Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту

№ 4

січень

2008

Науковий журнал

Засновник:
Донецький інститут
автомобільного транспорту

Видавець:
ПП «Рекламно-виробнича фірма
«Молнія»
Адреса: вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
тел.: (062) 388-21-67

За достовірність фактів, цифр, точність імен та прізвищ несуть відповідальність автори статей

До журналу увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів Донецького інституту автомобільного транспорту та інших навчальних закладів

Матеріали номеру друкуються мовою оригіналу

Видання виходить 4 рази на рік
Видається з січня 2004 року

Адреса редакції:
83086, м. Донецьк,
пр. Дзержинського, 7
Тел. (062) 345-29-49
E-mail: rektor@diat.edu.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецького інституту автомобільного транспорту.
Протокол № 6 від 18.02.2009 р.

Редакційна колегія:

Головний редактор
Енглезі І.П., *ректор ДІАТ, к.т.н.*

Члени редколегії:
Бєлов Ю.В., *к.т.н., доцент*
Бєлоусов В.В., *д.т.н., професор*
Вербицький В.Г., *д.ф.-м.н., професор*
Вовк Л.П., *д.т.н., професор*
Головченко І.П., *к.т.н., доцент*
Горожанкін С.А., *д.т.н., професор*
Доля В.К., *д.т.н., професор*
Жирнов А.А., *к.т.н., доцент*
Заренбін В.Г., *д.т.н., професор*
Казанцев Є.І., *д.т.н., професор*
Лук'янченко Н.Д., *д.е.н., професор*
Макаров В.А., *к.т.н., доцент*
Макогон Б.П., *к.ф.-м.н., доцент*
Міщенко М.І., *д.т.н., професор*
Муромець Н.Є., *к.е.н., доцент*
Поліщук В.П., *д.т.н., професор*
Сахно В.П., *д.т.н., професор*
Сунцов М. В., *д.х.н., професор*
Тернов С.О., *к.т.н., с.н.с.*

Відповідальний секретар
Кравчук І.М.

Коректор
Задунайська О.В.

Технічний редактор
Пахно О.Є.

ВІСНИК ДОНЕЦЬКОГО ІНСТИТУТУ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ
Науковий журнал

Засновник:
Донецький інститут автомобільного транспорту

Видавець:
ПП «Рекламно-виробнича фірма «Молнія»
Адреса:
вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
тел.: (062) 388-21-67

За достовірність фактів, цифр, точність імен та прізвищ несуть відповідальність автори статей.

У журнал увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів Донецького інституту автомобільного транспорту та інших навчальних закладів

Матеріали номеру друкуються мовою оригіналу

Видання виходить 4 рази на рік
Видається з січня 2004 року

Адреса редакції:
83086, м. Донецьк,
пр. Дзержинського, 7
Тел. (062) 345-29-49
E-mail: rektor@diat.edu.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецького інституту автомобільного транспорту
Протокол № 6 від 18.02.2009 р.
Свідоцтво про державну реєстрацію: серія КВ №7148 від 01.04.2003 р.,
видане Держкомітетом інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України

Журнал включено до **Переліку №16 наукових фахових видань України**, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (Бюл. ВАК України, №9, 2005)

Підписано до друку 18.02.2009 Формат 60x84/8. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 7 Наклад 100 прим.

Віддруковано у друкарні ПП «Рекламно-виробнича фірма «Молнія»
Адреса:
вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
тел.: (062) 388-21-67

© **Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту, 2009**

Зміст

Транспортні технології

Костєнніков О.М. **Прогнозування обсягів навантаження в період масового перевезення сезонних вантажів з використанням нейро-нечіткої системи Nefprox** . . . 4

Чеклов В.Ф., Масалов А.М., Аніщенко О.О. **Аналіз взаємодії під'їзної колії ДП «Макіїввантажтранс» з магістральним залізничним транспортом** 9

Чернышев С.А., Петров А.В. **К вопросу об оптимизации систем автопарковки в условиях современного города** 18

Шилін І.В., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Доля А.Г., Савенков М.В., Завада А.О. **Автоматизація, комп'ютерне моделювання та технічна експертиза дорожніх умов системи «Автомобіль-Дорога»** 22

Транспорт і двигуни внутрішнього згоряння

Банников В.А., Вербицкий В.Г., Загороднов М.И., Макаров В.А., Малиненко Е.М., Даниленко А.Э. **Анализ динамических качеств экипажа при постоянных внешних силовых возмущениях** 27

Брильов В.В., Грищук О.К., Щербина А.В. **Розрахунок координат центру автомобільного колеса при різних варіантах його встановлення** 36

Вербицкий В.Г., Макаров В.А., Костенко А.В., Стрельник Ю.Н., Макиев Н.Н., Воловненко Е.Г. **Экспериментальная оценка параметров бокового увода осей легкового автомобиля при его стационарном движении по окружности** 40

Каганюк А.К., Терованесов М.Р. **Учет влияния различных факторов при решении задачи компенсации реактивной мощности** 46

Сосик А.Ю. **Динамічна модель приводу механізму самопідсилення дискового гальмівного механізму транспортного засобу категорії М1** 52

Черевко Ю.М., Королевич Л.М., Зінько Р.В. **Експериментальне дослідження характеристик автомобіля з пружно-демпфуючою системою** 56

Кудін Р.А., Лобода А.В. **Вік автомобілів та інтенсивність користування послугами СТО** 64

Проектування, будівництво й експлуатація автомобільних доріг

Герасименко В.Г., Мастепан А.М., Базова І.В. **Особливості впливу екологічних факторів на зчіпні властивості дорожніх покриттів** 70

Столяров К. А., Столярова Н. О., Лихошерст Р. В. **Организация пропуска крупногабаритных и тяжеловесных транспортных средств по автомобильным дорогам** 74

Автори номеру 80

Правила подання та оформлення статей 81

УДК 656.212.7

КОСТЄННІКОВ О. М., аспірант, Українська державна академія залізничного транспорту

ПРОГНОЗУВАННЯ ОБСЯГІВ НАВАНТАЖЕННЯ В ПЕРІОД МАСОВОГО ПЕРЕВЕЗЕННЯ СЕЗОННИХ ВАНТАЖІВ З ВИКОРИСТАННЯМ НЕЙРО-НЕЧІТКОЇ СИСТЕМИ NEFPROX

В роботі розроблено модель, яка дозволяє прогнозувати кількість навантажених зерновозів на короткостроковий період (до 5 діб). Розв'язання задачі провадилось з використанням системи Nefprox (Neuro-fuzzy function approximator), яка апроксимує часовий ряд. Відповідно до розробленої методики прогнозування та на основі динаміки розподілу навантаження вагонів за днями тижня, отриманих по даним за вересень 2007 року, було зпрогнозовано навантаження зерновозів по станції Нові Санжари на період з 15.09 по 18.09.2007 року. Похибка моделювання, після порівняння зпрогнозованих даних з реальними, не перевищує 5%, що цілком допустимо для задач такого класу.

