а потребляемая механическая энергия повышает его статический потенциал, причем, тепловая энергия на месте производства сжатого воздуха может быть утилизирована для собственных нужд (особенно в холодное время года).

При расширении в двигателе автономного локомотива наряду полезной работой происходит резкое охлаждение сжатого воздуха. Многоступенчатое расширение сжатого воздуха в многоцилиндровом двигателе открывает возможность в теплый период года за счет промежуточного подогрева в радиаторе перейти на дополнительное питание тепловой энергией из окружающей среды. Тем самым повышается эффективность двигателя автономного локомотива и обеспечивается охлаждение окружающей атмосферы. Еще более повышается мощность и тепловая эффективность локомотива с атмосферным двигателем при подводе дополнительной теплоты к сжатому воздуху от источника сжигания дешевого твердого топлива, а в том числе вторичных ресурсов (уголь, дрова, отходы сельхозпродуктов и др.)

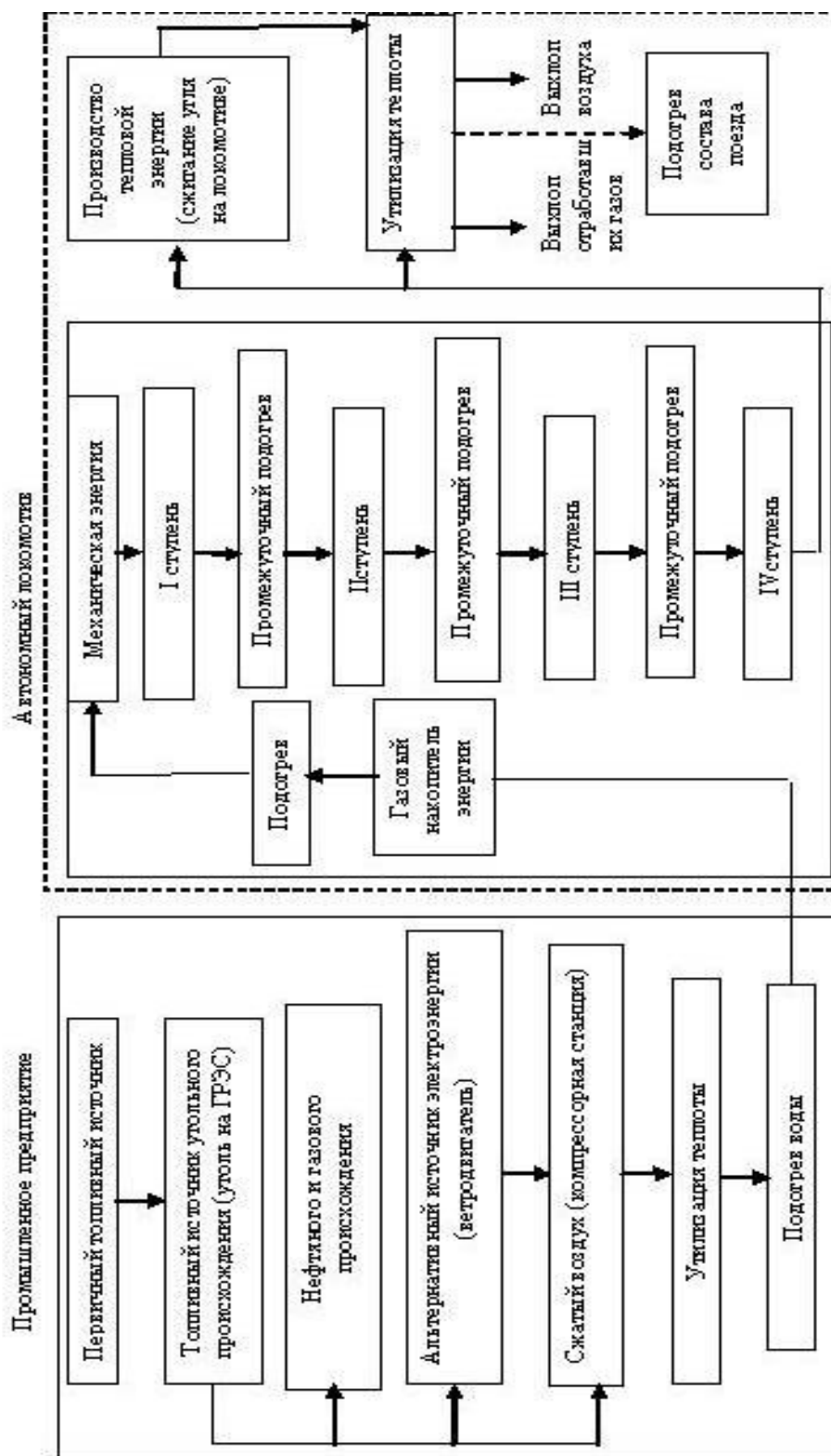


Рис. 1. Диаграмма распределения энергетического потока транспортных двигателей на пути его возникновения до утилизации

На рис. 1 показана связь промышленного предприятия по производству механической энергии и, например, автономного локомотива по выработке тепловой энергии в виде диаграммы распределения энергетического потока для транспортных двигателей на пути его возникновения до утилизации. По этой диаграмме можно проследить логистическую цепь зарождения и погашения энергетического потока и наметить пути повышения энергетической эффективности тепловозов для маневровой службы и промышленности. Так например, в свете повышения цен на дизельное топливо перспективным может оказаться вариант двухмоторного тепловоза с двумя дизельэлектродвигателями на базе двигателей типа М-753 и М-756 с воздушным запуском с общей мощностью в секции до 1500 л.с. (например тепловозы типа ТГ102 и ТГ16). Безусловным выигрышем по топливной экономичности явится возможность работы с одним дизель-генератором на тяговые электродвигатели всех колесных пар двух тележек в легких маневровых условиях, и с двумя дизель-генераторами (каждый на свою тележку) – в тяжелых. Применение специальных устройств инерционного наддува [10] и принудительного наддува из резервуаров со сжатым до 22,5МПа воздухом позволит не только повысить крутящий момент на 30-50% на валу дизель-генератора на средних оборотах, но и обеспечит возможность пользоваться при расчетах за электроэнергию наименьшими тарифами за счет заряда газобаллонных накопителей энергии в ночное время, уменьшить затраты на дизельное топливо для выполнения маневровых и вывозных работ в 2-3 раза при прочих равных условиях эксплуатации с обычными тепловозами типа ЧМЭЗ, ТЭМ2, ТГМ6.

Выводы.

1. Тепловая энергия сжатого воздуха, имеющего высокую температуру по сравнению с окружающей средой, может быть использована в утилизационной установке.

2. Только пневматическая энергия, в отличие от других видов энергии, является источником получения механической работы и тепла как положительного, так и отрицательного температурного потенциала по сравнению с температурой окружающей среды.

Литература

1. Стаханов В.Н., Украинцев В.Б. Теоретические основы логистики.– Ростов н/Д: Феникс, 2001. – 160 с.
2. Рамбо Дж. Якобсон А., Буч Г. UML: Специальный справочник – СПб.: Питер, 2002. – 656 с.
3. Костиков Ю.Г. Основы системного анализа транспортных систем – СПб.: СПбГАСУ, 2001. – 264 с.
4. Энергетика локомотивов Хазен М.М. Изд. 2-е, перераб. и допол. М.: Транспорт, 1977. – 206 с.
5. Тепловоз ТЭМ7/А.В.Балашов, И.И.Зеленов, Ю.М.Козлов и др.;Под ред. Г.С.Меликджанова. –М.:Транспорт, 1989. – 295 с.
6. Осипов С.И. и др. Основы локомотивной тяги/С.И.Осипов, К.А.Миронов, В.И.Ревич. 3-е изд., доп. и перераб. – М.:Транспорт, 1977. – 440 с.
7. Накопители энергии: Учеб.пособие для вузов / Д.А.Бут, Б.Л. Алиевский, С.Р. Мизюрин, П.В. Васюкевич:Под ред. Д.А. Бута.-М.:Энергоатомиздат, 1991. – 400 с.
8. Конструкция и динамика тепловозов. Иванов В.Н., Иванов В.В., Панов Н.И., Третьяков А.П. Изд-во «Транспорт», 1968. – 288 с.
9. Zero Pollution Motors (ZPM) <http://www.zeropollutionmotors.com>
10. А.А.Андреев, С.А.Андреев К вопросу повышения топливной экономичности эксплуатирующихся автомобилей ЗА3-968М-005. – Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля №7(101) 2006. Вид-во ЧНУ ім. В. Даля, м. Луганськ, 2006. С. 210 – 212.

Нечаев Г.И., Забродин А.А., Пительгузов Н.А.

ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОЛУВАГОНОВ ПРИ ПЕРЕВОЗКЕ ГРУЗОВ НА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПРЕДПРИЯТИЯХ УКРАИНЫ

Приведены результаты оценки использования полувагонов различных форм собственности при перевозках грузов во внутреннем и экспортно-импортном сообщении на металлургических предприятиях. Рис. 2. Табл. 1. Ист. 5.

Анализ перевозок грузов в полувагонах, их принадлежности (Укрзалізниця, другие собственники) показывает, что 16,6 млн тонн грузов или 26,6% перевезено в собственных вагонах операторских компаний. По отдельным видам грузов и видам сообщения соотношение между перевозками в общем парке полувагонов и собственном подвижном составе значительно отличаются друг от друга. Например, при перевозке железнорудного сырья (ЖРС). Объем перевозок примерно одинаков (5 832 тыс. тонн перевезено в общем парке и 5 869 тыс. тонн - в собственных вагонах), совсем иная картина перевозок по отдельным видам сообщения. Во внутренних перевозках ЖРС преобладают собственные вагоны, перевезено 5463 тыс. тонн и 1 973,6 тыс. тонн – в вагонах парка УЗ. При экспортных поставках, наоборот, в вагонах УЗ перевезено 3 383,8 тыс. тонн и только 309,4 тыс. тонн - в собственных. Связано это с тем, что большая часть собственных вагонов используется для перевозки грузов металлургических предприятий. Средняя дальность перевозки ЖРС во внутреннем сообщении не превышает 383 км (оборот вагонов около 4 суток) и поэтому, несмотря на не большую разницу в тарифах между перевозками в общем парке и собственных вагонах, вагоны операторских компаний пользуются большой популярностью, так как они используются, в основном, на одних закрепленных маршрутах.

Выполнение экспортных перевозок ЖРС в собственных вагонах экономически нецелесообразно по причине направления экспортного грузопотока на западные сухопутные переходы, среднее расстояние перевозки около 1 047 км, и невозможности загрузки вагонов в обратном направлении.

Достаточно острая конкуренция идет между парком УЗ и собственными полувагонами на перевозках черных металлов, при этом парк УЗ составляет 63,9% (6 730,5 тыс. тонн) и 36,1% (3 807,7 тыс. тонн) парк собственных вагонов, которые используются при экспорте черных металлов (3 624,6 тыс. тонн или 52,4%) через украинские морские порты. Через западные сухопутные переходы использование собственных вагонов является менее привлекательным (только 183,1 тыс. тонн или 5%) в собственных вагонах, а 3343 тыс. тонн или 95% металлопродукции во внутреннем сообщении перевезено в полувагонах парка УЗ.

При перевозке кокса используется 24,4% собственных вагонов, 75,6% - парк УЗ. При этом во внутреннем сообщении в собственных вагонах перевезено 544,8 тыс. тонн (27,5%) кокса, при экспорте - 2,7 тыс. тонн (1,4%) и импорте - 28,7 тыс. тонн (14,4%) (рис.1.).

В настоящее время в Украине действует большое количество операторских компаний, в эксплуатации которых находится 25 202 вагона, из них 14 865 полувагонов (табл. 1). Наибольшее количество вагонов находится на балансе Межрегионального союза (10 380 полувагонов).

Новым направлением для украинского рынка перевозок в связи с дефицитом подвижного состава в Украине является привлечение вагонов, являю-

щихся собственностью компаний и организаций других государств (962 полувагона из Литвы, 295 цистерн из России, 100 полувагонов из Азербайджана).

В случае снижения дефицита полувагонов можно прогнозировать со стороны Укрзалізниці ужесточение условий и сокращения использования иностранных вагонов в Украине.

За истекшие шесть лет нормативно-правовое поле деятельности операторских компаний не нашло отражения в транспортном законодательстве Украины, термин «оператор» не определен (1, 2, 3).

Отсутствие законодательной базы деятельности операторов, с одной стороны, и монопольное влияние на рынок железнодорожных перевозок Укрзалізниці с другой стороны, не способствуют развитию рынка операторских услуг.

Однако при формировании операторских компаний в рамках крупных финансово-промышленных групп, транспортное обслуживание, направлено в основном на реализацию потребностей в перевозках предприятий, входящих в сферу управления этих групп. В частности, в первую очередь ООО «Лемтранс» обслуживает предприятия Метинвест-холдинга, ООО «Эксимтранс» - Запорожский железорудный комбинат, Оператор ОАО «Запорожсталь» и ЗАО «Укрэнерготранс» - Алчевский и Днепровский МК, количество вагонов у этих компаний зависит от объема перевозок обслуживаемых маршрутов при поставке сырья и отправке готовой продукции (рис. 2).

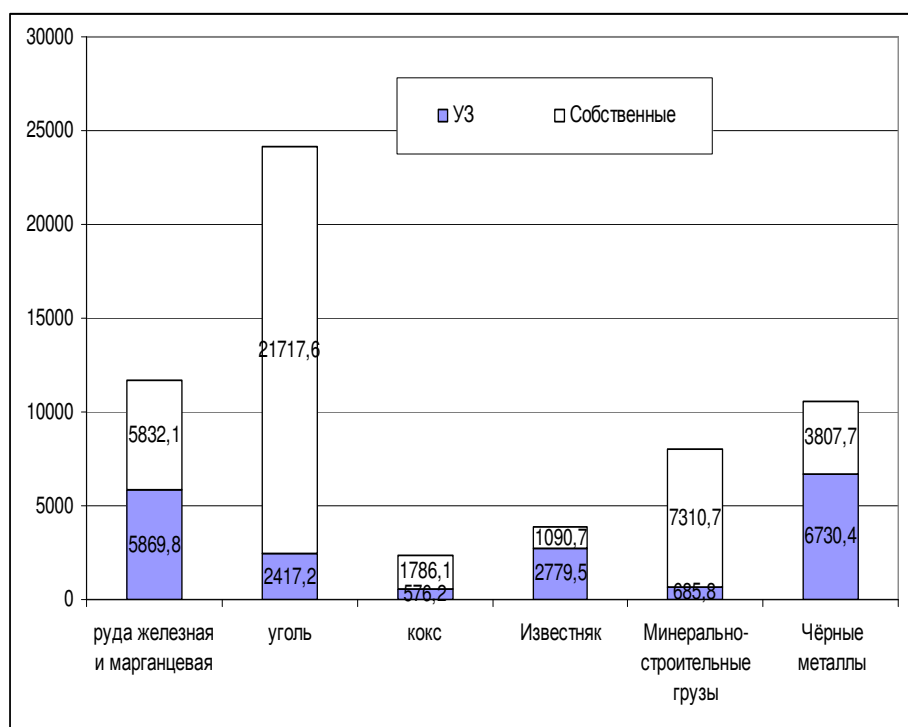


Рис. 1. Объем перевозок грузов в полувагонах по Украине в 2006 году

Таблица 1

Основные компании – собственники подвижного состава

Наименование компании - собственника	Количество собственных вагонов, работающих на рынке, ед.		Удельный вес, % собственников всех вагонов	Удельный вес, % собственников полувагонов
	Всего	в т.ч. полувагонов		
Корпорация «Межрегиональный Промышленный Союз»	10 380	10 380	41,2	69,8
«Укрспецвагон» центр	7 610	-	30,2	0
ООО «Инвестиционная вагонная компания»	1750	1750	6,9	11,8
ЗАО «Трансфорвардинг Лимитед АГ»	1000	-	4,0	0
ООО «Укртранспром»	882	882	3,5	5,9
ДП «Трангарант - Украина»	667	-	2,6	0
ЗАО «Ильич-Сталь»	564	300	2,2	2,0
ОАО «Запорожсталь»	550	550	2,2	3,7
ООО «Эксимтранс»	403	403	1,6	2,7
ООО «Транссистема»	371	10	1,5	0,1
ДП «Нексус-ПКК»	201	41	0,8	0,3
ОАО ЛК «Укртранслизинг»	200	200	0,8	1,3
ОАО «Мариупольский МК им. Ильича»	109	53	0,4	0,4
Прочие	515	296	2Д	2,0
Итого	25 202	14 865	100	100

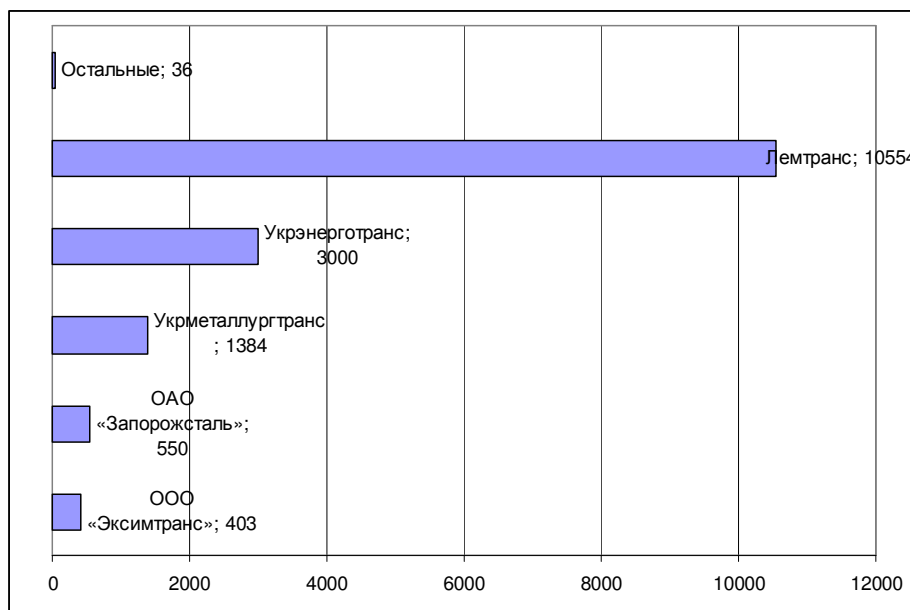


Рис. 2. Наличие полувагонов в управлении операторскими перевозками на 01.04.2007 г

Исходя из транспортных задач предприятий осуществляется специализация операторов на выбор типа подвижного состава. Так, в оперировании ООО «Лемтранс», ЗАО «Укрэнерготранс», ОАО «Запорожсталь», ООО «Эксимтранс» находятся в основном полувагоны, а на ЗАО «Трансфорвардинг Лимитед АГ», ООО «Транссистема», ЗАО «К-Транс», ООО «Нефтетранспортная компания» в большинстве цистерны.

Следует отметить, что одна из основных операторских компаний ООО «Укрметаллургтранс» имеет в обращении не только полувагоны, но и платформы (264 или 14,2%), а также окатышевозы (160 или 8,6%).

По мере развития рынка операторов можно прогнозировать увеличение диапазона различных типов подвижного состава, находящегося в зависимости от спроса на подвижной состав на рынке перевозок. В частности, уже сейчас проявляется большой интерес к приобретению вагонов – окатышевозов, цементовозов, думпкаров, платформ и др.

Выводы. Проведенный анализ использования вагонов различных форм собственности показал четкую тенденцию увеличения объема перевозок грузов в полувагонах, являющихся собственностью операторских компаний и фирм, обеспечивающих выполнение заказов при перевозках массовых грузов на стабильных грузопотоках для металлургических предприятий Украины.

Литература

1. Закон Украины о транспорте. – Киев. – 1994. – 27 с.
2. Статут залізниць України. – Київ. – 1998. – 16 с.
3. Правила користування вагонами та контейнерами. – Київ. – 1999. – 19 с.
4. Збірник №5. Правила перевезень та тарифи залізничного транспорту України. – Київ. – 2000. – 75с.
5. Отчеты по работе транспортных компаний за первый квартал 2007 года. – Киев., Минтранс. – 2007. – 50 с.