Постановка проблеми

На основі проведеного аналізу встановлено, що основою для організації місцевої роботи є плани перевезень вантажів [1]. В окремі періоди року різке збільшення перевезення сезонних вантажів призводить до ситуації, при якій відправники не можуть чітко планувати обсяги навантаження своєї продукції, у зв'язку з чим плани перевезень вантажів (форма ГУ-12) [2,3] не завжди відповідають реальній дійсності. Це викликає певну невизначеність в організації місцевої роботи (при перерозподіленні вагонного парку, при визначенні необхідності призначення додаткового збірного поїзда, вивізного або диспетчерського локомотивів) і призводить до:

– нестачі або надлишку вагонів в певні моменти часу на певній станції та дирекції в цілому;

– збільшення часу обігу вагона у зв'язку з перепростоями на станції навантаження (очікування подач-забирань).

В умовах переходу до ринку транспортних відносин та нестачі рухомого складу в період піку сезонних перевезень необхідно прагнути до зменшення перепробігів і згущення підходу вагонів [1]. Одним з основних напрямків вирішення цієї задачі є визначення достовірної інформації про зміну обсягів навантаження на перспективу, що можливо за рахунок застосування передових методів прогнозування.

Аналіз останніх досліджень

В залежності від використання математичного апарату методи прогнозування, що використовуються при оперативному керівництві експлуатаційною роботою поділяються на математичні, евристичні і комбіновані [4,5]. Але розглянуті методи не в повній мірі враховують нечіткість вхідної інформації, не забезпечують на необхідному рівні надійність та достовірність прогнозу, а також в них не враховується людський фактор при прийнятті раціонального рішення.

На сучасному етапі задача прогнозування вагонопотоків вирішена за допомогою використання математичного апарату теорії нечітких множин [6]. Однак запропонований метод не дозволяє в короткі проміжки часу адаптуватися до змінних умов поточного періоду планування обсягів навантаження сезонних вантажів, що негативно впливає на оперативне управління місцевою роботою.

Мета

Розробити модель прогнозування обсягів навантаження в період масового перевезення сезонних вантажів.

Основний розділ

Для розв'язання задач прогнозування краще зарекомендували себе обчислювальні технології в області «Soft computing». Теоретичні основи методів прогнозування, що закладені дослідженнями в даній області визначаються гнучким математичним апаратом, який здатний відобразити не тільки залежності, що не підлягають строгій формалізації і взаємозв'язки тимчасових послідовностей, але і враховувати нечіткість та тимчасову істинність вхідної інформації. Виконання процесу прогнозування передбачає застосування методики здобуття знань з експериментальних даних на основі напрямку гібридизації нечітких систем, нейронних мереж і генетичних алгоритмів. Використання генетичних обчислень дозволяє спроектувати базу правил на основі нечіткого висновку, яка представляє собою ядро прогнозуючої системи, з подальшим представленням її у вигляді графа нейро-нечіткої мережі, що має можливість настройки змінних параметрів, тобто механізм навчання [7].

На основі вищезазначеного було вирішено використовувати нейро-нечітку систему (модель) Nefprox (Neuro-fuzzy function approximator), яка базується на нечіткому перцептроні і має можливість придбання нових знань в процесі роботи [8].

Система Nefprox — це спеціальний нечіткий перцептрон з трьома прошарками, який має наступну специфікацію:

1. Вхідні нейрони, позначені, як $x_1,...,x_n$, нейрони скритого прошарку як $R_1,...,R_n$, нейрони вхідного прошарку — $y_1,...,y_m$;

2. Кожне з'єднання між нейронами x_i та R_r мітять лінгвістичним термом $A_{k_r}^{(i)}$;

3. Кожне з'єднання між нейронами R_r та y_j мітять лінгвістичним термом $A_{k_r}^{(j)}$;

4. З'єднання, які виходять з кожного нейрона x_i мають однакову мітку і однакову вагу на протязі всього часу. Такій же вимозі задовольняють з'єднання, які входять у вихідний нейрон y_j;

5. Нехай $L_{x,R}$ — маркувальне з'єднання між вхідним нейроном x та нейроном R (нейроном правил — rule neuron). Тоді виконується наступне: для всіх нейронів R, R', таких, що $\left(\forall x L_{x,R} = L_{x,R'}\right) \Rightarrow R = R'$. Це визначення дає можливість інтерпретувати Nefprox, як просту нечітку систему. Кожен скритий нейрон реалізує нечітке правило типу: ЯКЩО-ТО. У разі, якщо б це правило не виконувалось, то могла б існувати можливість нечітким правилам, які представляють однакові лінгвістичні терми, розвиватися по різному в процесі навчання. У випадку, коли це правило було б відсутнє, то кожне правило могло б мати індивідуальну функцію приналежності, що призведе до невірної інтерпретації бази правил і є небажаним.

Алгоритм навчання системи Nefprox. Для задачі апроксимації функції можна використовувати алгоритм навчання з вчителем, так як правильні значення на виході відомі для навчаючої вибірки даних. Якщо ми використовуємо систему, яка складається із нечітких правил для апроксимації функцій, то можливо використовувати попередні знання, це означає, що ми вже знаємо корисні правила для деяких областей і, як наслідок, можемо включити їх до нейронної мережі. Правила, які залишились, мають бути знайдені за допомогою процедури навчання. За відсутності апріорних знань, потрібно розпочинати з системи Nefprox без скритого прошарку і навчання без виключення правил.

Для навчання будемо використовувати функцію приналежності, яка описується трьома параметрами.

$$\mu: R \to [0,1],\ \mu(x) = \begin{cases} (x-a)/(b-a), \text{ якщо } x \in [a, b] \\ (c-x)/(c-b), \text{ якщо } x \in [b, c] \\ 0, \quad \text{інше} \end{cases} \tag{1}$$

Для того, щоб розпочати процедуру навчання потрібно точно визначити початкове нечітке ділення кожної вхідної змінної. Це не потрібно для вихідних величин, для яких нечіткі множини будуть створені в процесі навчання. Якщо нечіткі множини не задані, то тоді потрібно чітко визначити початковий діапазон для функцій приналежності (тобто $|c-a|$).

Структура алгоритму навчання. Маємо систему Nefprox з n вхідними нейронами $x_1,...,x_n$, k нейронами скритого прошарку $R_1,...,R_n$ та m нейронами вихідного прошарку $y_1,...,y_m$. Задано також ціль навчання $L = \{(s_1,t_1),(s_1,t_1),...(s_r,t_r)\}$, яка складається з r образів, кожен з яких складається із вхідного образу $s \in E^{(n)}$ і образу $t \in E^{(n)}$ (ціль навчання), і множина обмежень Φ. Алгоритм навчання, мета якого створити k нейронів правил Nefprox, складається з наступних етапів:

1. Вибрати наступний зразок $\{s,t\}$ із L.

2. Для кожного нейрона $x_i \in U_1$ знайти функції приналежності $\mu_{ji}^{(i)}$ таку, щоб $\mu_{ji}^{(i)} = \max\limits_{j \in \{1,S_1\}} \{\mu_j^{(i)}(S_1)\}$.

3. Якщо не існує вузла правила R з $w(x_1,R) = \mu_{j1}^{(1)}$, $w(x,R) = \mu_{jn}^{(n)}$, то потрібно створити такий вузол і з'єднати його з усіма вузлами виходу.