УДК 656.212

Чернецька Н.Б., Варакута Є.О., Подгорний О.В.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ОПЕРАТИВНОГО РОЗПОДІЛУ ВАГОНОПОТОКІВ НА ПОЛІГОНІ ДИРЕКЦІЇ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

У статті розглянуто методи прогнозування величини надходження вагонів шляхом використання статистичних даних за минулий період з визначенням типу імовірнісного закону розподілу кількості вагонів по прибуттю на станцію.

Технічний прогрес на залізничному транспорті України нерозривно пов'язаний з вирішенням проблем підвищення ефективності використання вантажного вагонного парку і вдосконаленням управління вагонопотоками. Одного з головних завдань, передбачених в програмі реструктуризації Укрзалізниці на 2003 – 2013 роки, є розвиток тих, що вже існують, і розробка нових наукоємних інформаційних технологій управління вагонопотоками. Про актуальність проблеми створення на рівні полігону дирекції перевезень систем управління вагонопотоками, які дозволяють на основі апріорної і поточної інформації виробляти оптимальні рішення в реальному масштабі часу, свідчать численні дослідження в Україні і за кордоном. При цьому значну складність викликає завдання визначення критеріїв оптимальності управління вагонопотоками в оперативних умовах.

Удосконалення систем управління на залізничному транспорті нерозривно пов'язане з процесами управління вагонопотоками. Інтенсифікація перевезень і зростаючі вимоги підвищення ефективності процесу перевезень обумовлюють необхідність побудови таких систем управління, які спираються на ідеї системного підходу при ухваленні рішень і в максимальному ступені використовують можливості сучасної обчислювальної техніки.

Перш за все, відзначимо значні труднощі завдання вибору критеріїв оптимальності управління вагонопотоками в оперативних умовах. Оцінити функціонування транспортних підрозділів одним критерієм не завжди можливо, оскільки в організації вагонопотоків часто необхідно враховувати суперечливі сторони виробничої діяльності. Необхідна розробка сукупності методів і математико-технологічних моделей, що забезпечують оптимальне управління вагонопотоками. Для ухвалення найбільш ефективного рішення необхідно опрацювати дані про стан транспортної системи і перевізного процесу при дотриманні жорстких тимчасових обмежень. У цих умовах завдання вибору оптимального варіанту оперативної дії на систему пред'являє високі вимоги до технічної, інформаційної і математичної основи управління. На ефективність системи управління впливають адекватність економіко-математичних моделей і алгоритми вироблення оптимальних рішень.

Математичні методи, за допомогою яких відшуковуються раціональні рішення завдання управління, можна зобразити у виді двох груп: точні, такі, що дають екстремум функціонала, і евристичні, такі, що дають наближене до оптимального рішення.

Найбільш загальною формою оцінки значень критерію оптимальності в завданнях оперативного управління транспортними системами є вартісна. Перехід до натуральних показників типу сумарних порожніх пробігів, витрат тоннажу годин здійснюється за умови адекватності вирішуваного завдання реальним процесам. За оптимального розподілу порожніх вагонів під вантаження між станціями ділянки як критерій оптимальності може бути вибраний мінімум витрат на забезпечення заявок на вантаження порожніх вагонів. При цьому мають забезпечуватися умови, що загальне число прикріплень не може бути більше ресурсу вагонів і вимоги обов'язкового повного задоволення кожної заявки.

Однією з найбільш складних проблем є стохастичність надходження вагонів, коли недостатня інформаційна забезпеченість не дозволяє з необхідною точністю вирішувати завдання планування. При створенні систем оптимізації управління вагонопотоками необхідно враховувати одну з основних властивостей потоку потягів – невизначеність.

При вирішенні окремих практичних завдань експлуатації необхідно мати прогноз коливань потоків не тільки протягом доби, а й протягом довільного проміжку часу. Необхідний новий підхід до проблеми прогнозу, що дозволяє одержувати за допомогою ЕОМ нові знання про закономірності вантажних транспортних потоків.

Складність і стохастичність об'єкта управління, яким є дирекція перевезень спільно зі всіма її структурами залізничного транспорту і процесу безперервних перевезень, не дозволяє оцінити всього різноманіття дій на досліджувані підсистеми. У цих випадках процеси розглядають з погляду моделей чорного ящика. Далі розглядатимемо процеси надходження потоків порожніх вагонів як часові ряди, а дослідження і опис властивостей цих рядів спостережень є об'єктом дослідження.

Процеси надходження потоків порожніх вагонів на пункти переходу відділень доріг описуватимемо часовими рядами, що є безліччю спостережень, що фіксуються послідовно в часі. На практиці спостереження за надходженням порожніх вагонів здійснюються в дискретні моменти часу, що дозволяє розглядати ці процеси як дискретні часові ряди. Аналізовані дискретні часові ряди утво-

рюються як результат накопичення числа порожніх вагонів за деякий проміжок часу, що задається. Спостереження дискретного часового ряду, зроблені в моменти часу t_1, t_2, \dots, t_N , можна позначити через $x(t_1), x(t_2), \dots, x(t_N)$. У реальних умовах полігону залізниці доба умовно розбивається на вісім періодів з точкою відліку, що дорівнює початку залізничної доби – 17 годинам в умовах країни. Таким чином, дискретні часові ряди спостерігаються через фіксований інтервал h , який дорівнює трьом годинам. Якщо є N послідовних значень такого ряду, доступних для аналізу, то можна записати x_1, x_2, \dots, x_N , позначаючи спостереження, зроблені в рівновартісні моменти часу $t_0 + h, t_0 + 2h, \dots, t_0 + N \cdot h$. Приймаючи t_0 - за початок і h – за одиницю часу, x_{tk} можна розглядати як число порожніх вагонів у момент часу k .

Особливістю вивчення часових рядів є їхній стохастичний характер, оскільки майбутні значення можуть бути описані тільки за допомогою статистичних законів розподілу. Тому надалі, часовий ряд що належить аналізу природно розглядати як приватну реалізацію стохастичного процесу надходження порожніх вагонів, на пункти переходу. На рис. 1 показаний часовий ряд, який описує число вагонів, що надійшли на станцію А протягом 5 діб.

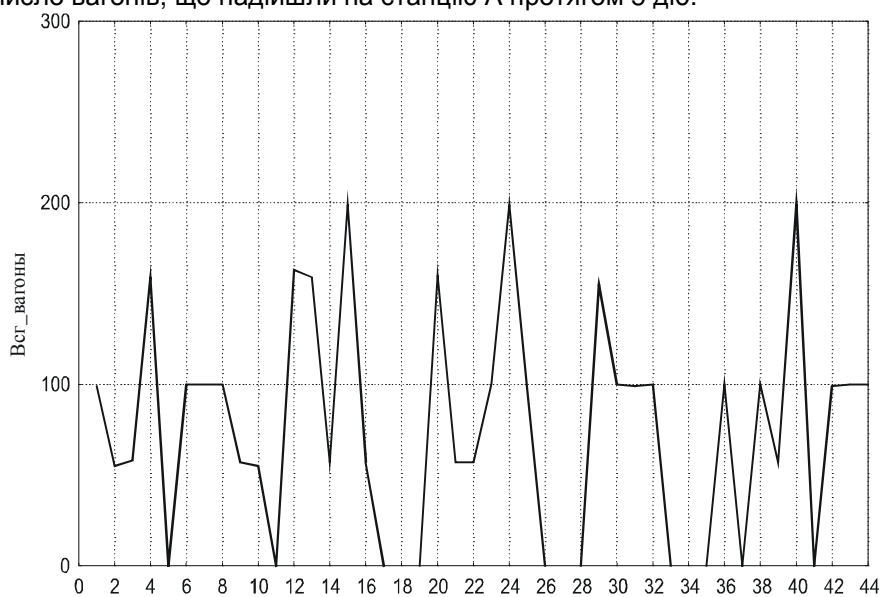


Рис. 1. Часовий ряд загального числа вагонів, які надійшли на станцію А

Аналіз представленого на рис. 1 тимчасового ряду указує на його стохастичність – відсутність деякої закономірності значень. Хоча в цьому ряду є тенденція до чергування "вгору - вниз", неможливо точно передбачити наступне значення числа вагонів, що надійшли.

У зв'язку з тим, що функціонування залізничного транспорту носить стохастичний характер і відрізняється нерівномірним надходженням вагонопотоків на станцію не тільки за добу, місяці, роки, ці нерівномірності можна спрогнозувати за допомогою імовірнісного підходу.

Застосування методів математичної статистики з вірогідністю допустимої інженерними розрахунками до 15 %, дозволяє визначити прогнозний вагонопотік на довільний проміжок часу, в цьому випадку на 3 години.

Для побудови варіаційного ряду відсортуємо відомі дані надходження вагонів по станції А у порядку неубування. Одержимо таблицю групування частот (табл. 1)

Таблиця 1

0	0	0	0	0	0	55	58	90	99	100	100	100	162	26
0	0	0	0	0	0	56	58	98	99	100	100	100	163	297
0	0	0	0	0	0	57	58	98	99	100	100	101	198	308
0	0	0	0	0	0	57	58	98	100	100	100	115	199	324
0	0	0	0	0	0	57	58	98	100	100	100	118	199	349
0	0	0	0	0	0	57	58	99	100	100	100	145	199	359
0	0	0	0	0	0	57	58	99	100	100	100	150	199	395
0	0	0	0	0	0	57	59	99	100	100	100	155	199	417
0	0	0	0	0	0	57	59	99	100	100	100	155	200	518
0	0	0	0	0	0	57	59	99	100	100	100	156	200	
0	0	0	0	0	0	57	60	99	100	100	100	156	201	
0	0	0	0	0	0	57	60	99	100	100	100	158	234	
0	0	0	0	0	0	57	61	99	100	100	100	159	237	
0	0	0	0	0	0	57	61	99	100	100	100	159	257	
0	0	0	0	0	0	57	64	99	100	100	100	160	257	
0	0	0	0	0	0	48	57	69	99	100	100	100	160	257
0	0	0	0	0	0	55	58	90	99	100	100	100	161	259

Кількість інтервалів розбиття визначається формулою

$$n = 1 + \log_2 N ; \quad (1)$$

$$n = 1 + \log_2 248 \approx 8 .$$

Обчислюємо крок інтервалу як, де $x_{(1)} = 0$ - це найменше значення елемента в таблиці групування частот, а $x_{248} = 518$ - найбільше. У нашому випадку $h = 70$.

Знайдемо число потраплянь елементів вибірки в кожний з цих інтервалів. Оцінимо вірогідність потраплянь в кожний з певних інтервалів, і всі одержані дані занесемо в табл. 2. Також в таблицю додамо стовпець, в якому вкажемо середину i -го інтервалу.

Таблиця 2

№ инт.	Інтервал	m_i	p_i	$F^*(x)$	z_i
1	[0-70)	135	0,544355	0,54355	35
2	[70-140)	74	0,298387	0,842742	105
3	[140-210)	24	0,096774	0,939516	175
4	[210-280)	7	0,028226	0,967742	245
5	[280-350)	4	0,016129	0,983871	315
6	[350-420)	3	0,012097	0,995968	385
7	[420-490)	0	0	0,995968	455
8	[490-560)	1	0,004032	1	525

де m_i – абсолютна частота, $p_i = \frac{m_i}{n}$ – відносна частота, $F^*(x)$ - відносна частота, z_i – середина інтервалу. Гістограма будується за даними стовпця p_i .

Користуючись табл. 2, будемо гістограму абсолютних частот (рис. 2). За зовнішнім виглядом гістограми розподілу робимо припущення, що має місце експоненціальний розподіл.

Функція експоненціального розподілу

$$f(x) = \frac{1}{\alpha} e^{-\frac{x-x_0}{\alpha}} ;$$

$$F(x) = 1 - e^{-\frac{x-x_0}{\alpha}};$$

$M\xi = x_0 + \alpha$ - математичне очікування;

$D\xi = \alpha^2$ - дисперсія.

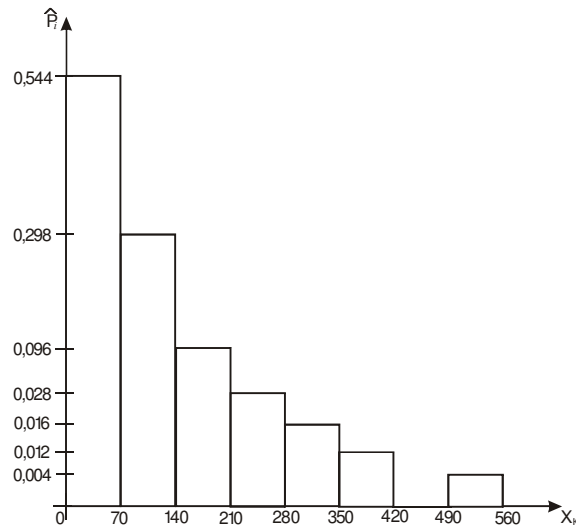


Рис. 2. Гістограма абсолютних частот для станції А

5) Оцінка параметрів за початковою вибіркою: $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$ - математичне

очікування, S^2 - дисперсія, $\mu_3 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{m})^3$ - третій центральний момент,

$\mu_4 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{m})^4$ - четвертий центральний момент, $A = \frac{\mu_3}{S^3}$ - асиметрія,

$\varepsilon = \frac{\mu_4}{S^4} - 3$ - ексцес.

Проведемо за цими формулами обчислення для наших даних (табл.

3)

Таблиця 3

\bar{m}	s^2	μ_3	μ_4	A	ε
73,95	7389,95	1099897,245	396592864,8	1,7324	4,2679

Після того як побудовано таблицю згрупованих даних, в якій є вибіркові частоти потрапляння в інтервал і теоретичні частоти, перевіряємо вид розподілу. Для перевірки правильності вибраного виду розподілу і оцінки його параметрів служить критерій згоди /згода експериментальних даних з теоретичними. Розглянемо два з них, які використовуються при розв'язку задачі вирівнювання рядів розподілу.

Критерій згоди χ^2 Пірсона є найбільш гнучким. Як і будь-який критерій, він не доводить справедливості гіпотези, а лише встановлює на прийнятому рівні значущості її згоду або незгоду з даними спостережень. Для його застосування одержані дані групуються по інтервалах частот і порівнюються з очікуваним числом спостережень для прийнятого розподілу, тобто в ньому порівнюються m_j і \hat{m}_j .

$$\chi^2 = \sum_{j=1}^k \frac{(m_j - \hat{m}_j)^2}{m_j}, \quad (2)$$

де k – число інтервалів.

Нехай закон розподілу містить r параметрів, тоді обчислена величина підкоряється – розподілу з мірами свободи.

Правило перевірки: задаємося рівнем значущості $p=1-\alpha$. За таблицями χ^2 розподілу знаходимо квантиль χ_{α}^2 з рівнем α_0 . Якщо, то гіпотеза про правильність вибраного розподілу відкидається. Інакше - не відкидається.

Застосуємо вище наведені критерії (табл. 4).

Таблиця 4

Межі	m_i	F_x^*	$F_{(x_i)}$	$F_{(x_i+1)}$	\hat{m}_i	χ_i^2
0-70	135	0,54355	0,130269	0,614812	120,1666	1,831033
70-140	74	0,842742	0,614812	0,829407	53,21964	8,113983
140-210	24	0,939516	0,829407	0,924447	23,570002	0,007844
210-280	7	0,967742	0,924447	0,966539	10,43874	1,132794
280-350	4	0,983871	0,966539	0,985181	4,623131	0,083989
350-420	3	0,995968	0,985181	0,993437	2,047502	0,443102
420-490	0	0,995968	0,993437	0,997093	0,906802	0,906802
490-560	1	1	0,997093	0,998713	0,401606	0,891607

$$\sum \chi^2 = 13,4115.$$

Висновок

Оскільки $\alpha = 0,01$, означає $\chi_{\text{крит}}^2 = 15,1$. Таким чином ми бачимо, що $\chi_{\text{експ}}^2 < \chi_{\text{крит}}^2$. Отже гіпотеза про експоненціальний закон розподілу не відкидається. Прогнозна величина надходження порожніх вагонів в тригодинний період по станції А становитиме до 74 вагонів.

Література

1. Угрюмов А.К., Грошев Г.М., Кудрявцев В.А., Платонов Г.А. Оперативное управление движением на железнодорожном транспорте. – М.: Транспорт, 1983. – 238 с.
2. Сотников Е.А. Эксплуатационная работа железных дорог. – М.: Транспорт, 1986. – 255 с.
3. Советов Б.Я., Яковлев С.А. Моделирование систем. – М.: Высшая школа, 1998. – 318 с.
4. Мартынов И.М., Сотников Е.А., Тулупов Л.П., Кутыев Г.М., Шабалин Н.Н. Эксплуатационные расчеты с применением теории вероятностей. – М.: Транспорт, 1970. – 238 с.

Хворост М.В.

ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ПЕРЕТВОРЮВАЛЬНИХ АГРЕГАТИВ ТЯГОВИХ ПІДСТАНЦІЙ МЕТРОПОЛІТЕНІВ

В статті виконані теоретичні дослідження і одержані основні результати щодо напівкерованих дванадцятипульсних випрямлячів з вольтододатком, працюючих в режимі стабілізації вихідної напруги відповідно до їх використання в перетворювальних агрегатах головних тягових підстанціях метрополітенів з повздовжньою лінією живлення постійного струму напруги 12 кВ:

Підвищення конкурентності залізниць України нерозривно пов'язано із створенням нових перспективних ліній метрополітенів і поколінь метровагонів підвищеної комфортабельності, високої швидкості руху і більш ефективної тягової і гальмової системами.

Разом з тим, підвищення швидкості руху зумовлює необхідність істотної модернізації експлуатованих ліній метрополітенів, з метою збільшення його пропускної спроможності, і модернізації рухомого складу, перш за все направленої на забезпечення безпеки експлуатації і надійності роботи електроустаткування. Реалізація відзначених вимог в значній мірі пов'язана з вдосконаленням характеристик електроустаткування, що забезпечують надійність його роботи з урахуванням зростаючих динамічних навантажень в умовах швидкісного руху, пошуком нових технічних рішень системи електричної тяги і її основних вузлів, з метою скорочення витрат електроенергії на живлення метропоездів, і зменшення загальних витрат електороенергії на метрополітенах.

Аналіз умов експлуатації метрополітенів показав, що проаналізовані схеми випрямлячів перетворювальних агрегатів сучасних тягових підстанцій метрополітенів мають суттєві недоліки - *відносно низький середній коефіцієнт потужності λ (десь близько 0,9), викривлену форму кривої споживаємого струму (коефіцієнт форми $k_f = 0,983$)* [1, 2]. Необхідність удосконалення діючих тягових шестипульсних випрямлячів і розробка більш ефективних тягових випрямлячів для підземних підстанцій метрополітенів обумовлюється на сучасному етапі більш жорсткішими вимогами до якості споживаної електроенергії (вимоги Євро-стандарту і міждержавного ГОСТ 13109-97 країн СНД). Ці вимоги розповсюджуються і на перетворювальні агрегати головних тягових підстанцій метрополітенів із запропонованою автором системою електропостачання на основі повздовжньої лінії живлення постійного струму 12 кВ [3].

Ціль статті - показати необхідність і шляхи удосконалення перетворювальних агрегатів тягових підстанцій на основі дванадцятипульсних схем керованих випрямлячів з фазним управлінням та конденсаторами реактивної потужності, працюючих в режимі стабілізації вихідної напруги.

Встановлено спосіб стабілізації напруги і струмового захисту при короткому замиканні при коефіцієнті потужності зовнішньої енергомережі близьким до одиниці для наземних головних тягових підстанцій на основі дванадцятипульсних напівкерованих випрямлячів із реверсивним вольтододатком та одноопераційних та двоопераційних тиристорів для перетворювальних агрегатів головних тягових підстанцій метрополітенів з повздовжньою лінією живлення постійного струму напруги 12 кВ. Доцільність і висока ефективність цих технічних рішень з точки зору електромагнітного сумісництва з живлячою мережею та навантаженням обумовлена в режимі стабілізації вихідної напруги тим, що на відміну від традиційних використань дванадцятипульсних керованих схем, наприклад, у регульованому електроприводі, в сталому режимі головних тягових підстанцій не потрібний великий діапазон регулювання вихідної напруги. Ком-

пановка перетворювального агрегату напівкерваним дванадцятипульсним випрямлячем на базі послідовного з'єднання двох трифазних мостів, один із яких виконується некерованим на діодах, а другий на одноопераційних тиристорах із звичайним фазовим управлінням який працює в сталому режимі при $\alpha = 0$. У вольтодатковому перетворювачі комутатор (середній на рис. 1) виконується або на одноопераційних тиристорах з фазним управлінням (рис. 1а), або на двоопераційних (запираємих) тиристорах з однополярною ШІМ (широтно-імпульсна модуляція) (рис. 1б). Ці схеми можуть працювати в основних двох режимах: сталому (тривалому) та режимі струмообмеження (короткочасному) при короткому замиканні в повздовжній лінії живлення.

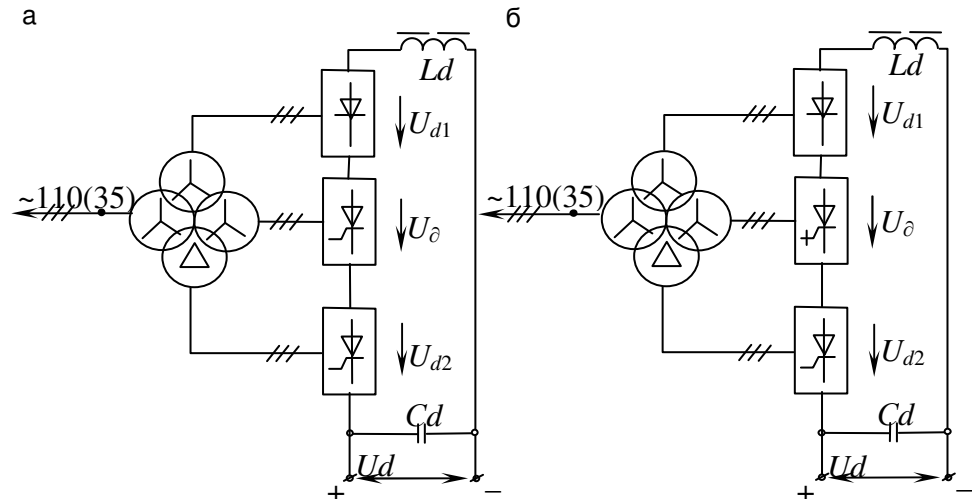


Рис. 1. Два варіанти виконання дванадцятипульсного живлячого перетворювача-стабілізатора напруги:

- а – з вольтододатком на одноопераційних тиристорах з фазовим управлінням;
- б – з вольтододатком на двоопераційних (запираємих) тиристорах з однополярною ШІМ

На підставі проведених досліджень встановлено, що реверсивний характер вольтододатка дозволяє зменшити установлену потужність вольтододаткового перетворювача вдвічі. В даному випадку вона складає 12,5% від потужності основного випрямляча.

Для оцінки синусоїдальної форми струму, споживаємого від живлячої мережі, та зменшення пульсації в кривій випрямленої напруги, користуються коефіцієнтом потужності живлячої мережі.[4].

Виконана оцінка коефіцієнта потужності живлячої мережі дванадцятипульсного перетворювача з реверсним вольтододатком. Показано, що для типових величин коливань вихідної напруги $\Delta U^* \leq 0,25$ реактивна потужність K_Q некерованого перетворювача з вольтододатком на одноопераційних тиристорах з фазним управлінням (рис. 2)десь в 5 разів менша, чим керованого перетворювача.

Проаналізована також схема дванадцятипульсного перетворювального випрямляча з реверсивним вольтододатком на двоопераційних тиристорах (рис. 3), працюючого в режимі ШІМ з точки зору коефіцієнта потужності живлячої мережі та вищих гармонічних складових напруги на виході. Показано, що вольтододатком вигідно генерувати в мережу відносно невеликий реактивний

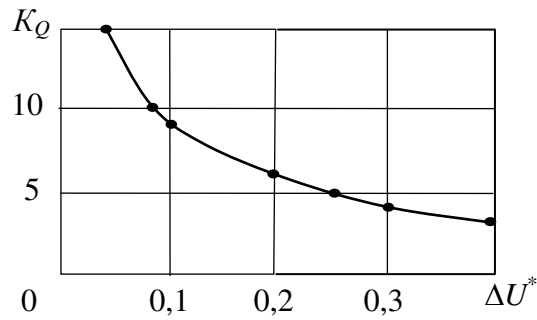


Рис. 2. Відношення реактивних потужностей при регульованому дванадцятипульсному перетворювачі та при реверсивному вольтододатку в функції від діапазону регулювання

струм. Це практично не приводить до збільшення установленної потужності вольтододатка, але дає можливість зменшити реактивну потужність перетворювача працюючого в режимі стабілізації вихідної напруги до 0,13, що дає результуючий коефіцієнт потужності на рівні 0,98, а це вже відповідає рекомендаціям нового Євростандарту. Показано, що реверсивний вольтододаток (рис. 4) на двоопераційних тиристорах, працюючий в режимі ШІМ, значно спрощує фільтрацію вищих гармонік вихідної напруги перетворювача.

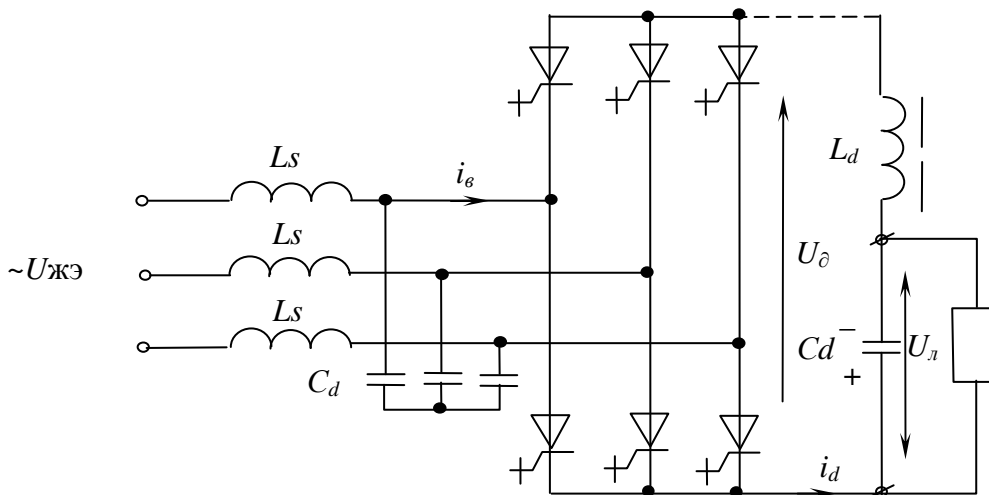


Рис. 3. Принципова схема двоопераційного вольтододатка:

$L_s C_d$ - вхідний фільтр, K - трифазний мостовий комутатор на двоопераційних ключах знакозмінної напруги, $L_d C_d$ - вихідний фільтр спільний з фільтром основного перетворювача, L_s - індуктивність

Так, для режиму $\Delta U^* = 0,25$ при роботі основного випрямляча при куті управління $\alpha = 0$, напруга на виході містить гармонік в 8 разів менше навіть без урахування реальної індуктивності перетворювального трансформатора.

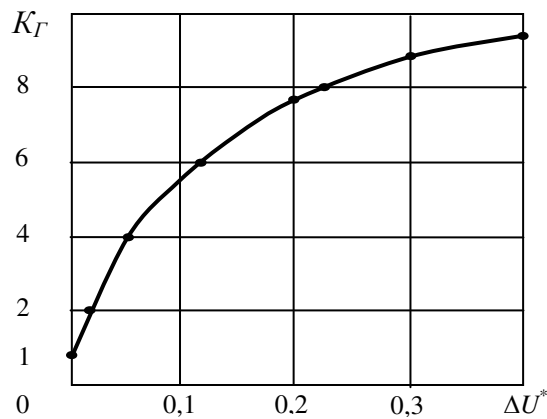


Рис. 4. Відношення K_T між пульсаціями вихідної напруги регульованого та нерегульованого основного перетворювача в функції діапазону регулювання

В статті також розглянуті додаткові проблеми в роботі вольтододатка (рис. 3) пов'язані з функціонуванням його силового вхідного фільтра, як з боку бажаного невикористання додаткового дроселя фільтра, а тільки індуктивності розсіювання трансформатора, так і з боку усунення резонансних явищ у фільтрі від неканонічних гармонік. Визначені параметри вхідного фільтра такої структури та проведена оцінка його впливу на коефіцієнт потужності живлячої мережі. Встановлено, що установлена потужність такого фільтра складає 0,89 від потужності вольтододатку, а це близько 11% від потужності перетворювача. Генеруєма при цьому конденсаторами фільтра реактивна потужність в сумі з реактивною потужністю самого вольтододатка практично повністю компенсують реактивну потужність дванадцятипульсного напівкерowanego випрямляча в номінальному режимі. Це дозволяє одержати коефіцієнт потужності живлячої мережі близьким до одиниці ($\lambda = 0,99$). На практичному прикладі показано, що резонансна частота силового вхідного фільтра вольтододатка рівна частоті четвертої гармоніки живлячої мережі і вона не співпадає з частотами канонічних вищих гармонік дванадцятипульсного некерowanego випрямляча.

Для придушення ж резонансних явищ на частотах неканонічних гармонік, генеруємих основним випрямлячем внаслідок різних несиметрій потрібно знижувати добротність вхідного фільтра вольтододатка. Причому, еквівалентна провідність, підключаєма паралельно конденсатору фільтра для зниження добротності фільтра може бути створена як силовими засобами (за допомогою введення елементів L , C і R в кожен із фаз вольтододатка), так і засобами керування (за допомогою введення зворотного зв'язку в кожен із фаз вольтододатка). При цьому, з боку установленної потужності перетворювача, другий засіб, який забезпечує створення еквівалентних провідностей, є більш доцільним. Розроблена структури такого зворотного зв'язку (рис.5), яка включає в себе полосовий фільтр, налаштований на резонансну частоту вхідного фільтра. Такий підхід не приводить до суттєвого зниження коефіцієнту корисної дії перетворювача і дозволяє мати широку полосу пропускання полосового фільтра ланки еквівалентного перетворювача.

Отримані характеристики пояснюють механізм впливу еквівалентної демпфуючої ланки, створюваної засобами керування, на резонансний процес у вхідному фільтрі вольтододатка. Показано, що при практично реалізуємих параметрах еквівалентної демпфуючої ланки потужність вольтододатка збільшується десь на 12%.

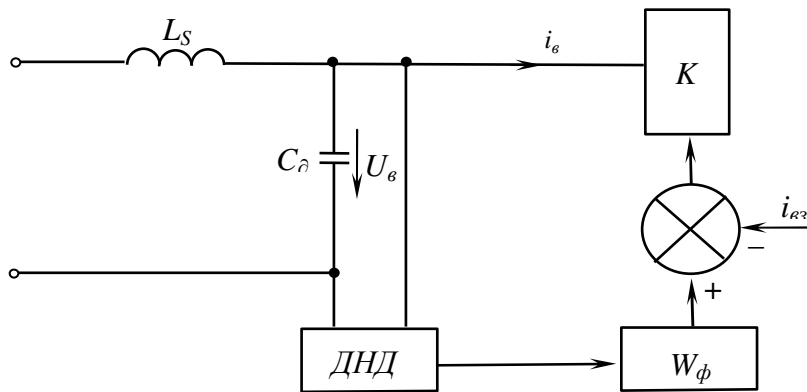


Рис. 5. Структура зворотного зв'язку понижуючого добротність вхідного вольтододатка: K – фаза комутатора вольтододаткового перетворювача (однофазний напівмост), $ДН$ – датчик напруги, W_ϕ – полосовий фільтр, C_δ – конденсатор напруги, U_δ – напруга, i_ϕ – струм

Висновки. 1. Розроблені положення теорії дванадцятипульсних напівкерованих випрямлячів з реверсивним вольтододатком на базі одноопераційних та двоопераційних тиристорів для перетворювальних агрегатів головних тягових підстанцій метрополітенів з повздовжньою лінією живлення постійного струму напруги 12 кВ.

2. Виконана оцінка коефіцієнта потужності живлячої мережі дванадцятипульсного перетворювача з реверсним вольтододатком. Показано, що для типових величин коливань вихідної напруги $\Delta U^* \leq 0,25$ реактивна потужність некерованого перетворювача з вольтододатком на одноопераційних тиристорах з фазним управлінням десь в 5 разів менша, чим керованого перетворювача.

3. Проаналізована схема дванадцятипульсного перетворювального випрямляча з реверсивним вольтододатком на двоопераційних тиристорах, працюючого в режимі ШІМ з точки зору коефіцієнта потужності живлячої мережі та вищих гармонічних складових напруги на виході. Показано, що вольтододатком вигідно генерувати в мережу відносно невеликий реактивний струм. Це практично не приводить до збільшення установленної потужності вольтододатка, але дає можливість зменшити реактивну потужність перетворювача працюючого в режимі стабілізації вихідної напруги до 0,13, що дає результуючий коефіцієнт потужності на рівні 0,98, а це відповідає рекомендаціям нового Євростандарту.

Література

1. Барковский Б.С., Магай Г.С., Маценко В.П. и др. Двенадцатипульсовые полупроводниковые выпрямители тяговых подстанций. – М.: Транспорт, 1990. – 127 с.
2. Kloss A. Oberschwingungen: Netzruckwirkungen der Leistungselektronik. 2. Aufl. – Berlin; Offenbach: VDE – VERLAG, 1996. – 230s.
3. Хворост Н.В. Концепция новой структуры системы электрической тяги для метрополитена. / Научно-техн. сборник „Коммунальное хозяйство городов”, вып. 53, Киев, Техніка, 2003. – с. 172 – 179.
4. Жемеров Т.Г., Сокол Е.Н., Крылов Д.С. Новый класс преобразователей переменного напряжения в постоянное, электромагнитно совместимых с питающей сетью. // Технічна електродинаміка. Тематичний випуск „Силова електроніка та енергоефективність”, Частина 1. – Київ, 2001. – с.3–8.

Грязнова С.А., Калкаманов С.А.

ЗАДАЧИ АЭРОДИНАМИКИ ПОДЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В статье представлен анализ имеющихся в литературе результатов исследований по вопросам взаимодействия воздушной среды с транспортным средством, движущимся в тоннеле, и формулировка на основе проведенного анализа основных задач аэродинамики ПТС.

Введение

Одними из важных направлений развития транспортной промышленности являются создание технологий и разработка мероприятий, направленных на повышение экономичности, комфортабельности и безопасности транспортных средств. В транспортной инфраструктуре современных городов важное место занимают метрополитены [1] и другие подземные транспортные средства (ПТС). Одним из основных факторов, влияющих на экономичность, комфортабельность и безопасность ПТС, является взаимодействие воздушной среды с корпусом движущегося транспортного средства, а также с поверхностью тоннелей. Существенное увеличение потока пассажиров, перевозимых метрополитеном, и соответствующее повышение интенсивности движения электропоездов приводят к актуальности решения вопросов аэродинамики ПТС. В то же время, основные исследования по аэродинамике ПТС относятся к началу и середине второй половины прошлого века [2-5].

Изложение основного материала

Исследования по аэродинамике ПТС необходимы для решения следующих прикладных задач:

- повышение экономичности ПТС путем снижения аэродинамического сопротивления как ПТС, так и линий тоннелей;
- обеспечение вентиляции метрополитенов, отвечающей санитарно-гигиеническим требованиям;
- обеспечение комфорта пассажиров и обслуживающего персонала путем уменьшения интенсивности сквозняков на станциях и в вестибюлях;
- повышение эффективности вентиляции и отопления вагонов, снижение шума;
- уменьшение динамических нагрузок на панели и другие элементы стен тоннеля;
- поиск рациональных мероприятий по борьбе с чрезвычайными ситуациями в метрополитене (локализация пожара, борьба с распространением ядовитых газов и т.д.).

Решение этих задач становится особенно важным в связи с увеличением интенсивности движения ПТС, широким строительством новых линий метрополитенов и нового подвижного состава для них.

Рассмотрим более подробно приведенные выше задачи аэродинамики ПТС.

Повышение экономичности ТС путем снижения аэродинамического сопротивления. При движении поезда по трассе значительная часть энергии тратится на преодоление сил сопротивления движению. Особенно большой величины эта часть энергии достигает в тоннеле, где сопротивление движению поезда намного выше, чем на поверхности. В метрополитене на преодоление сил сопротивления движению расходуется от 20 до 40% всей потребляемой подвижным составом электроэнергии. Значительное влияние сопротивления

движению на эксплуатационные показатели работы подземного транспорта заставляет уделять этому вопросу повышенное внимание.

Характер влияния отдельных факторов на величину сопротивления ПТС остается еще мало изученным. Величины сил сопротивления определяют главным образом по эмпирическим формулам, полученным в результате экспериментальных исследований. Необходимо отметить, что эти формулы оказываются справедливыми только для подвижного состава определенного типа и для тех условий, в которых он испытывался.

Ряд расчетов, выполненных с помощью эмпирических соотношений, показывает, что в условиях метрополитена имеется возможность реализовать мероприятия, которые существенно уменьшат удельное сопротивление движению вагонов и обеспечат тем самым значительное снижение расхода электроэнергии на тягу поездов.

Обеспечение требуемой вентиляции тоннелей и станций метрополитена. При сооружении линий метрополитенов [6] предусматривают приточно-вытяжную систему тоннельной вентиляции, приточные и вытяжные системы местной вентиляции. Проветривание только за счет естественной тяги не допускается. Система тоннельной вентиляции должна обеспечивать не менее чем трехкратный воздухообмен (подсчитанный по внутреннему объему тоннелей и станций) в течение одного часа. При этом скорость движения воздуха в вентиляционных тоннелях и стволах шахт не должна, как правило, превышать 8 м/с.

В расчетах тоннельной вентиляции необходимо определять:

- средние значения суммарных тепловыделений в тоннелях и на станциях от поездов, оборудования, освещения и пассажиров за час в течение суток (в период движения поездов);
- нестационарный теплопоток из тоннелей в грунт за теплый период года, а также из грунта в воздух тоннелей в течение холодного периода года для охлаждения грунтов до естественной температуры;
- расчетную температуру воздуха в тоннелях для теплого периода года, равную средней температуре воздуха за сутки (по длине расчетного участка тоннелей), с учетом суточных колебаний температуры наружного воздуха;
- расчетную температуру воздуха в тоннелях для холодного периода года, равную средней температуре воздуха между начальной (наружной) и конечной на расчетном участке, с учетом тепловыделений в тоннелях;
- циркуляционные потоки воздуха от движения поездов – средние по сечению и длине тоннелей;
- аэродинамическое сопротивление вентиляционного тракта (включая перегонные тоннели) при движении по нему воздуха, подаваемого вентиляторами, и циркуляционных потоков от поршневого действия поездов.

В действующих метрополитенах по эксплуатационным причинам имеет место сезонное регулирование воздухообмена, не предусматриваемое проектами и влияющее на температурный режим станций и перегонов. Регулирование осуществляется изменением количества работающих вентиляционных установок продолжительности их работы в различные месяцы. В работе [7] получены формулы, учитывающие влияние сезонного регулирования воздухообмена на температурный режим метрополитенов. Расчеты, выполненные по приведенным формулам, свидетельствуют не только о санитарно-гигиеническом, но и большом экономическом значении сезонного регулирования воздухообмена, приводящего к существенному уменьшению эксплуатационных и строительных затрат на вентиляцию метрополитенов.