4. Для кожного з'єднання із нового вузла правил потрібно знайти зручну нечітку вагу, за наступною процедурою: для функції приналежності, яка зв'язана з нейроном виходу y_i знаходимо функцію приналежності $v_{ji}^{(i)}$ таку, щоб $v_{ji}^{(i)} = \max\limits_{j \in \{1,...,S_{1j}\}} \{v_j^{(i)}(t_i)\}$ та $v_j^{(1)}(t_i) \geq 0{,}5$. Якщо не існує такої нечіткої множини, то створюємо $v_{new}^{(i)}$ таке, щоб $v_{new}^{(i)}(t_i) = 1$ і додаємо його до нечітких множин, які зв'язані зі змінною виходу y_i і множиною $w(R,y) = v_{new}^{(i)}$.

5. Якщо залишились ще не оброблені зразки $1^i \in L$, тоді переходимо до етапу 1, в іншому випадку закінчуємо створення правил.

6. Визначивши базу правил, знаходимо значення виходу для кожної змінної виходу кожного правила, заданого таким чином, щоб його правило мало ступінь виконання більше ніж 0.

Алгоритм навчання з вчителем для нечітких множин системи Nefprox відбувається циклічно, шляхом навчання множини L, продовжуючи кроки, до тих пір поки не виконається критерій зупинки алгоритму навчання.

1. Вибираємо наступний зразок (s,t) із L, пропускаємо його через систему Nefprox і визначаємо вектор виходу.

2. Для кожного нейрону виходу y_i визначаємо різницю між бажаним і дійсним значенням виходу: $\delta_{y_i} = t_i - o_{y_i}$.

3. Для кожного нейрона правил R з $O_R > 0$

а) для всіх $y \in U_3$, визначаємо зміни для параметрів a, b та c нечіткої множини $w(R,y_i)$, використовуючи швидкість навчання $\sigma > 0$.

Якщо $w(R,y_i)(t_i) > 0$, то

$$\Delta b_i = \sigma \delta_{y_i} (c-a) O_R \left(1 - w(R, y_i)(t_i)\right)$$

$$\Delta a_i = \sigma (c-a) O_R + \Delta b_i \qquad (2)$$

$$\Delta c_i = -\sigma (c-a) O_R + \Delta b_i$$

Якщо $w(R, y_i)(t_i) = 0$, то

$$\Delta b_i = \sigma \delta_{y_i} (c-a) O_R \left(1 - w(R, y_i)(t_i)\right)$$

$$\Delta a_i = \operatorname{sgn}(t_i - b_i) \sigma (c-a) O_R + \Delta b_i \qquad (3)$$

$$\Delta c_i = -\operatorname{sgn}(t_i - b_i) \sigma (c-a) O_R + \Delta b_i$$

Застосовуємо зміни до $w(R, y_i)$, якщо це не порушує задану множину обмежень Φ (вага $w(R, y_i)$ застосовується і для інших зв'язків та означає, що він повинен бути змінений більше одного разу).

б) визначаємо похибку правила

$$E_R = O_R (1 - O_R) \sum_{y \in U_3} \left(2w(R, y_i)(t_i) - 1\right)(\delta_y) \qquad (4)$$

в) для кожного $w(x, R)$ з $w(x, R)(O_x) > 0$ визначаємо зміну для його параметрів a, b та c, використовуючи швидкість навчання $\sigma > 0$.

$$\Delta b = \sigma E_R (c-a) \left(1 - w(x, R)(O_x)\right)$$

$$\Delta a = -\sigma E_R (c-a) \left(1 - w(x, R)(O_x)\right) + \Delta b \qquad (5)$$

$$\Delta a = c E_R (c-a) \left(1 - w(x, R)(O_x)\right) + \Delta b$$

Застосовуємо зміни $w(x, R)$, якщо це не порушує задану множину обмежень Φ (вага $w(x, R)$ застосовується і для інших зв'язків та означає, що він повинен бути змінений більше одного разу).

4. Процедура закінчується, якщо буде виконано критерій зупинки, в противному випадку йдемо на крок 1.

Для прикладу в роботі розроблено модель, яка дозволяє прогнозувати кількість навантажених зерновозів на станції Нові Санжари Південної залізниці на короткостроковий період (до 5 діб). Розв'язання задачі провадилось з використанням системи Nefprox, яка апроксимує часовий ряд, має 7 вхідних та 1 вихідну змінну. Кожна змінна була попередньо поділена на 3 однакових трикутних нечітких множин, де сусідні функції приналежності перетинались на рівні 0,5 [8]. Відповідно до розробленої методики прогнозування та на основі динаміки розподілу навантаження вагонів за днями тижня, отриманих за даними зі станції Нові Санжари за вересень 2007 року, було зпрогнозовано навантаження зерновозів на період з 15.09 по 18.09.2007 року (Рис. 1). Похибка моделювання, після порівняння зпрогнозованих даних з реальними, не перевищує 5%, що цілком допустимо для задач такого класу [4].

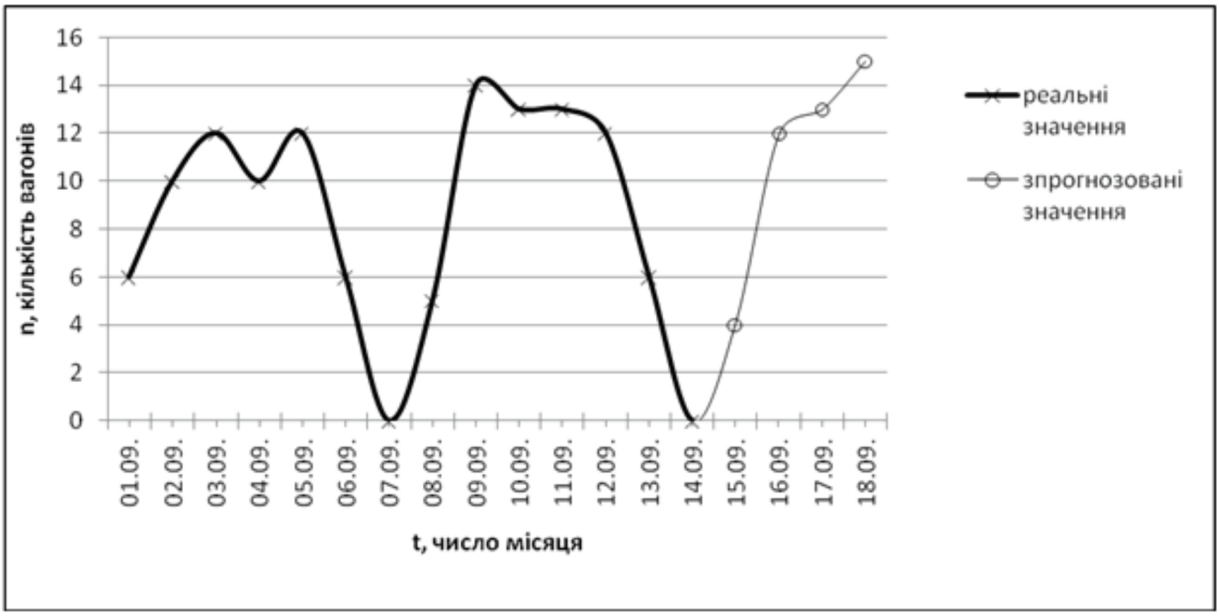


Рис. 1. Прогноз навантаження зерновозів по станції Нові Санжари на період з 15.09 по 18.09.2007 року.

Висновки та перспективи досліджень

Сумісне використання запропонованої моделі з системою АСК ВП УЗ та сучасними системами СКБД типу Oracle дозволить проводити постійне прогнозування навантаження з можливістю донавчання системи в процесі роботи.

В подальшому, для реалізації технології управління та оперативного керування місцевою роботою в період зростання обсягів перевезень сезонних вантажів, планується створення системи підтримки прийняття рішень на базі удосконалення функціонального складу задач АРМ оперативних працівників.

Список літератури

1. Костєнніков О.М. Дослідження технології організації місцевої роботи в період перевезень сезонних вантажів // Зб. Наук. праць.— Харків: УкрДАЗТ, 2009.— Вип. 100.

2. Петренко Л.М., Габа В.В. Перевезення вантажів залізничним транспортом.-К.:–2003.

3. Статут залізниць України.— Київ.: Транспорт України, 1998.

4. Лукашин Ю.Л. Адаптивные методы краткосрочного прогнозирования.— М.: Статистика, 1979.-255с.

5. Сигорский В.П. Математический аппарат инженера.— К.: Техника, 1975.— 766 с.

6. Лаврухін О.В. Удосконалення АРМ поїзного диспетчера з використанням нечіткої логіки. Автореф. дис. на здобуття наукового ступеня к. т. н.— Харків: УкрДАЗТ, 2004.— 22 с.

7. Прохорченко А.В. Удосконалення роботи пасажирської технічної станції на основі технології оперативного регулювання составоутворення. Дисертація на здобуття наукового ступеня к. т. н.— Харків: УкрДАЗТ, 2008.-277с.

8. D. Nauck, F. Klawonn and R. Kruse. Foundation of Neuro-fuzzy Systems. John Wiley and Sons, New York, 1997.

Аннотация. *В работе разработано модель, которая позволяет прогнозировать количество погруженных зерновозов на краткосрочный период (до 5 суток). Решение задачи проводилось с использованием системы Nefprox (Neuro-fuzzy function approximator), которая аппроксимирует временной ряд. В соответствии с разработанной методикой прогнозирования и на основе динамики распределения погрузки зерновозов по дням недели, полученных по данным со станции*

Новые Санжары на период с 15.09 по 18.09.2007 года. Ошибка моделирования, после сравнения спрогнозированных данных с реальными, не превышает 5%, что вполне допустимо для задач такого классу.

Abstract. *In work it is developed model which allows to predict quantity shipped graincars for the short-term period (till 5 days). The problem decision was spent with system Nefprox use (Neuro-fuzzy function approximator) which approximates a time number. According to the developed technique of forecasting and on the basis of dynamics of distribution of loading graincars on days of the week, received by data from station New Sangary for the period from 15.09 for 18.09.2007 years. The modeling error, after comparison of the predicted data with real, does not exceed 5% that is quite admissible for problems such to a class.*

Стаття надійшла до редакції 17.11.2008 р.

УДК 656.212

ЧЕКЛОВ В. Ф., к.т.н., доцент (Донецький інститут залізничного транспорту);
МАСАЛОВ А. М., інженер (Державне підприємство «Макіїввантажтранс»);
АНІЩЕНКО О. О., інженер (Донецька залізниця)

АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ ПІД'ЇЗНОЇ КОЛІЇ ДП «МАКІЇВВАНТАЖТРАНС» З МАГІСТРАЛЬНИМ ЗАЛІЗНИЧНИМ ТРАНСПОРТОМ

Визначені недоліки взаємодії під'їзної колії Державного підприємства «Макіїввантажтранс» і Донецької залізниці та запропоновані напрямки підвищення якості роботи підприємств промислового залізничного транспорту та залізниць України.

Постановка задачі

Останнім часом при організації перевізного процесу спостерігається погіршення ряду експлуатаційних показників роботи залізниць України, що призводить до збільшення витрат на доставку вагонів через нераціональне використання ресурсів транспорту. При взаємодії залізниці з підприємствами промислового залізничного транспорту (ППЗТ) спостерігається помітне збільшення порожнього пробігу вагонів між станціями навантаження та вивантаження, зростання часу їх обігу й часу знаходження вагонів всередині ППЗТ, а також збільшення експлуатаційних витрат на доставку вагонів до клієнта. Ринкові умови потребують вирішення цих питань шляхом розробки нових моделей і технологій взаємодії підприємств магістрального залізничного транспорту та ППЗТ. Це дозволить залізниці уникнути додаткових витрат за рахунок неефективного використання наявного робочого парку вагонів, а ППЗТ — значно скоротити експлуатаційні витрати, що пов'язані із забезпеченням клієнтів вагонами всередині ППЗТ.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Залізничний транспорт у Донбасі обслуговує більш ніж 3 тисячі підприємств, у тому числі вугільні шахти, збагачувальні фабрики, металургійні, коксохімічні, машинобудівні та інші. Більшість підприємств, що примикають до залізниці, мають розвинену мережу під'їзних колій (більше 7,5 тис. км.), довжина яких в 2,6 рази перевищує експлуатаційну довжину Донецької

магістралі (приблизно 2,9 тис. км). Саме на під'їзних коліях виконується 90% вантажних операцій [1].

Сьогодні в кожному промисловому районі і транспортному вузлі існують десятки залізничних під'їзних колій, що належать невеликим підприємствам та організаціям, які не володіють власними або орендованими маневровими локомотивами для доставки вагонів зі станції примикання на підприємство і навпаки. У такому випадку вони обслуговуються локомотивом залізниці і змушені тривалий час очікувати своєї черги на подачу-прибирання вагонів. Час очікування значно зростає, якщо станція примикання має велику кількість клієнтів. Така ситуація призводить до значних простоїв у роботі та великих матеріальних збитків для підприємства. Для того, щоб вирішити цю та багато інших проблем, що виникають у підприємств при роботі зі залізничними станціями — створюються відособлені підприємства промислового залізничного транспорту, що об'єднують однією загальною під'їзною колією декілька промислових підприємств, які знаходяться в окремому промисловому районі. До обов'язків ППЗТ входять: своєчасне здійснення подачі та прибирання вагонів для клієнтів всередині під'їзної колії, забезпечення плану перевезень, організація експлуатаційної роботи, ремонт та утримання колій, технічних засобів і споруд. Діяльність ППЗТ узгоджується з роботою підприємств та організацій, які ним обслуговуються, а також зі станціями магістрального залізничного транспорту, до яких примикають під'їзні колії ППЗТ [2].

Мета статті

Аналіз взаємодії відособлених підприємств промислового залізничного транспорту (ППЗТ) з магістральним транспортом України на прикладі взаємодії ДП «Макіїввантажтранс» і Донецької залізниці, а також визначення напрямків підвищення якості роботи залізниць України за рахунок оптимізації взаємодії промислового та магістрального видів транспорту.

Основний матеріал досліджень

Державне підприємство «Макіїввантажтранс» — це підприємство промислового залізничного транспорту, яке володіє великою під'їзною колією й обслуговує значну кількість підприємств-контрагентів вугільної та металургійної промисловості. За родом своєї діяльності ДП «Макіїввантажтранс» є посередником між промисловими підприємствами та магістральним залізничним транспортом Донецької залізниці.