Уменьшение эффекта «дутья». Движение поездов по тоннелям метрополитена, связанное с преодолением сопротивления воздушной среды [5], вызывает в подземных станциях значительные воздухообмены (называемые

«дутьем»), сопровождающиеся периодическим нарастанием и снижением скоростей циркуляционных потоков воздуха и колебаниями его давлений. Эти явления вызывают неприятные ощущения у пассажиров и обслуживающего персонала, находящихся в зоне «дутья» на посадочных платформах станций. Колебания давления воздуха внутри метрополитена приводит к преждевременному разрушению облицовки стен вестибюлей станций и к другим неблагоприятным последствиям. Следствием «дутья» является заметный тепло – и массообмен воздуха между станцией и атмосферой. Последнее обстоятельство приводит к росту простудных заболеваний персонала метрополитена, в особенности в холодное время года, к увеличению энергетических затрат на поддержание нормального температурного режима станций. Ряд мероприятий, направленных на снижение капитальных затрат при сооружении метрополитенов, а именно, уменьшение диаметров путевых туннелей, уменьшение глубины заложения станций и упрощение конструкции пешеходных выходов, привел к усилению поршневого эффекта поездов, вызывающих движение воздуха – «дутье» в туннелях и на станциях. Однако, несмотря на актуальность, проблема ослабления или ликвидации «дутья» на станциях метрополитенов изучена недостаточно полно. Предложенные в отдельных работах, например в монографии Цодикова В.Я. [2], противодутьевые мероприятия оказались малоэффективными, в особенности, для метрополитенов мелкого заложения, строительство которых приняло широкий размах и в которых «дутье» существенно интенсивнее, чем в метрополитенах глубокого заложения.

Анализ имеющихся исследований явлений «дутья» на станциях метрополитена [2, 8], вызванных поршневым действием поездов, позволил сделать следующие выводы:

1. Интенсивность «дутья» возрастает при наличии в перегонных двухпутных туннелях разделительной стенки с проемами или при полной изоляции путей туннеля.
2. Колебания давления воздуха на станциях и в вестибюлях существенно зависят от скорости входа поезда на станцию и ухода с нее. Максимумы и минимумы давления образуются в случае одновременного прибытия на станцию или убытия со станции двух поездов.
3. Изменение давления происходит также вследствие изменения объема воздуха станции, связанного с нагнетанием или отсасыванием его проходящими поездами. Если количество воздуха нагнетаемого на станцию в каждый момент времени проходящими поездами равно количеству воздуха, отсасываемого уходящими поездами, давление воздуха на станции остается неизменным. Снижая амплитуду воздухообмена на станции, вызываемого проходящими поездами, можно уменьшить амплитуду колебания давления как на станции, так и в вестибюлях, что может привести к снижению и всех отрицательных явлений на станциях (самопроизвольное раскрытие дверей в вестибюлях и прорыв через них холодного воздуха).
4. Существенное влияние на характер «дутья» оказывает режим работы вентиляторных установок. При этом летний режим работы вентиляторных установок обуславливает примерное равенство между количеством воздуха, выдуваемого наружу, и количеством воздуха, всасываемого внутрь станции.

Таким образом, для уменьшения эффекта «дутья» в метрополитене, необходимо провести комплексное исследование процесса воздухообмена в туннелях и внутри станций метро с учетом геометрических параметров туннелей и станций метро, с учетом движения электропоездов и работы вентиляционных установок.

Рациональные мероприятия по борьбе с чрезвычайными ситуациями в метрополитене (локализация пожара, борьба с распространением ядовитых газов и т.д.)

Одним из основных элементов пожарной безопасности подземных сооружений является обеспечение безопасности людей. Их спасение и успешная ликвидация пожаров во многом зависят от правильного выбора и своевременного применения аварийного режима вентиляции. Наиболее сложные условия, с точки зрения безопасности людей, складываются в метрополитенах. Это связано с тем, что при пожаре в тоннеле или на станции метрополитена существует возможность быстрого распространения продуктов горения и возникновения угрозы для жизни сразу нескольких тысяч людей. В этой связи особого внимания заслуживают наиболее опасные ситуации, когда поезд с горящим вагоном останавливается в тоннеле и необходимо решать задачи, связанные с обеспечением безопасной эвакуации пассажиров.

Одним из основных элементов обеспечения пожарной безопасности подземных сооружений является система дымоудаления. Главным показателем ее работы при пожарах является обеспечение свежего воздуха на маршрутах эвакуации пассажиров, маршрутах движения пожарных подразделений и подразделений МЧС. Это в полной мере относится ко всем тоннелям, включая и тоннели метрополитенов. [9].

Исследованиям вопросов дымоудаления и работы системы тоннельной вентиляции метрополитенов посвящены работы Цодикова В.Я. [2, 3], Беляцкого В.П., Виноградова Ю.И., Бондарева В.Ф., Рыжова А.М., Махина В.С. и др. [10]. Вместе с тем, необходимо отметить, что рассматривая вопросы дымоудаления в комплексе с вопросами устойчивости газо-воздушных потоков в тоннелях метрополитена, авторы работы [10] ориентируются на методики разработанные для угольной отрасли. Все элементы (этапы) технологии выбора и оценки эффективности аварийных вентиляционных режимов, разработанные для угольной отрасли, почти в полной мере, применимы для метрополитенов. Однако, основная сложность состоит в отсутствии методического обеспечения применения этой технологии для метрополитенов.

Основным этапом выбора аварийного режима проветривания пожарного объекта является оценка величины тепловой депрессии пожара [10]. В соответствии с нормативными документами, действующими в угольной отрасли, тепловая депрессия пожара рассматривается как приращение статического давления вдоль выработки за счет уменьшения плотности (веса) воздуха в результате его нагревания. Эта депрессия воздействует на объем газозвушного потока в целом, и рассматривается как дополнительный источник тяги от нижнего конца выработки к верхнему (по высотным отметкам).

В большинстве метрополитенов стран СНГ, используется реверсивная система вентиляции. Она составляет основу системы тоннельной вентиляции метрополитенов, на которую возложены функции удаления дыма и нагретых пожарных газов.

В настоящее время выбор режимов работы вентиляторов при пожарах в метрополитенах Украины регламентирует инструкция 4095. В ней предусматриваются различные варианты включения вентиляторов, в зависимости от места возникновения пожара.

Анализ аварийных режимов работы систем тоннельной вентиляции, применяемых в метрополитенах с реверсивной вентиляцией, показывает, что при их выборе применяют два подхода. В основу первого, наиболее распространенного, положен принцип ограничения зоны распространения пожарных газов. Главным ее недостатком является отсутствие каких либо указаний на особенности управления вентиляцией при появлении очага горения и нагретого газо-воздушного потока в тоннелях с уклоном от 3 до 40 промилле.

Оценка устойчивости проветривания тоннелей метрополитена при пожарах сводится к определению критических параметров тоннелей в ава-

рийных режимах работы системы тоннельной вентиляции, и сопоставлении их величин с расчетными величинами тепловой депрессии пожара.

Следовательно, для выработки рациональных мероприятий по борьбе с чрезвычайными ситуациями в метрополитене необходимо решить следующие задачи:

1. Провести теоретические исследования особенностей тепломассопереноса при пожаре в тоннеле метрополитена и разработать методику расчета тепловых факторов пожара.
2. Исследовать особенности определения критических параметров газоздушных потоков в тоннелях метрополитена и разработать методику их расчета.
3. Исследовать особенности вентиляционной сети линии и разработать для нее схемы вентиляции и вентиляционных соединений.
4. Определить аэродинамические параметры вентиляционной сети линии метрополитена.
5. Исследовать особенности формирования аварийных вентиляционных режимов в условиях линии метрополитена.
6. Разработать методику оценки устойчивости вентиляционных потоков при пожаре в вагоне и остановки поезда в тоннеле метрополитена.
7. Разработать аварийные режимы работы тоннельной вентиляции для линии метрополитена.
8. Разработать программное обеспечение (информационную систему) для ускорения ввода в действие аварийной вентиляции метрополитена.

Выводы

Анализ литературных источников позволяет выделить следующие основные задачи аэродинамики подземных транспортных средств:

- разработка математических методов расчета и проведение исследований аэродинамических характеристик ПТС и тоннелей с более полным учетом основных эксплуатационных и конструктивных параметров;
- разработка математических моделей и исследование влияния различных параметров на процессы воздухообмена в метрополитене с целью уменьшения эффекта "дутья" и обеспечения санитарно-гигиенических требований;
- разработка математических моделей и исследование аварийных ситуаций в метрополитене, с целью выработки рациональных мероприятий по борьбе с чрезвычайными ситуациями в метрополитене (локализация пожара, борьба с распространением ядовитых газов и т.д.).

Литература

1. Исаев Л.А. В конце тоннеля – свет. -Харьков: ПРАПОР, 2000 – 285 с.
2. Цодиков В.Я. Вентиляция и теплоснабжение метрополитенов. –М.: Недра, 1975 – 313 с.
3. Цодиков В.Я. Взаимодействие системы тоннельной вентиляции и поршневого эффекта движущихся в метрополитене поездов. –М.: Транспортное строительство, 1974 – №5, 47 – 49с.
4. Абрамович Г.Н. К расчету воздушного сопротивления поезда на открытой трассе и в тоннеле. // Труды ЦАГИ им. проф. Н.Е. Жуковского. – 1939. - Вып. № 400. – 3-32 с.
5. Радченко В.Д. Сопротивление движению вагонов метрополитена. – М.:Недра, 1957г. –70 с.
6. СНиП II-40-80. Метрополитены. Госстрой СССР.– М.:Стройиздат, 1981.№2.– 71–73 с.
7. Казаков В.С.. О сезонном регулировании воздухообмена в метрополитенах.- ЦНИИС, 1987. –35 с.

8. Изучение явления «дутья» на Харьковском метрополитене с выдачей рекомендаций по его уменьшению, В 2-х частях: Отчет о НИР / ХИИЖТ Харьков, 1980. – Часть 1. – 312 с.; Часть 2. – 480 с.
9. Власов С.Н. , Маковский Л.В. , Меркин В.Е. Аварийные ситуации при строительстве и эксплуатации транспортных тоннелей и метрополитенов.– М.:ТИМР,1997. – 183с.
10. Розробити аварійні режими вентиляції Салтівської лінії Харківського метрополітену на випадок пожеж та інформаційне забезпечення вводу у дію аварійної вентиляції: Отчет о НИР / НИИГД, Донецк, 2001г. –535с.

УДК 656.2:385

Олійник Г.Ю.

СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСОМ ЗМІНИ ОРГАНІЗАЦІЙНО-ПРАВОВОЇ ФОРМИ ПІДПРИЄМСТВ В ПРОЦЕСІ РЕФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ТА СТВОРЕННЯ ДЕРЖАВНОЇ АКЦІОНЕРНОЇ КОМПАНІЇ (ДАК) «УКРАЇНСЬКІ ЗАЛІЗНИЦІ»

Запропоновано методологію та систему управління складним процесом припинення діяльності залізниць, підприємств, установ та організацій, які підлягають реформуванню на базі яких утворюється ДАК «Українські залізниці» як єдиний виробничий комплекс. Розглянуто структуру припинення та розроблення нормативно-правових документів, що регламентують їх діяльність, та запропонована методика виконання цих робіт.

Вступ. Припинення діяльності суб'єктів господарювання в результаті їх реорганізації відбувається шляхом зміни їх організаційно-правової форми. При створенні ДАК всі залізниці, підприємства, організації та установи залізничного транспорту, що увійдуть до складу ДАК, на затверджену дату припиняють свою діяльність. На основі прийнятих законодавчих актів, які визначають особливості реформування залізничного транспорту, інших нормативно-правових документів з реформування залізничного транспорту, передавальних балансів, інвентаризаційних описів, актів приймання-передавання об'єктів нерухомого майна буде створено ДАК „Українські залізниці” [1, 2, 4].

Загальні положення і постановка завдання. Для максимального скорочення часу на процедуру припинення підприємства та захисту майнових прав кредиторів від неналежного виконання зобов'язань керівники підприємства заздалегідь повинні ознайомитись з діючим законодавством і знати правила їх виконання, та виконати цю роботу в чітко визначені терміни. Крім того, ця процедура вимагає єдиного методичного забезпечення, тому що одночасно її будуть виконувати понад 2000 підприємств, розташованих в різних регіонах України.

Основна частина. Положення Цивільного та Господарського кодексів України внесли суттєві зміни в порядок реорганізації суб'єктів господарювання шляхом їх перетворення. Обом кодексами встановлюється вимога обов'язкового проведення процедури припинення юридичної особи, що реорганізується. Так, згідно зі статтею 59 ГКУ припинення діяльності суб'єкта господарювання здійснюється шляхом його реорганізації (злиття, приєднання, поділу, перетворення) або ліквідації (*табл. 1*). У статті 104 ЦКУ зазначається, що юридична особа припиняється в результаті передання всього свого майна, прав та обов'язків іншим юридичним особам – правонаступникам (злиття, приєднання, поділу, перетворення) або в результаті ліквідації [5, 6].

Відповідно до статті 59 ГКУ припинення діяльності суб'єкта господарювання відбувається за рішенням власника (власників) чи уповноважених ним органів, за рішенням інших осіб – засновників суб'єкта господарювання чи їхніх правонаступників, а також у випадках, передбачених ГКУ, – за рішенням суду (далі – уповноважені органи).

Т а б л и ц я 1

Методологія проведення державної реєстрації припинення діяльності державного підприємства

№ п/п	Зміст робіт	Документи	Підстава, визначена нормативними документами
1	2	3	4
1	Прийняття органом, уповноваженим управляти державним майном, рішення про припинення державного підприємства	Наказ	Ч. 1 ст. 105 ЦКУ
2	Повідомлення органу, що здійснює державну реєстрацію, рішення щодо припинення державного підприємства	Рекомендований лист з описом вкладення, до якого входять такі документи: нотаріально посвідчена копія рішення засновників (учасників) або уповноваженого ними органу про припинення юридичної особи; документ, що підтверджує внесення плати за публікацію повідомлення про прийняття засновниками (учасниками) або уповноваженим ними органом рішення про припинення юридичної особи в спеціалізованому друкованому засобі масової інформації	Ч. 1 ст. 105 ЦКУ Ч. 3 ст. 107 ЦКУ
3	Створення комісії з припинення юридичної особи за погодженням з органом, що здійснює державну реєстрацію. Якщо склад комісії з припинення юридичної особи не було погоджено з державним реєстратором, державний реєстратор вносить до ЄДР запис, у якому вказує, що головою комісії з припинення юридичної особи, є керівник органу управління або засновника (учасника) юридичної особи	Наказ	Ч. 2 ст. 105 ЦКУ Ч. 10 ст. 34 Закону про держреєстрацію
4	Внесення до ЄДР запису про рішення засновників (учасників) юридичної особи або уповноваженого ними органу про припинення юридичної особи	Запис у Єдиному державному реєстрі	Ст. 35 Закону про приватизацію

Продовження таблиці 1

1	2	3	4
5	Розміщення в друкованих засобах масової інформації, в яких публікуються відомості про державну реєстрацію юридичних осіб, що припиняються, повідомлення про припинення юридичної особи та про порядок і строк заявлення кредитором вимог до неї	Повідомлення разом з друкованим засобом масової інформації	Ч. 4 ст. 105 ЦКУ Ч. 1 ст. 22 Закону про приватизацію
6	Виявлення кредиторів, а також письмове їх повідомлення про припинення юридичної особи	Листи; реєстр листів звірений підприємствами Укрпошти	Ч. 4 ст. 105 ЦКУ
7	Складання та затвердження передавального акта	Передавальний акт	Ст. 107 ЦКУ
8	Подання документів для державної реєстрації припинення юридичної особи	Рекомендований лист, до якого додаються: заповнена реєстраційна картка на проведення державної реєстрації припинення юридичної особи в результаті злиття, приєднання, поділу або перетворення; свідоцтво про державну реєстрацію юридичної особи; оригінали установчих документів; нотаріально засвідчена копія передавального акта	Ст. 37 Закону про приватизацію
9	Внесення до Єдиного державного реєстру запису про проведення державної реєстрації припинення юридичної особи	Запис у Єдиному державному реєстрі	Ч. 9 ст. 36 Закону про приватизацію Ч. 8 ст. 36 Закону про приватизацію Дата внесення до Єдиного державного реєстру запису про проведення державної реєстрації припинення юридичної особи в результаті її ліквідації є датою державної реєстрації припинення юридичної особи

Стаття 105 ЦКУ передбачає, що уповноважені органи, які прийняли рішення про припинення юридичної особи, зобов'язані негайно письмово повідомити про це орган, що здійснює державну реєстрацію (далі – орган реєстрації). На підставі повідомлення орган реєстрації вносить до Єдиного

державного реєстру (далі ЄДР) відомості про те, що юридична особа перебуває у процесі припинення.

Наступним кроком є призначення уповноваженим органом за погодженням з органом реєстрації комісії з припинення юридичної особи і встановлення порядку та строків припинення юридичної особи. При цьому функції комісії з припинення юридичної особи можуть бути покладені уповноваженим органом на орган управління юридичної особи.

З моменту призначення комісії до неї переходять повноваження щодо управління справами юридичної особи. Комісія виступає в суді від імені юридичної особи, яка припиняється.

Повідомлення про припинення юридичної особи та про порядок і строк заявлення кредитором вимог до неї комісія з припинення юридичної особи розміщає об'яву в друкованих засобах масової інформації, у яких публікуються відомості про державну реєстрацію юридичних осіб. П. 4 ст. 105 ЦКУ передбачає, що строк заявлення кредитором вимог не може становити менше двох місяців з дня публікації повідомлення про припинення юридичної особи. Комісія вживає всіх можливих заходів щодо виявлення кредиторів, а також письмово повідомляє їх про припинення юридичної особи. В умовах реформування залізничного транспорту кредитори виявляються в процесі проведення інвентаризації. І вже на I стадії проведення інвентаризації необоротних активів цю роботу доцільно проводити. У свою чергу, відповідно до статті 107 ЦКУ кредитор юридичної особи, що припиняється, може вимагати від неї дострокового виконання зобов'язання.

Після закінчення строку для висунування вимог кредитором та задоволення чи відхилення цих вимог комісія з припинення юридичної особи складає передавальний акт (у разі злиття, приєднання чи перетворення) або розподільчий баланс (у разі поділу), які мають містити положення про правонаступництво щодо всіх зобов'язань юридичної особи, що припиняється, стосовно всіх її кредиторів та боржників, включаючи зобов'язання, які оспорується сторонами. Передавальний акт та розподільчий баланс затверджуються уповноваженим органом. Нотаріально засвідчені копії цих документів передаються органу реєстрації за місцем державної реєстрації юридичної особи, що припиняється, та місцем державної реєстрації правонаступника як юридичної особи.

Наведена вище процедура покладена в основу порядку державної реєстрації припинення юридичної особи, викладеного в Розділі IV Закону України «Про державну реєстрацію юридичних осіб та фізичних осіб — підприємців» від 15 травня 2003 р. № 755-IV (далі Закон про держреєстрацію). Згідно з цим Законом державна реєстрація припинення юридичної особи відбувається в кілька етапів, ключовими серед яких є:

- державна реєстрація рішення уповноваженого органу про припинення юридичної особи;
- складання комісією з припинення юридичної особи, сформованої уповноваженим органом за погодженням з органом реєстрації, за результатами розрахунків з кредиторами передавального акта;
- державна реєстрація припинення юридичної особи.

Усі згадані вище законодавчі акти чітко не визначають орган, уповноважений приймати рішення про припинення державного підприємства, що реорганізується, поза судовим процесом. Так, ЦКУ взагалі не розглядає дане питання, а ГКУ визначає, що таке рішення приймається власником (власниками) або уповноваженим ним органом. У свою чергу, у Законі про держреєстрацію зазначено, що юридична особа може бути припинена, зокрема, за рішенням, прийнятим засновниками (учасниками) юридичної особи або уповноваженим ними органом.