Довжина залізничних колій цього підприємства складає 221 км, з яких 87 км — довжина головних колій, приймально-відправних — 47,3 км, інших — 86,7 км. Загальна кількість стрілочних переводів — 491, з яких 153 — ручні, 338 — обладнані електричною централізацією. Для безпечного руху автотранспорту через залізничні колії споруджені 60 переїздів, з яких 20 охороняється, а 40 — ні.

ДП «Макіїввантажтранс» має у своєму складі 5 постів електричної централізації (Бутовка, Лісний, Войково, Степна та Базисна) і 19 роздільних пунктів, що обслуговують відповідних контрагентів: станція Колосниковська обслуговує «Шахту ім. Кірова» та Збагачувальну фабрику «Колосниковська», станція Фабрична — «Шахту ім. Леніна» та ЗФ «Пролетарська», станція Ювілейна — шахту «Холодна Балка», станція Мишино — ВАТ «Макіївський коксохімічний завод» (МКХЗ), ЗАТ «Макіївський металургійний завод ім. Кірова» (ММЗ), ЗАТ «Макіївкокс» та Приватне виробниче підприємство «Горняк-95», станція Полугорки — шахту «Бажанова» та ВАТ «Ясиновський коксохімічний завод» (ЯКХЗ), станція Північна — шахту «Північна» та «Ясиновська-Глибока», станція Радянська — шахту «Ім. Ткачука», станція Кіровська — ЗФ «Антрацит», станція Західна — шахту «Калиновська-Східна», станція Породна — шахту «Калініна», станція Збагачувальна — шахтоуправління «Донбас», станція Чайкіно — шахти «Чайкіно» та «Бутовська». Станції Східна, Радянська, Полугорки, Ювілейна та Гвардійська

здійснюють розформування составів, що надходять зі станцій примикання магістрального транспорту та формування груп вагонів для клієнтів на інші станції ППЗТ приймання та здавання вагонів зі станцій примикання магістрального залізничного транспорту, а станції Об'єднана, Полева, Калиново, Марковська, Берестовська та Центральна — здійснюють подальшу передачу вагонів на станції, що безпосередньо примикають до промислових підприємств.

Приймання та здавання вагонів з підприємства «Макіїввантажтранс» на залізницю й навпаки відбувається на станціях Макіївка, Кринична, Ханжонкове, Харцизськ, Кальміус та Яснувата Донецької залізниці, до яких примикають відповідно станції ППЗТ Ювілейна, Полугорки, Радянська, Східна та Гвардійська, а до станції Ясинувата безпосередньо примикають колії ВАТ «Макіївський коксохімічний завод» та ЗАТ «Макіївський металургійний завод ім. Кірова».

Схема взаємодії під'їзної колії ДП «Макіїввантажтранс» з Донецькою залізницею приведена на рисунку 1.

Взаємовідносини між власником під'їзної колії і станціями примикання визначаються Єдиним технологічним процесом роботи під'їзної колії та станції примикання (ЄТП), що регламентує маневрову, вантажну, комерційну роботу станції примикання та під'їзної колії і призначений для прискорення просування вагонів на всіх етапах обробки на вантажних станціях. На основі ЄТП складається Договір на експлуатацію під'їзної колії.

На основі розроблених ЄТП станцій примикання та ППЗТ «Макіїввантажтранс» приймання та відправлення вагонів для підприємства ЗФ «Пролетарська» та шахти «Холодна Балка» відбувається на станції Макіївка, для ЗФ «Колосниковська» — на станції Харцизськ, для ЗФ «Антрацит» та шахт «Північна» і «Ясиновська-Глибока» — на станції Ханжонкове, для МКХЗ — на станціях Ясинувата, Харцизськ та Макіївка. «Шахта ім. Кірова» приймає порожні вагони зі станцій Макіївка та Харцизськ і повертає їх на ті ж станції, шахти «Бутовська», «Чайкіно», «Калініна» та шахтоуправління «Донбас» здійснюють приймання та здавання вагонів на станції Кальміус, шахта «Бажанова» — на станції Кринична.

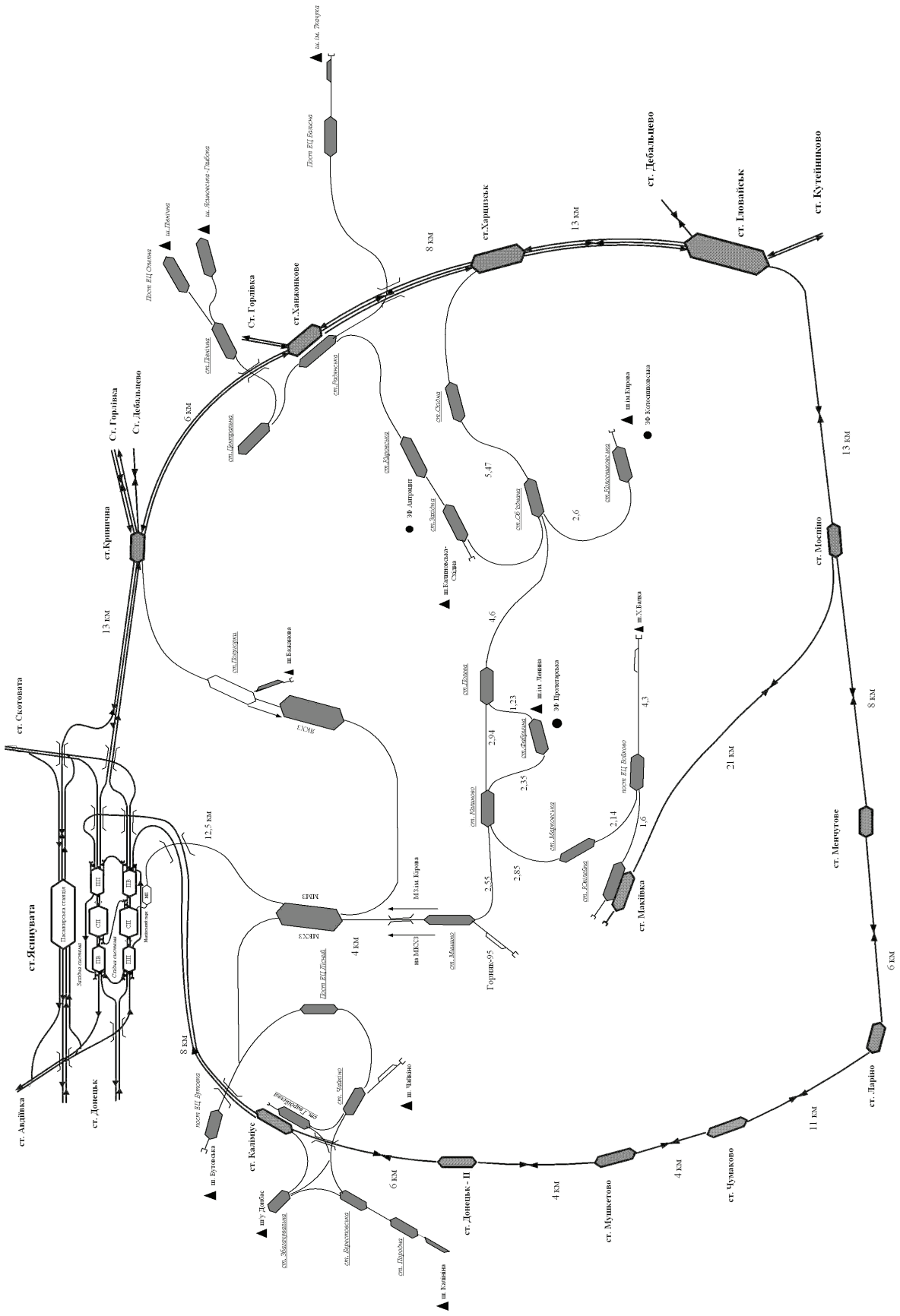
Схема передачі вагонів між станціями примикання та підприємствами-контрагентами ДП «Макіїввантажтранс» представлена на рисунку 2.