Логічно вважати, що рішення про припинення державного підприємства має приймати міністерство або відомство, за чиїм рішенням це підприємство було створене, або правонаступник зазначеного органу виконавчої влади у разі його реорганізації. До того припинення юридичної особи за своєю сутністю є складовою процедури реорганізації або ліквідації.

В умовах реформування залізничного транспорту це повинно бути визначено в законодавчому акті, який визначає особливості реформування залізничного транспорту.

Відповідно до Закону України «Про управління об'єктами державної власності» від 21 вересня 2006 р. № 185-V ст. 7 ФДМУ виступає від імені держави засновником господарських організацій, до статутних фондів яких передається державне майно, у тому числі підприємств, які підлягають корпоративізації відповідно до законодавства.

Стаття 12 Закону України «Про приватизацію державного майна» від 4 березня 1992 р. № 2163-XII (*далі* – Закон про приватизацію) встановлює, що з моменту прийняття рішення про приватизацію майна державного підприємства орган, що здійснює управління майном цього підприємства, передає у встановленому порядку функції з управління цим майном державним органам приватизації [4].

Таким чином, при перетворенні державних підприємств у ДАК в процесі реформування рішення про припинення цього підприємства згідно з нормами ГКУ та Закону про держреєстрацію приймає орган, уповноважений управляти його майном. Водночас Засновник може приймати таке рішення лише після делегування йому в процесі реформування функцій з управління державним майном відповідно до зазначеної вище норми статті 12 Закону про приватизацію [4].

Виконання органами, уповноваженими управляти державним майном, функції припинення державного підприємства в процесі його реорганізації визначає певні особливості в складі документів, які оформляються в процесі проведення цієї процедури (*табл. 1*).

Особливістю Закону про держреєстрацію є те, що він встановлює досить жорсткі строки виконання кожного з етапів державної реєстрації. Безперечно, це позитивний момент, спрямований на уникнення гальмування чи блокування процедур створення, реорганізації або ліквідації суб'єктів господарювання. Зокрема, при проведенні процедури державної реєстрації припинення юридичної особи цим Законом визначено такі строки виконання робіт:

погодження уповноваженим органом з органом реєстрації складу комісії з припинення юридичної особи – два-три робочих дні з дати надходження всіх необхідних документів до органу реєстрації щодо прийнятого уповноваженим органом рішення про припинення юридичної особи (ч. 9 та 10 ст. 34);

внесення до Єдиного державного реєстру запису про рішення засновників (учасників) юридичної особи або уповноваженого ними органу щодо припинення юридичної особи – один день з дати надходження всіх необхідних документів до органу реєстрації щодо прийнятого уповноваженим органом рішення про припинення юридичної особи (ч. 1 ст. 35);

розміщення в друкованих засобах масової інформації повідомлення про припинення юридичної особи та про порядок і строк висування кредиторам вимог до неї – десять робочих днів з дати внесення відповідного запису до Єдиного державного реєстру (ч. 18 ст. 22);

складання та затвердження передавального акта – не менше двох місяців з дати опублікування повідомлення про припинення юридичної особи (ч. 1 ст. 37);

внесення до Єдиного державного реєстру запису про проведення державної реєстрації припинення юридичної особи – три робочих дні з дати над-

ходження документів для проведення державної реєстрації припинення юридичної особи (ч. 9 ст. 36);

розміщення в друкованих засобах масової інформації повідомлення про державну реєстрацію припинення юридичної особи – десять робочих днів з дати внесення відповідного запису до Єдиного державного реєстру (ч. 18 ст. 22).

Загальний строк виконання всіх робіт, передбачених процедурою державної реєстрації припинення юридичної особи, відповідно до Закону про держреєстрацію досягає трьох місяців.

Перед учасниками процесу реорганізації юридичної особи постає також завдання проведення процедури державної реєстрації нової юридичної особи – правонаступника державного підприємства, яка також складається з кількох етапів і вимагає певних витрат часу та коштів (табл. 2). У зв'язку з цим виникає проблема узгодження за часом проведення дій з припинення державного підприємства, що реорганізується, та державної реєстрації його правонаступника.

Зрозуміло, що зазначені процедури не можуть виконуватися одна за одною, оскільки тоді через розрив у часі між ними не вдасться зберегти майновий комплекс і замість реорганізації державного підприємства фактично відбудеться його ліквідація з усіма відповідними наслідками. Таким чином, певні заходи за зазначеними процедурами мають виконуватися одночасно в процесі реорганізації.

Насамперед це стосується завершальних етапів робіт – державної реєстрації припинення юридичної особи, що реорганізується, та державної реєстрації нової юридичної особи – правонаступника, а також етапу подання до реєстраційного органу всіх необхідних документів.

Разом з тим із цього не випливає, що інші роботи, які виконуються в рамках реалізації зазначених процедур, також мають збігатися в часі. Так, підготовка установчих документів нової юридичної особи, створеної на базі особи (осіб), яка припиняється в процесі реорганізації, може здійснюватися лише після завершення розрахунків з кредиторами у строк, встановлений процедурою припинення.

Вступний баланс нової юридичної особи має складатися на основі передавального акта, що затверджується уповноваженим органом при проведенні процедури припинення. Якщо ця умова не виконана, а вступний баланс складено ще до завершення всіх розрахунків з кредиторами, виникає загроза невідповідності балансових показників реальному складу активів та пасивів, що переходять до новоствореної юридичної особи.

Т а б л и ц я 2

Державна реєстрація компанії, що створюється в процесі реформування

№ п/п	Зміст робіт	Документи	Підстава
1	2	3	4
1	Прийняття рішення про створення ДАК	Наказ	Ч. 1 ст. 56 ГКУ
2	Затвердження статуту компанії	Наказ	Ч. 5 ст. 57 ГКУ
3	Засвідчення Державною комісією з цінних паперів та фондового ринку України звіту про проведення підписки на акції	Звіт *	Ч. 5 ст. 24 Закону про приватизацію *

Продовження таблиці 2

1	2	3	4
4	Подання документів для державної реєстрації нової юридичної особи	Рекомендований лист, до якого додаються: заповнена реєстраційна картка на проведення державної реєстрації юридичної особи; копія рішення засновників або уповноваженого ними органу про створення юридичної особи у випадках, передбачених законом; два примірники установчих документів; документ, що засвідчує внесення реєстраційного збору за проведення державної реєстрації юридичної особи; звіт про проведення підписки на акції, який засвідчено Державною комісією з цінних паперів та фондового ринку України	Ч. 1 ст. 24 Закону про приватизацію Ч. 5 ст. 24 Закону про приватизацію (у разі державної реєстрації відкритих акціонерних товариств)
5	Внесення в Єдиний державний реєстр запису про проведення державної реєстрації	Запис	Ч. 4 ст. 25 Закону про приватизацію Строк державної реєстрації юридичної особи не повинен перевищувати трьох робочих днів з дати надходження документів для проведення державної реєстрації юридичної особи Ч. 4 ст. 25 Закону про приватизацію Дата внесення до Єдиного державного реєстру запису про проведення державної реєстрації юридичної особи є датою державної реєстрації юридичної особи
6	Розміщення в друкованих засобах масової інформації, в яких публікуються відомості про державну реєстрацію ДАК		Ч. 10 ст. 58 ГКУ Ч. 1 ст. 22 Закону про приватизацію

При реорганізації державних підприємств в процесі реформування або корпоратизації шляхом їх перетворення у ДАК до проведення процедур припинення юридичних осіб та створення на їх базі нового суб'єкта господарювання встановлюються додаткові вимоги, пов'язані з необхідністю додержання норм законодавства з питань приватизації (корпоратизації). Так, Законом про приватизацію встановлюються такі строки виконання окремих робіт у процесі підготовки об'єкта приватизації до продажу:

- затвердження складу комісії з приватизації (корпоратизації) – один місяць з дня прийняття державним органом приватизації рішення про приватизацію об'єкта (ч. 1 ст. 13);

- подання комісією з приватизації (корпоратизації) до державного органу приватизації проекту плану розміщення акцій – два місяці з дня затвердження складу комісії з приватизації (ч. 1 ст. 13);

- затвердження державним органом приватизації плану розміщення акцій – десять днів з дня надходження проекту цього документа від комісії з приватизації (ч. 4 ст. 14).

При цьому слід враховувати, що відповідно до статті 14 Закону про приватизацію проект плану розміщення акцій повинен передбачати, зокрема, розмір статутного фонду господарського товариства, створюваного на базі державного підприємства, що реформується (корпоратизується). Крім того, до проекту плану розміщення акцій ВАТ, створеного в процесі корпоратизації, необхідно додати акт оцінки вартості об'єкта корпоратизації, який складається відповідно до законодавства з питань приватизації (корпоратизації) і затверджується Засновником.

Отже, проект плану розміщення акцій, а разом з ним і акт оцінки вартості об'єкта приватизації складаються комісією з приватизації вже після затвердження передавального акта, який оформляється в процесі проведення процедури припинення державного підприємства, що реформується.

Як бачимо, виконання робіт з припинення державного підприємства, що реформується, повинно дещо випереджати в часі підготовку документів, на підставі яких здійснюватимуться подальше формування ДАК та розміщення його акцій.

* Відповідно до роз'яснення ДКЦПФР від 29.12.2004 р. № 7 „Щодо питання реєстрації ВАТ, створених із державних підприємств у процесі приватизації та корпоратизації“

„... при державній реєстрації АТ, створених із державних підприємств у процесі приватизації та корпоратизації, звіт про наслідки підписки на акції до органу державної реєстрації не надається“.

Подібно до Закону про приватизацію постановою Кабінету Міністрів України «Про затвердження Положення про порядок корпоратизації підприємств» від 5 липня 1993 р. № 508, прийнятою на виконання Указу Президента України від 15 червня 1993 р. № 210, «Про корпоратизацію підприємств», встановлюються такі строки виконання окремих робіт з корпоратизації державних підприємств:

- подання керівником підприємства, що корпоратизується, засновнику (органу, уповноваженому управляти майном підприємства) пропозицій щодо складу комісії з корпоратизації – два тижні з моменту початку корпоратизації, визначеного відповідно до пункту 7 згаданого Указу Президента; затвердження засновником складу комісії з корпоратизації – один тиждень з дня надходження до нього відповідних пропозицій від керівника підприємства;

- подання комісією з корпоратизації засновнику акта оцінки вартості цілісного майнового комплексу підприємства, що підлягає корпоратизації, проекту плану розміщення акцій та проекту статуту відкритого акціонерного това-

риства – два місяці з дня затвердження засновником складу комісії з корпоратизації;

затвердження засновником акта оцінки вартості цілісного майнового комплексу підприємства, що підлягає корпоратизації, – один тиждень з дня надходження до засновника зазначених вище документів;

прийняття рішення про створення відкритого акціонерного товариства та затвердження його статуту – десять днів з дня надходження до засновника зазначених вище документів.

З огляду на це постає питання про покладення на комісію з корпоратизації функцій комісії з припинення юридичної особи, яка створюється відповідно до частини 2 статті 105 ЦКУ. На нашу думку, це робити не доцільно. Адже ЦКУ встановлює, що з моменту призначення комісії з припинення юридичної особи до неї переходять повноваження щодо управління справами цієї юридичної особи. При цьому комісія з припинення юридичної особи має виступати в суді від імені юридичної особи, що припиняється. З іншого боку, до складу комісії з корпоратизації входять представники не лише органу засновника, а й інших міністерств та відомств, які не уповноважені виконувати роботи з припинення юридичної особи.

Тому в даному випадку доцільним є створення засновником комісії з припинення юридичної особи окремо від комісії з корпоратизації з включенням до її складу керівників державного підприємства, що корпоратизується. Завдяки цьому вдасться уникнути проблем, пов'язаних з делегуванням повноважень керівника підприємства іншим особам, що має відбуватися в процесі припинення юридичної особи згідно з нормою статті 105 ЦКУ [5].

Висновки. Таким чином, нові вимоги цивільного законодавства до проведення реорганізації юридичних осіб додатково ускладнюють порядок реформування (корпоратизації) державних підприємств, одночасне створення та подальшу діяльність на цих підприємствах як комісії з корпоратизації, так і комісії з припинення юридичної особи, паралельне виконання цими комісіями різних робіт. Тому надзвичайно актуальною є координація дій (рис. 1, 2) зазначених комісій, спрямованих на додержання процедурних норм законодавства у сфері державної реєстрації суб'єктів господарювання заходів та законодавства з питань корпоратизації.

Слід зазначити, що комісія з реформування вважається ліквідованою з моменту державної реєстрації ДАК

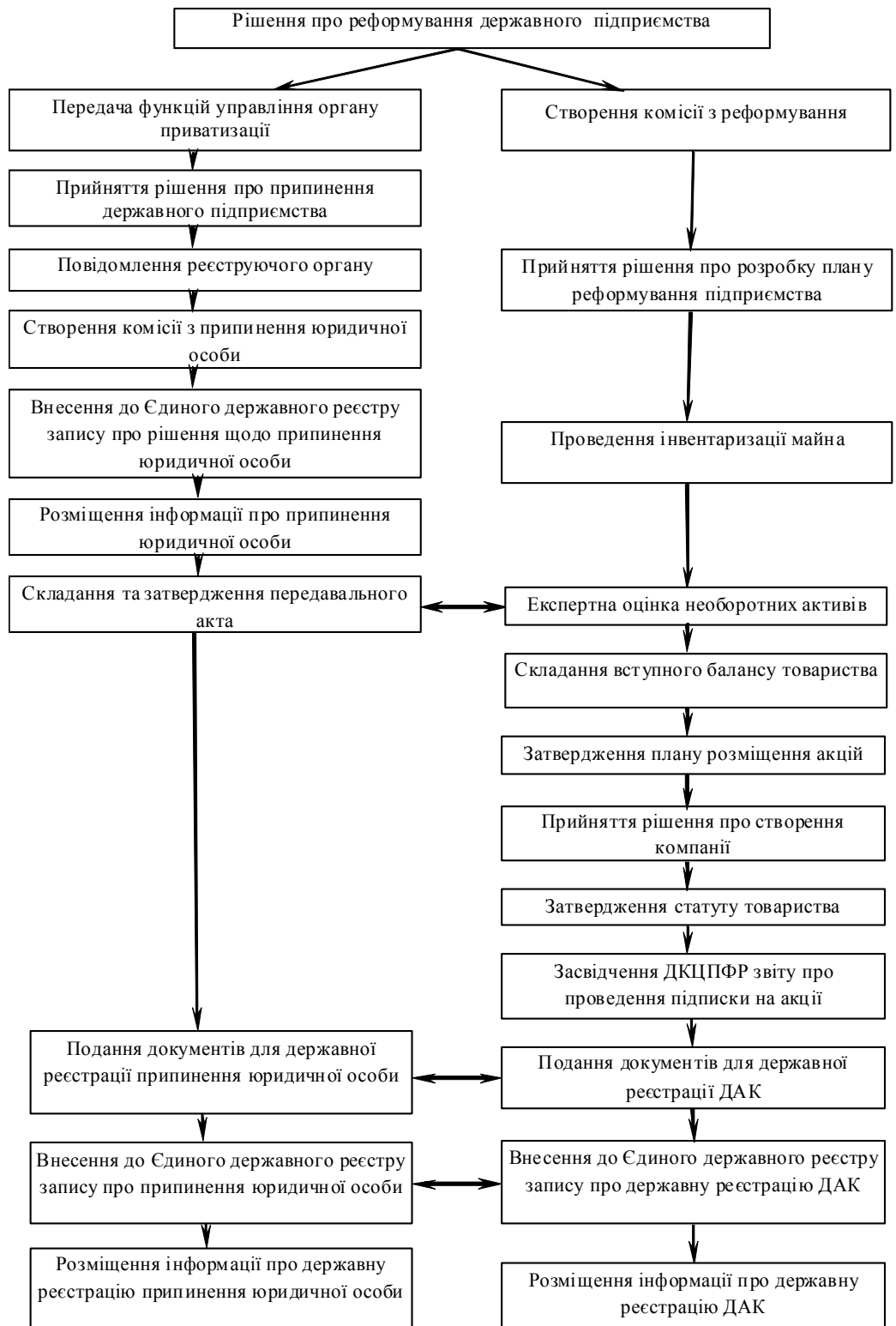


Рис. 1. Порядок перетворення державного підприємства у державне акціонерне товариство в процесі приватизації

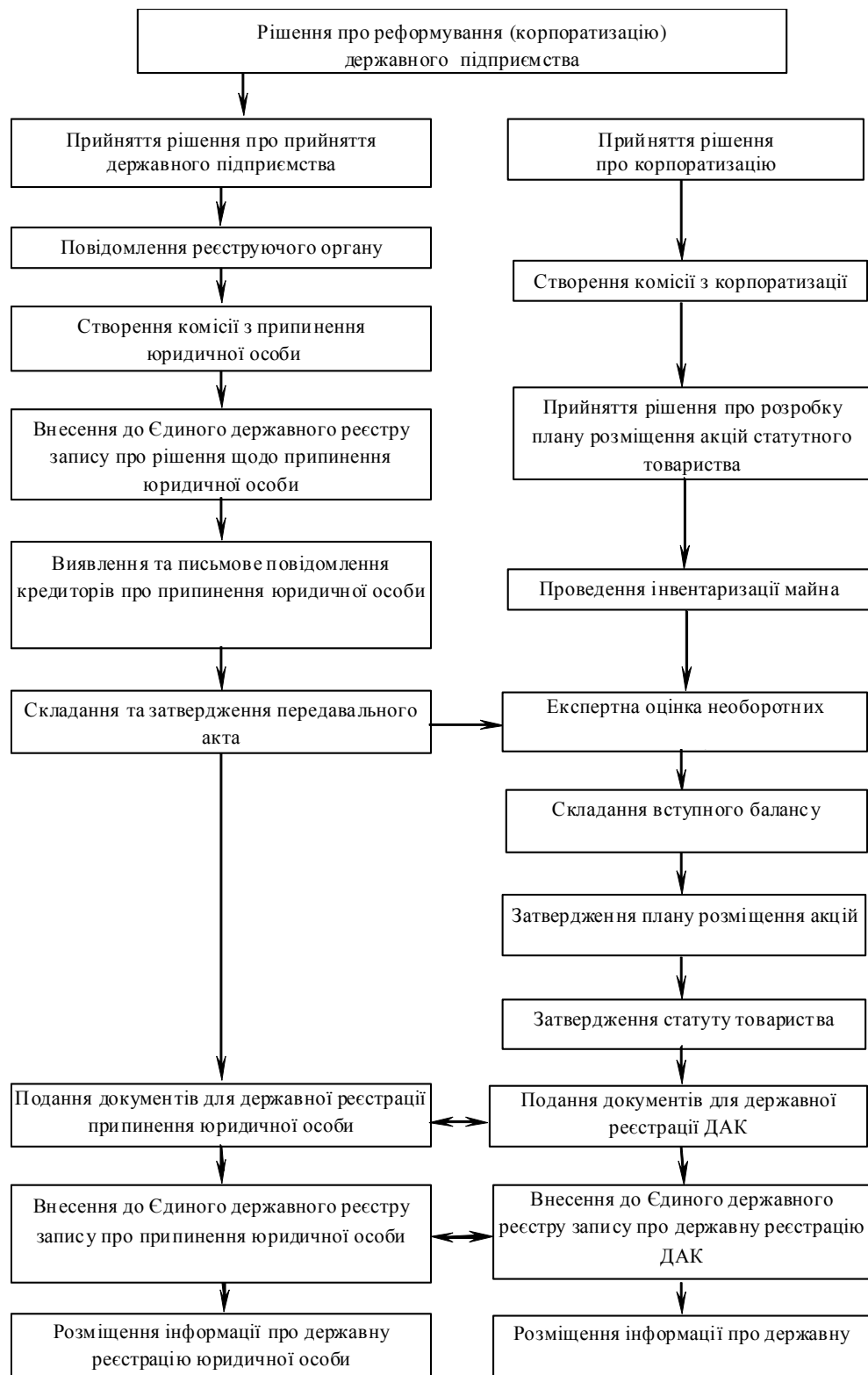


Рис. 2. Порядок перетворення державного підприємства у ДАК в процесі реформування (корпоратизації)

ЛІТЕРАТУРА

1. Концепція державної програми розформування залізничного транспорту схвалена розпорядженням КМУ від 27 грудня 2006 р. №651-р. <http://portal.rada.gov.ua>.
2. Указ президента України «Про корпоратизацію підприємств» із змінами та доповненнями. <http://portal.rada.gov.ua>.
3. Постанова КМУ від 5 липня 1993 р. №508 «Про затвердження положення про порядок корпоратизації підприємств» із змінами та доповненнями. <http://portal.rada.gov.ua>
4. Закон України «Про приватизацію державного майна» із змінами та доповненнями. <http://portal.rada.gov.ua>.
5. Цивільний кодекс України. <http://portal.rada.gov.ua>.
6. Господарський кодекс України. <http://portal.rada.gov.ua>.
7. Олійник Г.Ю. Особливості стратегії корпоратизації підприємств залізничного транспорту України. Збірник наукових праць Київського університету економіки і технологій транспорту: Серія «Економіка і управління». - Вип. 8. – КУЕТТ, 2006. – С. 147-157.