Згідно Договору про експлуатацію залізничної під'їзної колії, що укладається між власником залізничної під'їзної колії (ДП «Макіїввантажтранс») і станцією примикання (відповідно до вимог Правил перевезень вантажів залізничним транспортом України (Розділ 12) та Статуту Залізниць України (Розділ IV ст. 73)) приймання та здавання вагонів з під'їзної колії здійснюється на спеціальних передавальних (прийомо-здавальних) коліях станції примикання. На цих станціях здійснюється облік часу користування вагонами на під'їзній колії та нарахування плати [3,4].

Час користування вагонами на під'їзній колії, що обслуговується локомотивом власника колії, обчислюється для кожного вагона і контейнера за його номером з моменту їх передачі на передавальних коліях власнику колії до моменту їх фактичного прийняття від нього. Час приймання та здавання вагонів фіксується у «Пам'ятці про користування вагонами (контейнерами)» форми ГУ-45, на підставі якої складається «Відомість плати за користування вагонами (контейнерами)» форми ГУ-46 для остаточних розрахунків із залізницею [3].

Таким чином, після вантажних операцій всі вагони, що подавалися на під'їзну колію зі станції примикання, повинні бути здані на цю ж станцію. Проте, коли під'їзна колія має значну кількість підприємств-контрагентів і декілька станцій примикання, розташованих на значній відстані одна від одної, ця умова має значні недоліки для власника під'їзної колії, оскільки часто приймання та здавання вагонів доцільно проводити на різних станціях примикання.

Основна задача ДП «Макіїввантажтранс» — своєчасне забезпечення вагонами підприємств всередині під'їзної колії, саме тому це підприємство зацікавлене у використанні вагонів під здвоєні операції, тобто після вивантаження на одному підприємстві вагони подаються під навантаження на інше підприємство й навпаки всередині ППЗТ без залучення магістрального залізничного транспорту.


ст. Скотоватая
ст. Ясиноватая
ст. Авдіївка
ст. Донецьк
ст. Калмиус
ст. Донецьк - II
ст. Мушкетово
ст. Чумаково
ст. Ларино
ст. Мочтуове
ст. Макіївка
ст. Мосіно
ст. Кутейникове
ст. Довальцево
ст. Іловайськ
ст. Харцизьк
ст. Хаїкове
ст. Горлівка
ст. Горлівка
ст. Дебальцево
ст. Купрична
Горлов-95
ЮЖКЗ
ЮЖКЗ
ЮЖКЗ

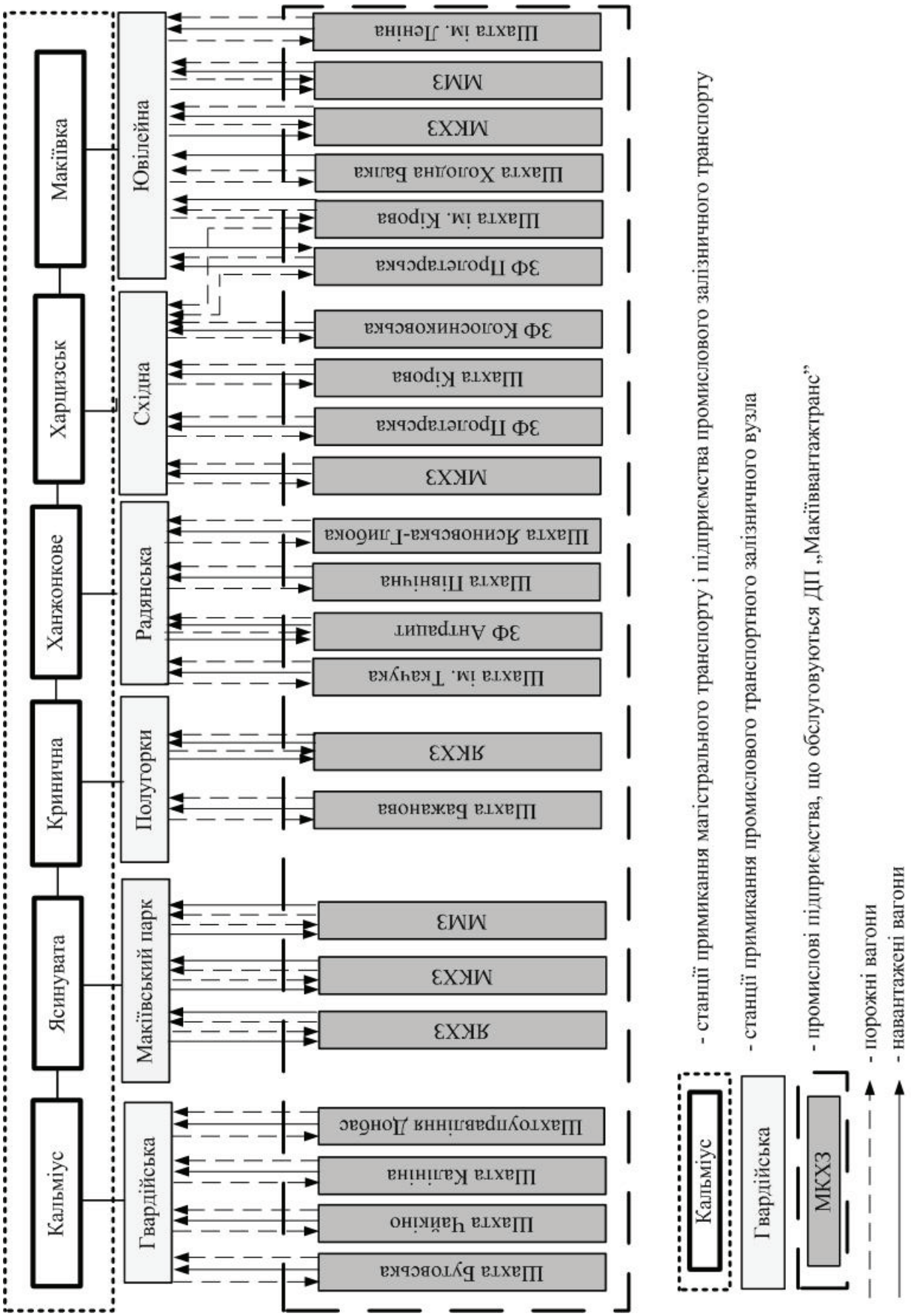


Рис. 2. Схема передачі вагонів між станціями примикання та підприємствами-контрагентами ДП «Макіїввантажтранс»

Сьогодні ж технологія роботи під'їзної колії ДП «Макіїввантажтранс» та станцій примикання на основі розроблених ЄТП та Договору про експлуатацію залізничної під'їзної колії складена таким чином, що використання вагонів під такі, подвійні операції, не проводиться. Тобто, якщо завантажені напіввагони на адресу ЗФ «Колосниковська» приймалися зі станції Харцизськ, то після вивантаження вони можуть бути або навантажені на цьому ж підприємстві, або в порожньому стані здаватися на станцію Харцизськ. Навіть якщо шахті «Холодна Балка» необхідні під навантаження порожні напіввагони, які доцільно було б передати з ЗФ «Колосниковська», ці вагони спочатку здаються на станцію Харцизськ, де з ними виконуються відповідні операції, і лише потім подаються під навантаження на під'їзну колію для шахти «Холодна Балка» через станцію примикання Макіївка.