УДК 629.424.14

Крашенінін О.С., Іванченко Д.А., Бондаренко Є.В.,
Шапатіна О.О.

ОЦІНКА КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ НОВОГО ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

В статті приводяться розрахунки для оцінки рівня конкурентоспроможності тягового рухомого складу на прикладі модернізації маневрового тепловозу

Вступ. Сучасні вимоги щодо впровадження нового тягового рухомого складу (ТРС) передбачають оцінку ряду його кваліметричних показників, що часто співпадають з традиційними. Разом з цим в умовах ринкових відносин перед залізничним транспортом виникло ряд завдань, які потребують наукового обґрунтування. Особливо це стосується оцінки якості продукції на всіх етапах її життєвого циклу і одного з найважливіших його показників конкурентоспроможності.

Останні дослідження. За даними ряду досліджень конкурентоспроможність транспортної продукції може бути оцінена при визначеному наблизненні по індексу конкурентоспроможності по формулі:

$$I_K = \frac{E_U}{E_U^*}, \quad (1)$$

де E_U – конкурентоспроможність варіанта, що пропонується;

E_U^* – показник конкурентоспроможності базового аналога.

Рішення вибирається, якщо $I_K \geq 1$. База порівняння постійно змінюється. Це відбувається у зв'язку з коливанням кон'юнктури транспортного ринку, інноваційними процесами та іншим, внаслідок чого порівняння приймає динамічний характер.

Конкурентоспроможність може визначатися аналогічно показнику абсолютної економічної ефективності (відношення корисного результату до сумар-

них витрат споживача). В загальному випадку даний показник визначається по формулі:

$$E_U = \frac{U}{C_{II} + Z_{доп}}, \quad (2)$$

де U – інтегральний показник, який відображає результативність роботи, враховуючи сукупний економіко-технологічний потенціал і якість транспортної продукції, грн.;

C_{II} – вартість перевезення, грн.;

$Z_{доп}$ – додаткові витрати, які залежать від якості транспортного обслуговування, грн.

Можна зробити висновок, що якість у сполученні з ціною транспортної послуги для користувача складає основу всього поняття "конкурентоспроможність".

Мета статті. В сучасних ринкових умовах ефективність використання тягового рухомого складу залізниці полягає не тільки в виконанні ним господарських задач, а й створенні умов і перспектив його переважного використання в перевезеннях. Тому на всіх стадіях його функціонування доцільно проводити комплексну оцінку його конкурентоспроможності.

Основний матеріал. Тенденція зростання обсягів виробництва, що намітилась в деяких галузях, а, таким чином, і перевезень, визиває необхідність її закріплення шляхом збільшення конкурентоспроможності на залізничному транспорті. Питання економічної оцінки конкурентоспроможності і виявлення основних резервів її підвищення представляють значний теоретичний та практичний інтерес.

У випадку використання різних по суті параметрів для розрахунку R_U необхідно застосовувати середньозважений індекс конкурентоспроможності параметрів I_n , який розраховується наступним чином:

$$I_n = \sum i_j \cdot \alpha_j, \quad (3)$$

де i_j – частковий індекс j -го показника;

α_j – вага (значність) j -го показника.

Часткові індекси i_j розраховуються як відношення величини i -го показника зразка, що досліджується до величини показника еталона, а саме:

$$i_j = \frac{k_j^{обп}}{k_j^{эм}}. \quad (4)$$

В якості еталона приймається найбільш конкурентоспроможний зразок, який відповідає сучасним досягненням науки, техніки і комерційного успіху.

Ваги (значимість) j -го показника α_j визначаються по результатам експертних оцінок, які розраховуються, або самостійно, або за матеріалами рейтингу даних об'єктів.

При розрахунку інтегрального показника конкурентоспроможності із застосуванням індексу I_n необхідно розраховувати ціну споживання також в індексній формі:

$$I_3 = \sum i_j \cdot \beta_j, \quad (5)$$

де i_j – частковий індекс j -го показника витрат;
 β_j – вага j -го показника витрат.

У даному випадку i_j розраховується наступним чином:

$$i_j = \frac{Z_j^{обп}}{Z_j^{эм}}, \quad (6)$$

де $Z_j^{обп}$ і $Z_j^{эм}$ – відповідно елементи ціни споживання (витрат) для зразка та еталона.

Для оцінки конкурентоспроможності нових локомотивів можна використовувати наступну залежність. Зокрема для тепловозу:

$$I_n^l = \frac{P_i}{P_{эм}} \alpha_p + \frac{t_{эм}}{t_i} \alpha_t + \frac{v_i}{v_{эм}} \alpha_v + \frac{F_i}{F_{эм}} \alpha_F + \frac{L_{эм}}{L_i} \alpha_L,$$

$$I_3^l = \frac{K_i}{K_{эм}} \alpha_K^{эм} \cdot i_T + \frac{E_{рем}}{E_{рем}^{эм}} \alpha_{рем}^{эм} \cdot i_T + \frac{E_э^i}{E_э^{эТ}} \alpha_{E_э}^i \cdot i_T, \quad (7)$$

де P – потужність локомотива, кВт;
 t – питома витрата палива, кг/кВт·год;
 v – конструктивна швидкість локомотива, км/год;
 F – питома сила тяги локомотива;
 L – довжина локомотива, м;
 K – вартість локомотива, тис. грн.
 $E_{рем}$ – вартість ремонту, тис. грн.
 $E_э$ – експлуатаційні витрати, тис. грн.
 T – термін служби, років.

Індекс терміну служби, який необхідний для співставлення витрат на ремонт та експлуатацію рухомого складу, визначається за формулою:

$$i_T = \frac{T_{сл}^{эТ}}{T_{сл}^i}. \quad (8)$$

В якості прикладу наведемо оцінку рівня конкурентоспроможності при конвертації маневрових тепловозів на стиснений природний газ. За даними попередніх досліджень в якості споживчих показників обрані показники екологічності, показники собівартості маневрової роботи і показники витрати палива.

При використанні різних по суті показників для розрахунку середньозваженого індексу конкурентоспроможності використовується формула (3).

Частковий індекс розраховується, як відношення величини j -го показника досліджуваного еталону до величини показника зразка.

Вага j -го показника α_j визначаються за результатами експертних оцінок з урахуванням ефекту від модернізації.

Обрані показники конкурентоспроможності занесені до табл. 1.

Таблиця 1

Значення показників конкурентоспроможності для зразка і еталону та їх вага

Показник	Кількість викидів забруднюючих речовин, т	Собівартість години маневрової роботи, грн.	Вартість річної витрати палива, тис. грн.
Зразок	730,5	3334,03	23975,9
Еталон	422,8	264,02	9936,0
Вага	0,1	0,5	0,4

Тоді запишемо формулу для визначення середньозваженого індексу конкурентоспроможності I' у вигляді:

$$I' = \frac{G_{\sum \text{річ}}^{\Gamma}}{G_{\sum \text{річ}}^{\Delta}} \alpha_G + \frac{C_{\text{Кооп}}}{C_{\text{Баз}}} \alpha_C + \frac{C_{\text{річ}}^{\Gamma}}{C_{\text{річ}}^{\Delta}} \alpha_{C_{\text{річ}}}$$

де $G_{\sum \text{річ}}$ – кількість викидів забруднюючих речовин, т;
 C – собівартість години маневрової роботи, грн.;
 $C_{\text{річ}}$ – вартість річної витрати палива, тис. грн.

Підставляючи у формулу значення показників, отримаємо:

$$I_{\text{г}} = \frac{730,5}{422,8} 0,1 + \frac{334,03}{264,02} 0,5 + \frac{23975,9}{9936} 0,4 = 1,77$$

Висновки.

Таким чином, показник конкурентоспроможності при конвертації тепловозів на газове паливо відповідно до прототипу вище в 1,77 разів.

В цілому це приведе до значної економії експлуатаційних витрат залізничним транспортом, вплине на кількість і якість послуг і конкурентоспроможність ТРС по відношенню до інших видів транспорту.

Література

1. Методические указания по определению экономической эффективности новой техники, изобретений и рационализаторских предложений на железнодорожном транспорте. –М.: 1991. –236с.
2. Хэл Р.Вэрианн. Микроэкономика. Промежуточный уровень. –М.: Издательское объединение «ЮНИТИ», 1977. –154с.
3. Тартаковский Э.Д., Фалендыш А.П. Определение технического уровня маневровых локомотивов по априорной информации. // Информационно-управляющие системы на железнодорожном транспорте. –1997, –№2 –С.54.
4. Тартаковский Э.Д., Фалендыш А.П. Методика оценки технического уровня машин по удельным показателям. //Удосконалення засобів механізації на транспорті та підвищення зносостійкості елементів машин. Міжвуз. зб. наук. пр. –Харків: ХарДАЗТ, –1997. -вип.30.–С. 94–95.
5. Фалендыш А.П. Методика квалиметрической оценки маневровых тепловозов. // Управление технической эксплуатацией локомотивов. Межвуз. сб. научн. тр. –Харьков: ХарГАЗТ. –1997. –вып. 29.– С. 44–46.

Шабалин Н.Г., Родионов Е.Т., Глибчак П.А., Морозова Н.А.

УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ АУТСОРСИНГОВЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ В ПУТЕВОМ КОМПЛЕКСЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА НА ОСНОВЕ ДОБРОВОЛЬНОЙ СЕРТИФИКАЦИИ

В статье изложен взгляд на проблему управления качеством аутсорсинговой деятельности в ОАО «РЖД». Показана необходимость формирования системы добровольной сертификации аутсорсинговых услуг, закрепления ответственности за конкретными предприятиями. Сформулированы предпосылки для построения модели управления качеством деятельности подрядных организаций.

Очередной пересмотр управленческих постулатов на железнодорожном транспорте начался как поиск путей разрешения ряда противоречий особенно обострившихся в период реформирования. В их числе: исчерпание возможностей экстенсивного роста, обострение конкурентной борьбы между видами транспорта, падение темпов роста производительности труда. Традиционные управленческие подходы с ориентацией на валовые показатели и массовое производство уже не обеспечивали эффективного взаимодействия участников по горизонтали, не уделяли достаточного внимания конечному потребителю и в настоящее время себя не оправдывают.

Одними из базовых условий развития компании были приняты структурирование бизнес-функций и разработка мероприятий по росту эффективности ее деятельности. В этой связи внедрение аутсорсинга – способа выполнения второстепенных видов деятельности, дало дополнительные преимущества по снижению издержек, уменьшению внутренней бюрократии, ускорению процесса принятия решения, увеличению гибкости, концентрации усилий на качестве и достижении стратегических целей.

Следует отметить, что завышенная оценка деятельности аутсорсера была характерна для первых лет, когда неудовлетворенный спрос поглощал практически любой объем услуг предлагаемый аутсорсерами. Сегодня аутсорсинг в классической форме, как предоставление услуги, когда компания заказчик покупает у другой компании-аутсорсера какую-либо услугу, все чаще встречает вполне обоснованную критику. На сегодняшний день стремительное, но стихийное, нормативно не обеспеченное внедрение аутсорсинга в российскую экономику, создает ряд серьезных проблем. Аутсорсинг применяется на всех дорогах сети в той или иной степени, но отстроенной идеологии и, вследствие этого, эффективно работающих аутсорсинговых компаний немного.

На железнодорожном транспорте применение аутсорсинга и его разновидности – аутстаффинга наиболее эффективно в сферах деятельности подверженных значительным сезонным колебаниям потребности в персонале. В первую очередь это пассажирский и путевой комплексы. Дефицит в квалифицированном персонале рабочих специальностей в летнее время достигает 65 %. Не смотря на то, что ситуация повторяется ежегодно, практически отсутствует достоверное прогнозирование и, как следствие, адекватное планирование деятельности аутсорсинговых предприятий по предоставлению персонала.

Система управления аутсорсингом в путевом комплексе, как впрочем, и в большинстве структурных подразделений ОАО «РЖД», в силу ряда объективных причин может характеризоваться, как требующая совершенствования. Ставящиеся задачи по оказанию полноценных и качественных услуг зачастую

являются размытыми. Деятельность менеджеров и исполнителей в существующей системе не всегда приводит к улучшению сложившегося положения. Причин для существования подобной ситуации несколько:

- низкая эффективность взаимодействия между различными уровнями и подразделениями органов власти, учреждений и организаций;
- отсутствие четких критериев и стандартов, определяющих качество услуг;
- размытость ответственности и отсутствие действенной системы стимулирования эффективного управления;
- редкое и неэффективное использование инструментов контроля качества, как контролирующими органами, так и конечными получателями услуг.

В настоящее время пересматривается и теоретические представления на рациональное применение трудовых ресурсов, сформированное западным менеджментом. В отрасли наблюдаются подчас противоречащие друг другу, попытки синтеза опыта различных школ рационального управления, а также адаптации к специфическим национальным условиям. Жесткое, строго формализованное управление и стратегическое планирование постепенно трансформируется в концепцию стратегического управления, изменяются основные принципы планирования и контроля, оптимизируется численность персонала занятого в структурах отрасли.

В этих условиях задача центрального аппарата ОАО «РЖД» – трансформировать стихийный аутсорсинг в цивилизованный, выработать концепцию единого подхода, цели, методы и средства их достижения.

В ОАО «РЖД» за последние пять лет достигнут заметный прогресс в области регулирования деятельности подрядных организаций, предоставляющих услуги и персонал филиалам компании. Однако положительный эффект при этом часто снижается из-за некачественного проведения работ, а также применения персонала не обладающего необходимой квалификацией. Деятельность слабо организованных предприятий приводит к "неполноценности" создаваемых на их основе услуг. Актуальна проблема качества заемного труда в первую очередь для путевого комплекса, качество работ в котором прямо связано с безопасностью перевозок.

В этой связи, в целях регулирования рынка аутсорсинговых услуг, в ОАО «РЖД» целесообразным представляется создание и развитие системы сертификации аутсорсинговой и аутстаффинговой деятельности. Эта система должна способствовать повышению качества предоставляемых услуг, доля которых в деятельности компании интенсивно растет.

Разработанный нами подход к управлению и контролю качества в сфере аутсорсинга, с нашей точки зрения, предполагает не только реализацию ряда мероприятий, создающих потенциал для перехода на более качественный уровень управления, но и предусматривает механизмы, с помощью которых этот переход станет возможным.

Основным принципом развития аутсорсинга в путевом комплексе должен стать централизованный контроль качества деятельности аутсорсинговых предприятий. То есть должны быть в наличии базовые формализованные правила деятельности и единый центр контроля качества исполнения аутсорсинговых проектов. Установление даже элементарных правил регулирования деятельности приводит к радикальному синергетическому эффекту, а отсутствие таких правил, то есть скрытое неуправляемое развитие приводит к неизбежным проблемам.

Гарантия качества в рыночных условиях, в соответствии с международной практикой, чаще всего дается в виде документа (сертификата), который свидетельствует о соответствии фактических параметров услуг нормативам. Установление соответствия продукции (услуг) нормам или сертификация – общепризнанная в международной практике процедура.

Впервые, попытка упорядочить сферу аутсорсинга в области пассажирских перевозок была предпринята Ассоциацией аутсорсинговых предприятий «Даль-Экспресс». В 2005 году Ассоциацией совместно со специалистами ВНИИС и ОАО «РЖД» была создана система добровольной сертификации аутсорсинговых предприятий на транспорте. Применение данной системы в течение трех лет позволило:

- заложить основу и предпосылки отраслевой независимой системы сертификации;
- подготовить нормативно-правовую основу для проведения полного цикла сертификации аутсорсинговых предприятий;
- разработать проект структуры отраслевой независимой системы сертификации аутсорсинговой и аутстаффинговой деятельности, ориентированной на аккредитованные органы по сертификации;
- создать базу данных по проблемам сертификации, доступную для широкого круга заинтересованных специалистов и студентов.

Следующим логичным шагом должно стать создание отраслевой системы сертификации аутсорсинга и аутстаффинга. Целью которой является проведение единой политики в части эффективного применения технологий аутсорсинга в сфере железнодорожного транспорта, на основе учета требований стандартов (международных, государственных и отраслевых) и проведении объективной и независимой оценки потребительских свойств отдельных компонентов и технологий как целостной системы.

В аспекте развития отраслевой системы сертификации необходимо решение следующих перспективных задач:

- разработка и реализация отраслевой политики стандартизации и сертификации технологий аутсорсинга, обеспечивающих эффективность процесса привлечения аутсорсинговых организаций, качества работ и услуг;
- разработка и внедрение отраслевых стандартов и нормативной базы для системной сертификации аутсорсинговых технологий в сфере транспорта;
- развитие региональной сети органов по сертификации с аккредитацией и лицензированием их деятельности;
- целенаправленная подготовка кадров для обеспечения потребностей отраслевой системы сертификации;
- проведение мониторинга и ведение отраслевого реестра сертифицированных технологий аутсорсинга, включая ведение учета;
- привлечение внимания научной общественности к проблемам сертификации аутсорсинговой и аутстаффинговой деятельности на транспорте.

В соответствии с действующим законодательством РФ под сертификацией понимается действие третьей стороны, независимой от производителя и потребителя продукции, доказывающее, что должным образом идентифицированная продукция соответствует конкретному стандарту (международному, национальному, отраслевому) или другому нормативному документу. В основе сертификации лежит совокупность технических процедур, позволяющих адекватно определить заявленную характеристику объекта сертификации.

По результатам испытаний может быть оформлен сертификат соответствия или заключение о несоответствии установленным требованиям. Сертификат является документом, выданным в соответствии с правилами системы сертификации и удостоверяющим, что объект соответствует установленным требованиям.

В ходе сертификации должен быть решен целый ряд общих и частных задач оценки качества аутсорсинговой деятельности. Во-первых, должна быть установлена полнота исходных данных и параметров, описываемых в технической и сопроводительной документации. Во-вторых, необходимо обеспечить применение стандартных (аттестованных) методик сертификации или разра-

ботку специальных методик, учитывающих особенности конкретного предприятия, деятельности или услуги. В-третьих, важной задачей является также оценка достоверности результатов сертификации. В-четвертых, заключительной задачей является обобщение результатов и получение окончательной оценки показателей качества сертифицируемого объекта.

Рыночные отношения заставляют использовать механизм независимой оценки качества. В этом случае добровольная сертификация может проводиться по заявке предприятия претендующего на выполнение определенного вида работ.

Наибольший эффект сертификации можно ожидать в тех областях деятельности железнодорожного транспорта где необходимость привлечения подрядных организаций сопряжена с высокими требованиями к качеству их услуг, обусловленными соблюдением норм безопасности. Вместе с тем, результаты сертификации должны окупать затраты на ее проведение, поэтому перед проведением сертификации необходима детальная экономическая оценка.

Разрабатываемые нами методические основы сертификации аутсорсинговой деятельности представляют собой систему научно обоснованных процедур, объединенных в единый технологический процесс, на каждом этапе которого разрабатываются документы, отражающие качество сертифицируемых услуг. Технологический процесс сертификации поддерживается, как правило, достаточно эффективными методиками и инструментами оценки качества.

В настоящее время в сфере сертификации накоплено значительное количество методических средств, широко применяемых в различных областях деятельности железнодорожного транспорта. В большинстве случаев предметно-содержательная часть этих методов является достаточно эффективной. В то же время ряд важных элементов, далеко не всегда соответствуют современным требованиям, что снижает достоверность и эффективность. Кроме того, отсутствие единого подхода, требований и критериев, делает затруднительным или невозможным их использование в различных регионах, филиалах и структурных подразделениях.

Различные условия функционирования служб и хозяйств, характер их деятельности, а также специфика аутсорсинга требуют предварительных исследований, как в системной, так и в предметной областях, поэтому, в таких случаях, требуется более высокий уровень формализации и документального оформления всех условий и результатов, чем при обычной сертификации продукции и услуг.

Создание отраслевой системы сертификации аутсорсинговой деятельности является в достаточной степени обособленной задачей, тесным образом связанной со спецификой деятельности подрядных организаций и транспортного комплекса в целом. Ее реализация в дальнейшем может являться основой для построения модели многомерного прогнозирующего управления качеством деятельности подрядных организаций в масштабах отрасли.

Бойко В.А.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СТАНЦИОННЫХ МОЩНОСТЕЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Предложен метод анализа и оценки работы многофункциональной железнодорожной станции предприятия с применением принципов функционально-стоимостного анализа (ФСА). Новый подход позволяет оценивать существующий уровень использования и определять пути повышения перерабатываемой мощности станции

Железнодорожный транспорт металлургических комбинатов характеризуется наличием грузовой станции, обслуживающей агломерационную фабрику. Такие станции рассчитаны на большой объем переработки груженых вагонов с сырьем (до 700 – 800 ед. в сутки) и отличаются многофункциональностью, вследствие чего на них приходится до 50 % общего времени оборота вагонов. Специфической особенностью их функционирования является значительные колебания объема транспортной работы при относительно стабильной величине вагонотока прибытия. Поэтому в отдельные периоды перерабатываемые мощности станции загружаются до предела и ее работа блокируется. Как следствие значительное увеличение оборота вагонов внешнего парка (ВП) и рост транспортных издержек [1].

Традиционный метод определения перерабатываемой способности, основанной на учете общего времени загрузки технических устройств станции, не отражает, в полной мере, выполняемые ими функции и степень их влияния на это время. Кроме того, отсутствует критерий для оценки степени воздействия той или иной функции на станционные процессы и разработки мер, направленных на повышение эффективности работы станции.

Целью настоящей статьи является разработка метода оценки перерабатываемой мощности грузовой станции с использованием функционально-стоимостного анализа (ФСА). Функциональный принцип реализуется на основе применения инверсного ФСА, как инструмента повышения эффективности.

Общие принципы функционирования станций различных типов (сортировочных, грузовых и др.) одинаковы. Однако, формы проявления функций весьма разнообразны. Поэтому на первом этапе, с использованием классификационных признаков ФСА, осуществляется функциональная декомпозиция грузовой станции, как системотехнического комплекса (СТК) на подсистемы, а также обозначаются и оцениваются выполняемые ими функции [2, 3].

В соответствии с классификацией функций любой системы (объекта) делятся на внешние (общесистемные) и внутренние (внутрисистемные). По признаку удовлетворения требований потребителя внешние функции делятся на главные и второстепенные. Главная функция выражает сущность поведения системы, то ради чего она создана. Она всегда единственная и интегрирует все логические группы функций системы. Второстепенные, - это функции, повышающие удобство использования системы.

Внутренние функции – это действия и взаимосвязи внутри системы, обусловленные принципом ее построения и особенностями реализации внутренних возможностей системы. Они делятся на основные (рабочие) и вспомогательные (обеспечивающие). Основные функции – это действия и способности системы, работающие на главную функцию. Каждая из них выражает всегда только одну из частей поведения системы и выполняется внутрисистемными носителями. Вспомогательные функции создают предпосылки и условия

для выполнения основных функций. Они формируют основные функции, а их число зависит от сложности функциональных связей системы.

В процессе реализации методологии ФСА функции делятся на действующие, которые система фактически выполняет, и требуемые, которые система должна иметь, чтобы полностью удовлетворять требованиям потребителя. Путем сравнения этих функций выделяются функции отсутствующие, которые система должна выполнять дополнительно для обеспечения требований потребителя, и ненужные, которые система выполняет, но в действительности они потребителю не требуются. Последние возникают как следствие незнания действительных потребностей производства или из-за недостаточной исследованности проблемы.

Новые решения всегда должны устранять ненужные функции и по возможности исключать их носители.

Идентификация функций, их селекция, группировка по основным признакам и реструктуризация позволяет разобраться в функциональной анатомии рассматриваемой системы и, в соответствии с требованиями потребителя, определить ее состояние и пути совершенствования.

В соответствии с принятой методологией и результатами анализа идентифицированы основные действующие функции грузовой станции, обслуживающей агрофабрику (рис. 1).

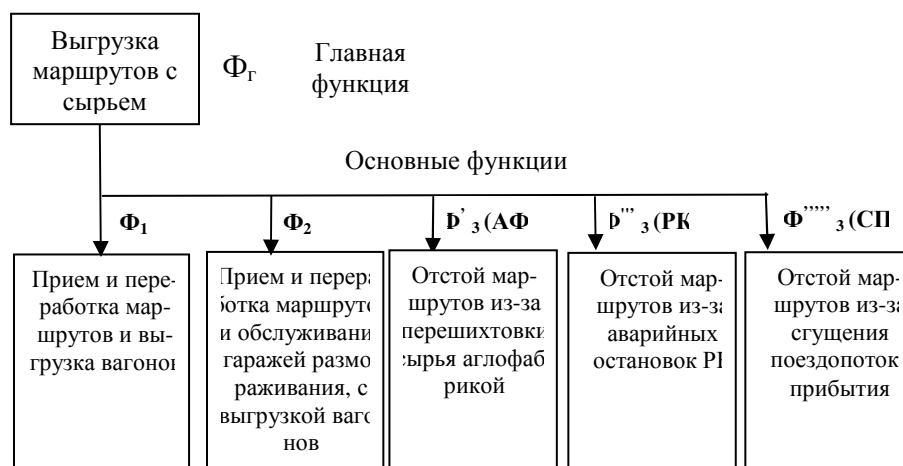


Рис. 1. Основные действующие функции грузовой станции, обслуживающей агрофабрику

По результатам исследований установлено, что при заданном объеме вагонопотока (Q), реализация основных функций обуславливает выполнение определенного объема транспортной работы (A , ваг. час), включающей технологические операции по переработке, передвижению и простоям вагонов. Базовый объем транспортной работы реализуется основными функциями Φ_1 и Φ_2 .

Вместе с этим, процесс переработки вагонопотока подвержен совместному или раздельному действию основных функций Φ_3 , Φ'_3 и Φ'''_3 , которые приводят к необходимости выполнения дополнительного объема транспортной работы ($A + \Delta A$).

При неизменной конструктивной схеме станции и ее технических устройств возрастающий объем транспортной работы существенно усложняет процесс переработки вагонопотока и приводит к значительному увеличению продолжительности переработки (T , час) и платы за пользование вагонами (C , грн).

Для установления причин и оценки создавшегося положения выполняется второй этап функционального анализа, который предусматривает декомпозицию грузовой станции, как СТК, на подсистемы и заключается в его анализе на микроуровне. По его результатам разработана маршрутно-технологическую модель, определяющая системные связи, которые образуют потоки: грузотранспортные (поезда, группы вагонов, локомотивы, грузы), информационные и документальные, а также формируют технологические траектории их передвижения и операции. То есть формируют вспомогательные функции для каждой основной функции (табл. 1).

Исходя из принципов методологии ФСА и основываясь на результатах проведенного анализа, можно отметить следующее:

- для бесперебойной работы грузовой станции требуемыми основными функциями являются Φ_1 и Φ_2 . Они характеризуются установившимся технологическими траекториями с законченным комплексом операций (вспомогательных функций) и в совокупности формируют главную функцию грузовой станции $\Phi_{гл.}$. В связи с указанным они определяют основные затраты времени и расход ресурсов на переработку вагонопотока;

- основные функции Φ_3 , Φ_3'' и Φ_3''' проявляются периодически, носят случайный характер, не содержат законченного комплекса операций (вспомогательных функций) и представляют собой локальный участок технологической траектории основных функций Φ_1 и Φ_2 . В конечном итоге именно рассматриваемые функции являются основными носителями неоправданных потерь времени и нерационального расходования ресурсов, что приводит к существенному увеличению затрат на реализацию главной функции грузовой станции.

Таким образом, проведенные исследования позволили установить следующее:

- из числа действующих основных функций к числу требуемых для работы грузовой станции относятся только основные функции Φ_1 и Φ_2 ;

- основные функции Φ_3 , Φ_3'' и Φ_3''' характеризуются общей целью и содержанием действий и их следует объединить в единую функцию Φ_3 – отстоя грузеных составов с последующей выгрузкой вагонов.

Модернизированная функциональная схема основных действующих функций представлена на рис. 2.

Наличие функции Φ_3 подтверждает, что в существующих условиях перерабатывающая способность станционных мощностей была определена без учета влияния случайных факторов, особенно в условиях зимнего режима работы грузовой станции и по этой причине ее нельзя считать ненужной (избыточной). Наиболее рациональным в данном случае является дополнительный учет выполнения комплекса действий функции Φ_3 и других потерь, связанных с зимним режимом работы грузовой станции в составе функций Φ_1 и Φ_2 .

Следовательно, эффективная работа многофункциональной грузовой станцией будет достигаться за счет обеспечения соответствия: величины фактического объема транспортной работы ($A + \Delta A$), имеющего место при выборочном или совместном выполнении основных функций Φ_1 , Φ_2 и Φ_3 , - и возможного объема этой работы (A_s), зависящего от ее перерабатывающей мощности, которая определяется конструкцией станции (принципиальной схемой, конструкцией и параметрами технических устройств и др.). При постоянном значении вагонопотока грузовой станции (Q) и нормативного времени оборота вагона на станции (T_n) можно записать, что:

$$A + \Delta A \leq A_s, \text{ вагоно.час/сутки} \quad (1)$$

Таким образом, одним из критериев оценки, определяющим работу многофункциональной грузовой станции следует считать объем транспортной работы ($A+\Delta A$).

Таблица 1

Маршруты основных транспортных потоков грузов станции и затраты времени на их выполнение

Вспомогательные функции (операции в элементах станции)		Основные функции				
		Φ_1	Φ_2	Φ_3'	Φ_3''	Φ_3'''
Горловина (передвижение маршрутов и групп вагонов)						
Приемо-отправочный парк (технологические операции, отстой вагонов)	технолог. операции					
	простой					
гаражи размораживания груза (разогрев груза)	разогрев груза					
	простой					
Вагоноопрокидыватели (выгрузка вагонов)						
Парк накопления (накопление групп вагонов)						
Общие затраты времени		$T_{об}$	$T_{об}$	$T_{об}$	$T_{об}$	$T_{об}$

Условные обозначения принятые в таблице: $t_1, t_2, t_3, t_{np}, t_4$ – время на занятие горловины, на обработку маршрута, на разделение маршрута на группы вагонов, на простой в ПОП или гаражах размораживания, на разгрузку вагонов на вагоноопрокидывателях, на разогрев груза в гаражах размораживания соответственно.

Однако, для одного и того же путевого развития, функции (Φ_1, Φ_2, Φ_3), выполняемые станцией, в различных условиях динамически перераспределяются, что существенно увеличивает объем транспортной работы.

Для оценки величины этих колебаний вводится коэффициент динамичности станционной работы, который определяется из условия

$$A + \Delta A \leq k_d \cdot Q T_n, \text{ вагоно.час/сутки,} \quad (2)$$

где k_d – коэффициент динамичности.

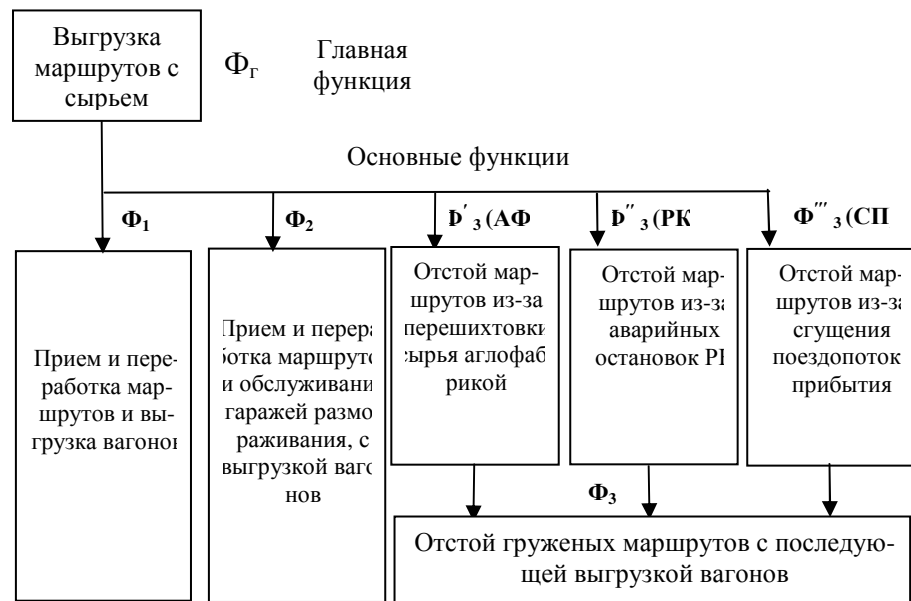


Рис. 2. Укрупненный перечень основных действующих функций грузовой станции

Преобразуя формулу (2) получаем

$$k_{\delta} = \frac{A + \Delta A}{T_n \cdot Q}, \quad (3)$$

Вместе с этим необходимо учитывать, что увеличение объема транспортной работы для одной и той же путевой схемы станции приводит к существенному увеличению загрузки станционных мощностей $N_{ст} = \{N_1, N_2, N_3, L_p\}$.

В связи с указанным необходим баланс между ростом объема транспортной работы и перерабатывающей мощностью станции. Аналитическое выражение динамического баланса станции имеет вид

$$\frac{A + \Delta A}{T_n} \leq N_{cm} \text{ вагонов/сутки}, \quad (4)$$

где N_{cm} – показатель перерабатывающей способности станции, ваг/сутки.

Преобразуя формулы (2 и 4) и считая, что $k_{\delta} = f(N_{cm} \rightarrow s)$ получаем значение коэффициента динамичности, отражающее отношение перерабатывающей мощности станции к заданному вагонопотоку. При этом эквивалентом коэффициента динамичности с $k_{дэ} = 1$ следует принимать объем транспортной работы, выполняемый по основной функции Φ

$$k_{\delta} = \frac{N_{cm}}{Q} \quad (5)$$

Подход к оценке перерабатывающей мощности железнодорожных станций на основе динамического баланса, как наиболее полно отражающий

сложность существующих условий процесса переработки вагонопотока, получает применение и на магистральных дорогах [4].

Следовательно, другим критерием, определяющим работу многофункциональной грузовой станции является коэффициент динамичности, устанавливающий ограничение на объем транспортной работы, обусловленный наличной перерабатывающей мощностью, связанной с конструкцией станции.

Графическая интерпретация динамического баланса перерабатывающей мощности грузовой станции представлена на рис. 3.

Из приведенного графика следует, что в рассматриваемых эксплуатационных условиях, наличная перерабатывающая мощность станции в летний период (1) превышает требуемую (2), а в зимний период она (3) оказывается значительно ниже требуемой (4).

Проведенные исследования показали, что при постоянном вагонопотоке и увеличении объема транспортной работы, связанном с динамическим перераспределением выполняемых функций, именно коэффициент динамичности является критерием определения требуемого уровня перерабатывающей мощности грузовой станции.

Следовательно, разработанная методика с использованием коэффициента динамичности позволяет для конкретной величины объема транспортной работы определять текущие значения, а также прогнозировать требуемый уровень перерабатывающей мощности как отдельных технических устройств, так и грузовой станции в целом рассматривая различные варианты совершенствования ее конструкции или внедрения новых организационно-управленческих мероприятий.

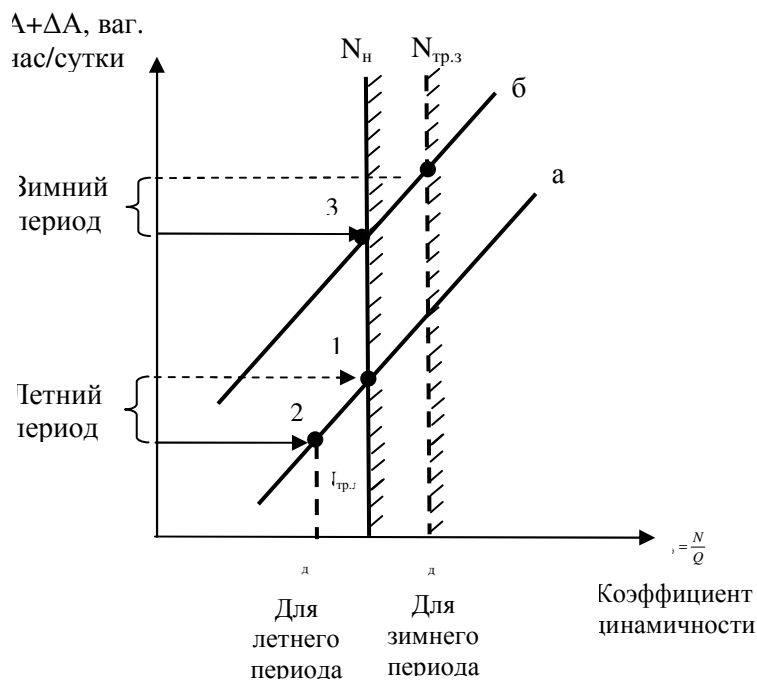


Рис. 3. Графическая интерпретация баланса перерабатывающей мощности грузовой станции

а – зависимость объема транспортной работы от коэффициента динамичности в летний период; б – зависимость объема транспортной работы от коэффициента динамичности в зимний период

Направлением дальнейших исследований, определяемое как функциональный синтез является разработка математической модели и алгоритма ус-

тановления зависимости, увязывающей объем транспортной работы и перерабатывающей мощности станции и учитывающей вероятностный характер динамического перераспределения функций в различных эксплуатационных условиях, с последующим выбором новых технических решений развития станции.

Выводы

1. С использованием перерабатывающей мощности железнодорожной станции введен показатель транспортной работы, включающий технологические операции, непроизводительные перемещения и простой вагонов. Установлено, что, несмотря на наличие стабильного вагонопотока, выполнение станцией ряда функций, обусловленных действием случайных факторов, существенно увеличивает именно объем транспортной работы, который превышает перерабатывающую мощность станции, приводит к ее блокированию и значительным производственным потерям.

2. Предложена методика оценки перерабатывающей мощности станции для различного объема транспортной работы, в которой за критерий соответствия принимается коэффициент динамичности, отражающий ее нормативное значение для заданной величины вагонопотока.