Така технологія роботи призводить до додаткових витрат на доставку вагонів до вантажовідправника, збільшення часу обігу вагонів, збільшення їх порожнього пробігу, зниження продуктивності вагонів та неефективного використання наявного робочого парку вагонів.

Схематично технологія роботи представлена на рисунку 3.

Зі схеми обігу вагону (рисунок 3) видно, що при неможливості використання вагонів під здвоєні операції для різних підприємств всередині ППЗТ, у підприємства «Макіїввантажтранс» виникають наступні додаткові проблеми при роботі зі станціями примикання:

– неможливість своєчасного забезпечення підприємств всередині ППЗТ вантажними вагонами, в результаті чого призупиняється робота підприємств-контрагентів, через що вони зазнають значних матеріальних збитків;

– зайві додаткові прийомо-здавальні операції на різних станціях примикання та витрати часу на їх виконання;

– зайві перепробіги маневрових локомотивів при прийманні та здаванні вагонів між станціями примикання;

– додаткове зайняття колій промислових станцій і перегонів між ними всередині ППЗТ при русі між станціями примикання.

У той же час, існуюча технологія роботи ППЗТ та станцій примикання призводить до того, що залізниці необхідно здійснювати додаткові перевезення вагонів для підприємств ППЗТ з одних станцій примикання на інші. В такому випадку у залізниці виникають наступні проблеми:

– значний перепробіг вагонів між станціями примикання при їх доставці клієнту;

– зростання часу обігу вагонів, як наслідок — виникає нестача вагонів і потреба у збільшенні парку вантажних вагонів для перевезення тих же обсягів вантажів;

– збільшення обсягу роботи станцій примикання, в результаті чого збільшується навантаження на технічні засоби станції та обслуговуючий персонал;

– зайві витрати на операції по прийманню та відправленню поїздів при доставці їх з одних станцій примикання під'їзної колії на інші;

– збільшення кількості прийомо-здавальних операцій на станціях примикання та часу на їх виконання;

– додатковий час зайняття колій станцій при прийманні та відправленні поїздів, в результаті чого зменшується пропускна здатність станцій;

– зайві витрати на формування або розформування составів для ППЗТ на станціях примикання.

Крім того, при взаємодії ДП «Макіїввантажтранс» з Донецькою залізницею виникають додаткові витрати часу на ведення документації, що пов'язана з перевезенням, на кожній окремій станції примикання. Це збільшує обсяг документообігу між ними, в той час як станція примикання має обслуговувати й інших клієнтів, що примикають до неї.

Схема документообігу та вагонообігу між станціями примикання магістрального транспорту та їх клієнтами представлена на рисунку 4.

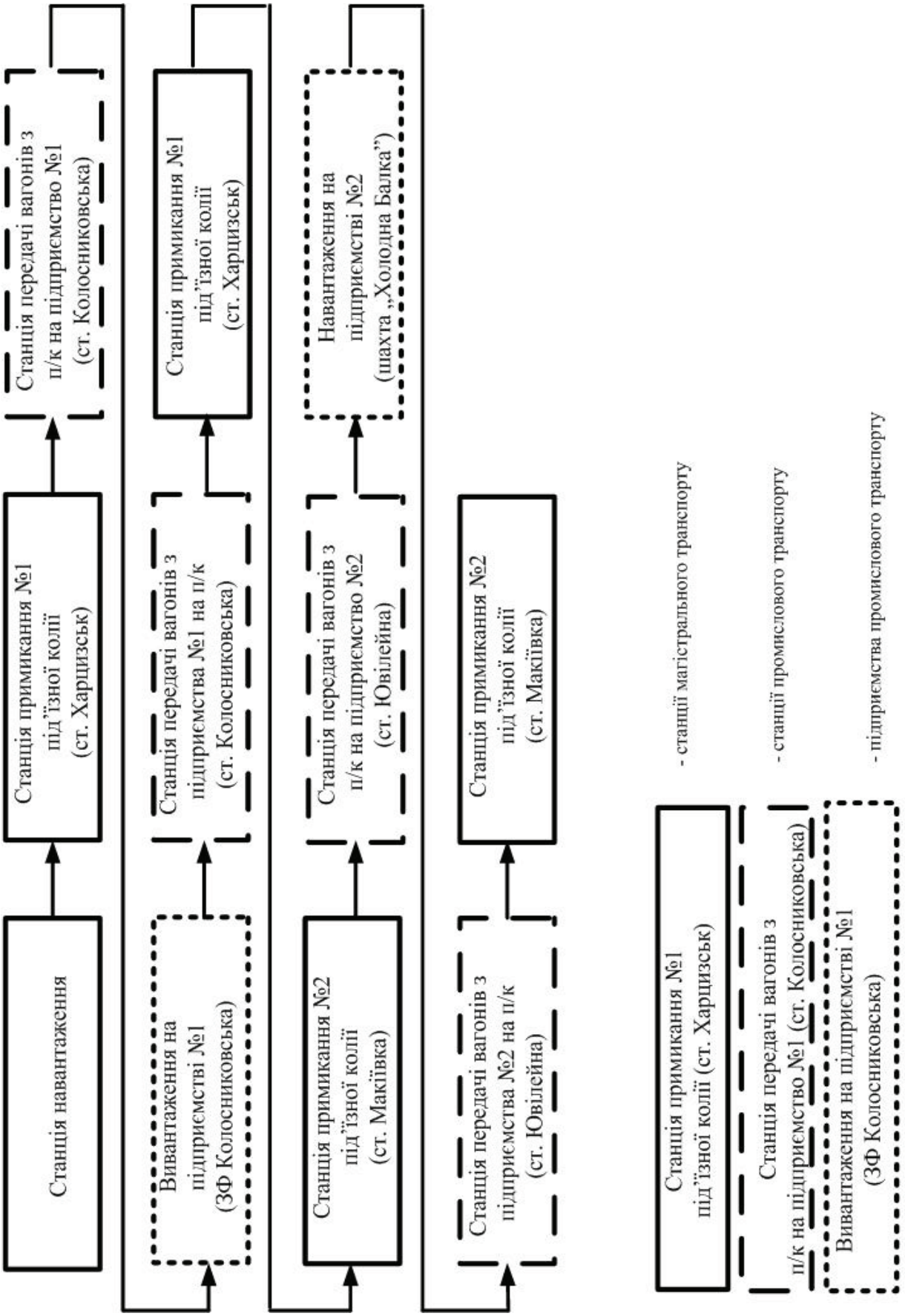


Рис. 3. Схема обігу вагона при існуючій технології роботи станцій примикання та під'їзної колії ППЗТ