Литература

1. Парунакян В.Э. Методика оценки перерабатывающей мощности грузовой железнодорожной станции промышленного предприятия. Часть I / В.Э. Парунакян., В.А. Бойко // Вісник Приазов. держ. техн. ун-ту: Зб.наук.пр. – Мариуполь, 2007. – Вип. № 17. – С. 193–197.
2. Влчек В. Функционально-стоимостной анализ в управление: Сокр. пер. с чеш. / В. Влчек. – М.: Экономика, 1986. – 176 с.
3. Панков В.А. Функционально-стоимостной анализ технических и организационно-экономических систем (ФСА/ФСУ): Учеб. пособие / В.А. Панков, С.В. Ковалевский, А.П. Бившев. – Д.: Новый мир, 2005. – 257 с.
4. Бородин А.Ф. Эффективно использовать станционные мощности / А.Ф. Бородин // Железнодорожный транспорт, 2006. – № 9. С. 37 – 43.

УДК 656.076.15:621.771.06(06)

Маслак А.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ПОРОЖНИХ ВАГОНОВ В ПРОКАТНЫЙ ЦЕХ ДЛЯ ПОГРУЗКИ ГОТОВОЙ ПРОДУКЦИИ

Проанализирована технология подготовки, подбора и подачи подвижного состава в прокатные цеха металлургического предприятия. Разработана методика, позволяющая в каждом конкретном случае увязать подачу вагонов в цех с интервалами прибытия маршрутов на грузовую станцию предприятия.

В настоящее время прокатное производство и железнодорожный транспорт, осуществляющий вывоз готовой продукции, работают в различных ритмах. Транспортно-грузовой комплекс «Прокатный цех - транспорт» характеризуются значительным простым подвижного состава, связанным с несовершенной организацией подбора, подачи и погрузки вагонов[1].

В последнее время данный процесс ещё более усложнился тем, что кроме вагонов общесетевого парка в обороте находятся вагоны различных фирм-операторов и растёт число технически неисправных вагонов. Это приводит к необходимости заблаговременной подготовки и резервирования подвиж-

ного состава каждому производственному цеху, что связано со значительным дополнительным простоем вагонов на станциях, обслуживающих последние, и на районных станциях предприятия. Так, например, дополнительный простой на погрузочной станции цеха холодного проката составляет в среднем 75 вагоно-часов на отгружаемую группу вагонов в сутки.

Для повышения эффективности взаимодействия транспортно-грузового комплекса в работах [2,3] разработана методика обоснования оптимальных сроков постановки подвижного состава в цех для отгрузки готовой продукции. При этом в основу критерия управления принят логистический норматив, который интегрирует материальный и документальный потоки и определяет реальные затраты времени на выполнение всего комплекса операций.

Однако для реализации данного метода необходимо решить вопрос, связанный с управлением процесса подбора, подготовки и подачи вагонов под погрузку на грузовой станции, принимающей сырьё и осуществляющей переработку вагонопотока. То есть, требует решения вопрос установления минимального времени на указанные операции.

Поэтому целью статьи является разработка методики нахождения оптимального времени подбора и подачи подвижного состава в прокатный цех в соответствии со сроками, установленные логистической организацией взаимодействия цеха и транспорта.

Процесс подачи вагонов под сдвоенные операции в ТК включает следующие этапы (рис. 1):

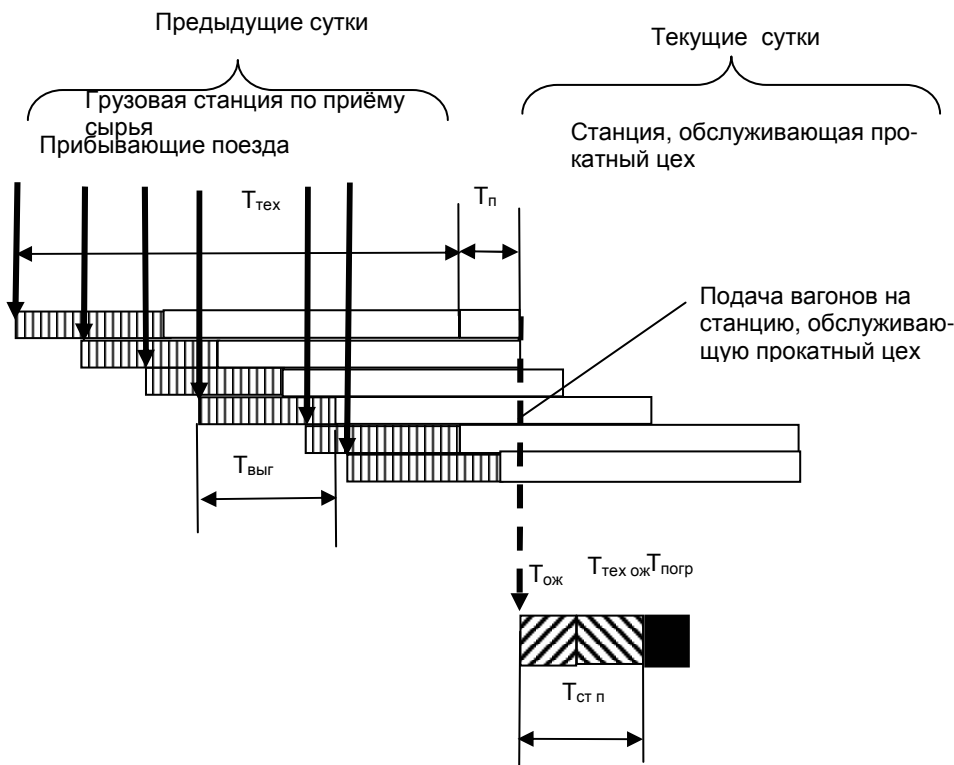


Рис. 1. Графическое представление процесса подачи подвижного состава под погрузку в прокатный цех

$T_{\text{выг}}$ – продолжительность выгрузочных операций на грузовой станции, час; $T_{\text{под}}$ – продолжительность операций, связанных с подбором соответствующего подвижного состава под погрузку, час; $T_{\text{п}}$ – продолжительность продвижения вагонов в прокатные цеха, час; $T_{\text{ож}}$ – продолжительность ожидания постановки вагонов в цех, час; $T_{\text{ож тех}}$ – продолжительность ожидания грузовых операций в прокатном цехе, час; $T_{\text{погр}}$ – продолжительность грузовых операций в цехе, час; $T_{\text{н ож}}$ – непроизводительный простой подвижного состава, связанный с заблаговременным резервированием, час

-обработку и расформирование прибывшего состава на грузовую станцию, выгрузку вагонов и их подбор по назначению грузовых фронтов (продолжительность технологических операций и межоперационных простоев зависит от объема работы, мощности аппаратов обслуживания и технологии расформирования, а также от надёжности выгрузочного комплекса станции);

- накопление порожних вагонов на сортировочных путях выгрузочной станции и ожидание подачи (продолжительность накопления и ожидания подачи зависит от величины и числа подач, количества вывозных локомотивов, технологии подготовки подачи);

- подачу порожних вагонов с сортировочных путей на станции, обслуживающие производственные цеха и постановку на грузовые фронты для отгрузки готовой продукции (продолжительность операций и межоперационных простоев зависит от своевременного прибытия подвижного состава на погрузочную станцию, а также от освобождения грузового фронта предыдущей подачей).

Оптимальное время подачи подвижного состава под погрузку определяется с учётом всех влияющих факторов на основе моделирования транспортного процесса с возможностью оптимизации параметров указанной технологии продвижения вагонов.

Для разработки модели на ЭВМ приняты следующие исходные данные:

- суточные цеховые заявки на вагоны с определённым количеством типов подвижного состава;
- пооперационное время учёта технологических операций, производимых при приёме, выгрузке и подаче вагонов в прокатные цеха;
- межоперационные простои и их временная оценка;
- время постановки подвижного состава на грузовой фронт.

В общем виде процесс подбора и подачи порожних вагонов под погрузку в прокатный цех представляется как модель математического программирования с целевой функцией

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m (\Delta t_{ij} + t_i) \cdot \sum_{k=1}^r x_{ijk} \rightarrow \min \quad (1)$$

и системой ограничений

$$\begin{cases} x_{ijk} \geq 0 ; \text{целое} \\ \sum_{i=1}^n x_{ijk} = B_{jk}^3 ; \\ \sum_{j=1}^m x_{ijk} \leq B_{ik}^{\Pi} . \end{cases} \quad (2)$$

где x_{ijk} - количество вагонов k -го типа прибывших на предприятие с i -й группой и поданных под погрузку с j -ой группой;

Δt_{ij} - непроизводительный простой подвижного состава до погрузочных операций в цехе;

$$\Delta t_{ij} = T_j^3 - (T_i^{\Pi} + t_i) \quad (3)$$

$T_i^{\Pi} : T_1^{\Pi}; T_2^{\Pi}; \dots; T_n^{\Pi}$ - время прибытия i -й группы вагонов на предприятие;

$B_{ik}^{\Pi} : B_{11}^{\Pi}; B_{21}^{\Pi}; \dots; B_{n1}^{\Pi}$ - количество вагонов k -го типа прибывших в i -й группе вагонов;

$B_{12}^{\Pi}; B_{22}^{\Pi}; \dots; B_{n2}^{\Pi}$

.....
 $B_{1k}^{\Pi}; B_{2k}^{\Pi}; \dots; B_{nk}^{\Pi}$

$T_j^3 : T_1^3; T_2^3; \dots; T_m^3$ - плановое время подачи под погрузку j -ой группы вагонов;

$B_{jk}^3 : B_{11}^3; B_{21}^3; \dots; B_{m1}^3$ - количество вагонов k -го типа необходимых для погрузки в j -ой группе;

$B_{12}^3; B_{22}^3; \dots; B_{m2}^3$

.....
 $B_{1k}^3; B_{2k}^3; \dots; B_{mk}^3$

$t_i : t_1; t_2; \dots; t_n$ - продолжительность выполнения всех операций с вагонами i -й группы от момента прибытия на предприятие до постановки вагонов в прокатный цех.

Данное время состоит из следующих составляющих:

$$t_i = T_{mex} + T_n + T_{cm\ n}, \text{ час} \quad (4)$$

где T_{mex} – время выполнения технологических операций на грузовой станции, связанных с прибытием, выгрузкой, сортировкой, подбором и организацией отправления на погрузочные станции подвижного состава, час; T_n - время продвижения вагонов включает следующие операции: следование подвижного состава на районную станцию, отстой вагонов по станции, следование на станцию отгрузки, час; $T_{cm\ n}$ – время нахождения подвижного состава на станции отгрузки включает время простоя вагонов в ожидании постановки и время постановки на грузовой фронт подвижного состава, час.

Пооперационный анализ времени t_i показал, что время T_{mex} колеблется в широких пределах от 7,7 до 18,2 часов, среднее значение составляет 13,8 часа. Эти показатели характерны для равномерного прибытия поездов на грузовую станцию. В случае, когда интервал прибытия составляет 2 часа и менее данное время определяется в соответствии с разработанным графиком (рис. 2.)

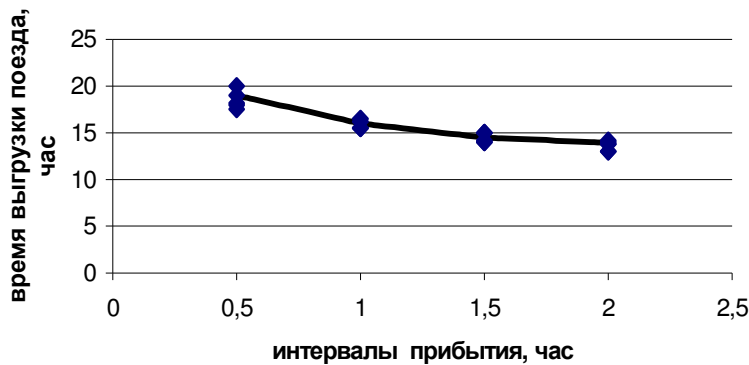


Рис.2. График зависимости нахождения вагонов на грузовой станции от интервалов прибытия поездов

Среднее значение времени T_n составляет 4,8 часа, а колебания - 2,9 – 6,7 часа. При этом время простоя вагонов на районных станциях составляет в среднем значении 3,8 часа.

Среднее время на станции отгрузки $T_{cm \ n}$ составляет по данным анализа 4,5 часа из них 3-3,5 часа – непроизводительный простой в ожидании постановки вагонов.

Алгоритм моделирования процесса подачи подвижного состава под погрузку представлен на рис. 3.

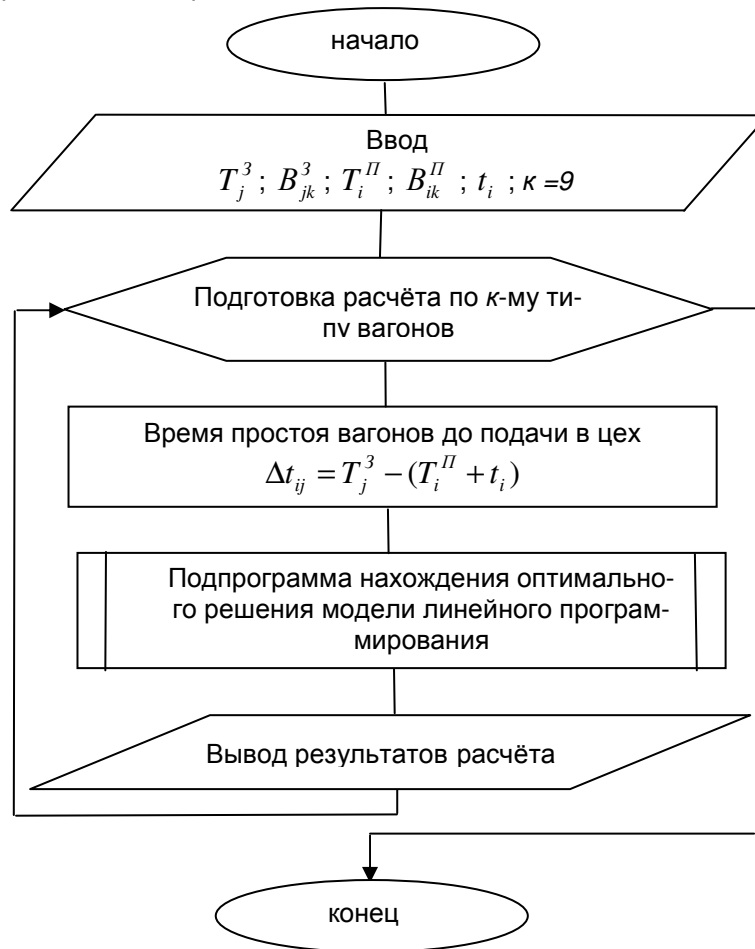


Рис.3. Алгоритм определения оптимального времени подачи соответствующего подвижного состава по типу и назначению в прокатный цех для отгрузки готовой продукции

На основании предложенного алгоритма и собранных исходных данных составлена программа модели на ЭВМ. Верификация модели показала высокий уровень сходимости (0,95) полученного результата реальным процессам: при суточной заявке в 37 вагонов для отгрузки продукции простой подвижного состава от момента прибытия поездов на грузовую станцию до момента постановки на грузовой фронт составил 791,8 вагоно-часов, фактически для этих же вагонов простой составил 836,2 вагоно-часов. Дальнейшее моделирование показало, что при новых сроках постановки вагонов в цех средний простой подвижного состава в период подготовки и подачи на суточную заявку составит 662,3 вагоно-часа, откуда среднее время t_i для заявки будет равняться 17,6 часа. Учитывая то, что время простоя вагонов на районной станции больше времени ожидания постановки вагонов в цех ($3,8 \geq 3,5$), можно принять полученный показатель за технологический норматив, в течение которого необ-

ходимо производить все операции по подготовке и подаче подвижного состава в цех.

Графическое представление разработанной модели представлено на рис. 4.

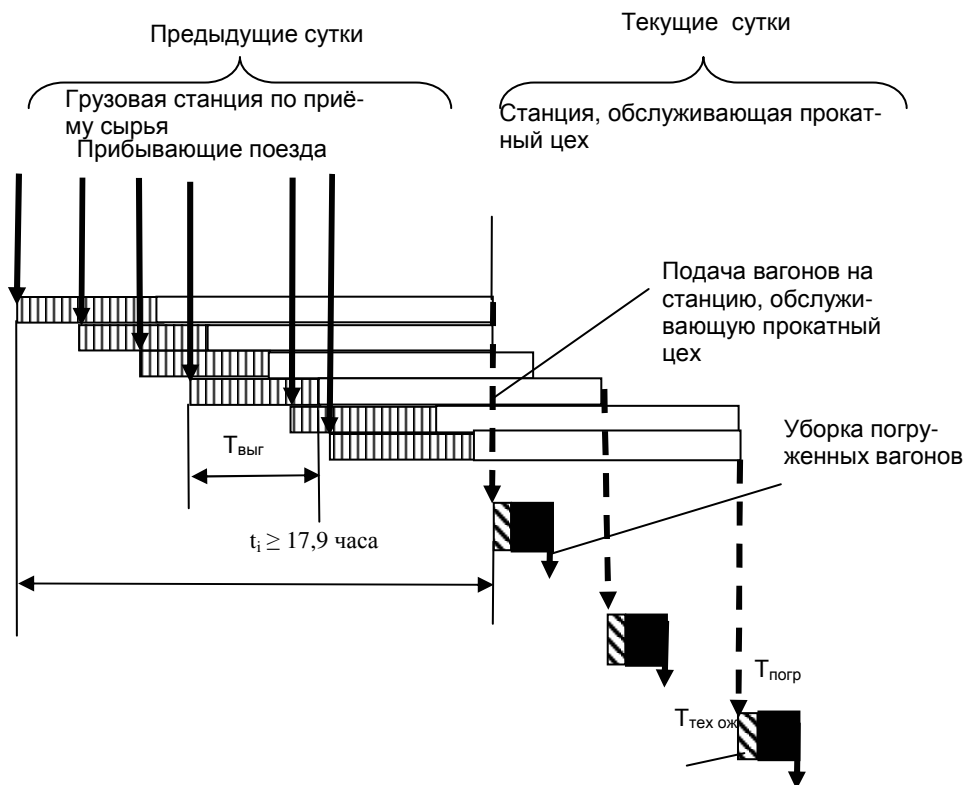


Рис. 4. Графическое представление процесса подачи подвижного состава под погрузку в прокатный цех

$T_{\text{выг}}$ – продолжительность выгрузочных операций на грузовой станции, час; $T_{\text{тех.ож}}$ – продолжительность ожидания грузовых операций в прокатном цехе, час; $T_{\text{погр}}$ – продолжительность грузовых операций в цехе, час; T – время подготовки и подачи вагонов в цех, час.

Выводы:

Установлено, что в общей продолжительности сдвоенных операций время продвижения порожних вагонов превышает их дополнительный простой на станции погрузки. Поэтому высвобождение времени на ожидание постановки вагонов в цех из общей технологии подачи вагонов приведет к повышению эффективности взаимодействия в транспортно-грузовом комплексе «прокатный цех - транспорт».

Литература

1. Парунакян В.Э. К вопросу формирования логистических цепей в транспортно-грузовых системах металлургических предприятий / В.Э. Парунакян, Ю.В. Гусев, Е.И. Сизова // Вісник Призов. держ. техн. ун-ту: Зб. наук. пр. – Маріуполь, 2006. – Вип. 16. – С. 220 – 226.
2. Парунакян В.Э. Идентификация процессных характеристик логистической цепи в транспортно-грузовом комплексе отгрузки металлопродукции. Часть I / В.Э. Парунакян., А.В.Маслак, Е.И.Сизова // Вісник Призов. держ. техн. ун-ту: Зб.наук.пр. – Маріуполь, 2007. – Вип. № 17. – С. 198–203.
3. Парунакян В.Э. Идентификация процессных характеристик логистической цепи в транспортно-грузовом комплексе отгрузки металлопродукции. Часть II / В.Э. Парунакян., А.В.Маслак, Е.И.Сизова // Вісник Призов. держ. техн. ун-ту: Зб.наук.пр. – Маріуполь, 2008. – Вип. № 18. – С. 208–212.