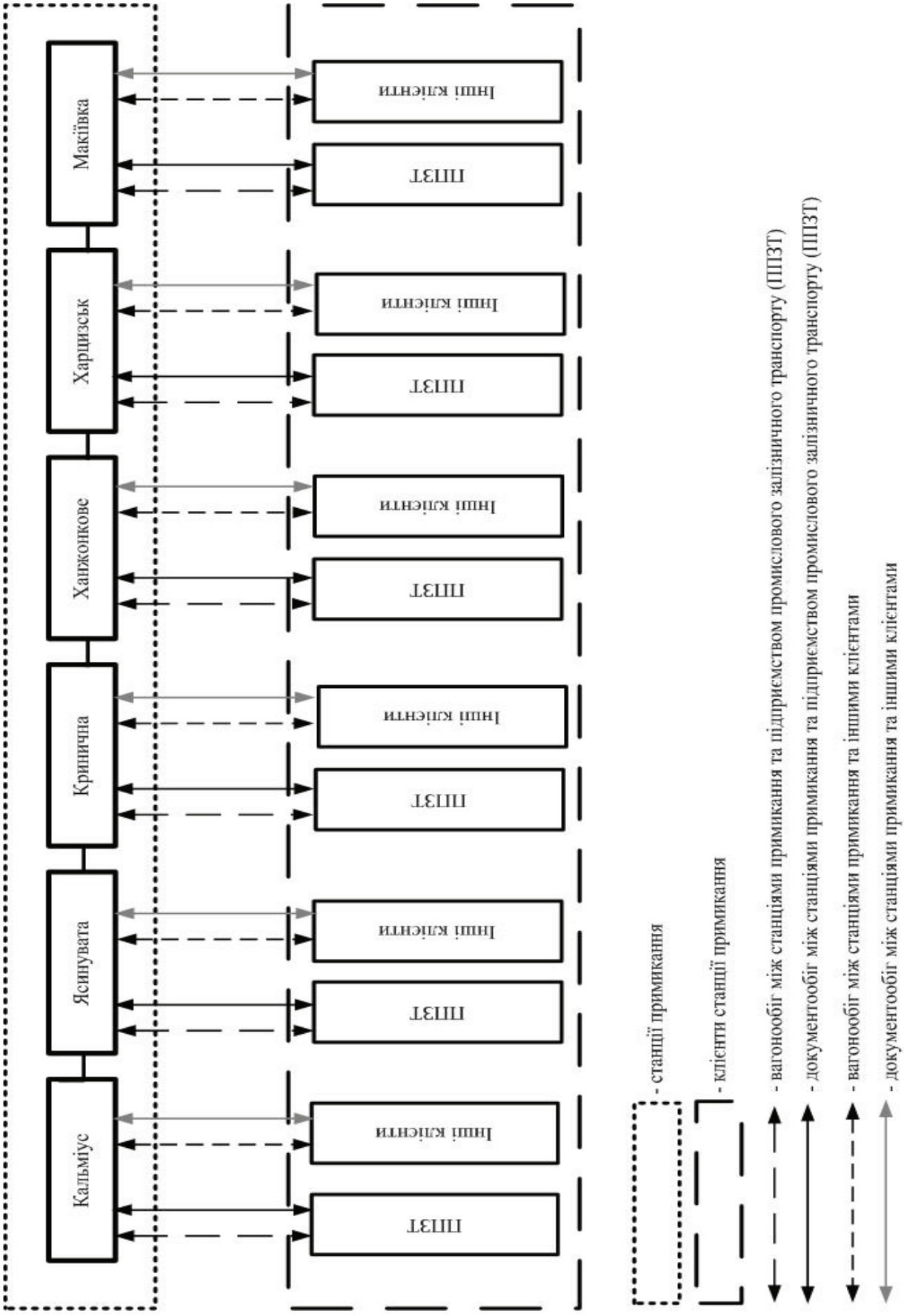


Рис. 4. Схема документообігу та вагонообігу між станціями примикання магістрального транспорту та їх клієнтами

Таким чином, при існуючій технології роботи станцій примикання та підприємства промислового залізничного транспорту ДП «Макіїввантажтранс» і промисловий, і магістральний залізничний транспорт зазнають значних додаткових витрат при взаємодії один з одним.

Висновок

Аналіз роботи підприємств промислового залізничного транспорту (ППЗТ) з магістральним транспортом України на прикладі взаємодії ДП «Макіїввантажтранс» і Донецької залізниці виявив, що ця взаємодія має значні недоліки. Технологія роботи станцій примикання та ППЗТ, яка основана на існуючій зараз нормативно-правовій базі призводить до додаткових витрат не лише для промислового транспорту, але й для магістрального. Державне підприємство «Макіїввантажтранс» не має змоги своєчасно забезпечувати підприємства всередині ППЗТ вантажними вагонами, в результаті чого призупиняється робота підприємств-контрагентів і знижуються їх прибутки та прибутки ППЗТ. У залізниці виникають додаткові витрати на доставку вагонів до вантажовідправника, збільшення часу обігу вагонів, збільшення їх порожнього пробігу, зниження продуктивності вагонів, збільшення собівартості перевезень та неефективне використання наявного робочого парку вагонів. Все це вказує на те, що існуюча нормативно-правова база, яка регламентує взаємовідносини станцій примикання та під'їзних колій ППЗТ, застаріла і потребує перегляду та доопрацювання.

Підвищити якість роботи не лише підприємств промислового залізничного транспорту, а й Укрзалізниці можливо за рахунок оптимізації взаємодії магістрального та промислового транспорту при введенні в дію ряду нових нормативно-правових і нормативних технічних актів, які регламентували б їх роботу і приносили прибуток обом сторонам.

Список літератури

1. Чеклов В.Ф., Бобик Г.В., Масалов А.М., Шкуро Є.Є. Аналіз системи взаємодії залізничних станції з під'їзними коліями вугільних підприємств // Збірник наукових праць ДонІЗТ.— 2006.— № 8.— С. 84–89.

2. Смехов А.А. Управление грузовой и коммерческой работой на железнодорожном транспорте.— Москва «Транспорт», 1990.— С. 351.

3. Правила перевезень вантажів залізничним транспортом України/Алєнічев С.П., Іващук В.Р., Шевченко Л.П. та ін.— Київ: ТОВ «Видавничий дім «САМ».— 2004.— С. 63–78, С. 121–137.

4. Статут залізниць України.— К.: Транспорт України, 1998.— 83 с.

Аннотация. *Определены недостатки взаимодействия подъездного пути Государственного предприятия «Макеевпогрузтранс» с Донецкой железной дорогой и предложены направления повышения качества работы предприятий промышленного железнодорожного транспорта и железных дорог Украины.*

Abstract. *The flaws of the interaction of access road of the State enterprise «Makeevpogruztrans» with Donetsk railway are determined and directions of increasing of quality of work of industrial railway transport and of the railways of Ukraine are offered.*

Стаття надійшла до редакції 14.10.2008 р.

УДК 629.113

ЧЕРНЫШЕВ С.А., к.т.н., доцент; ПЕТРОВ А.В., к.т.н., доцент,
Донецкий институт автомобильного транспорта

К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМ АВТОПАРКОВКИ В УСЛОВИЯХ СОВРЕМЕННОГО ГОРОДА

Предложена конструкция компактной механизированной автостоянки с хранением автомобилей на специальных поддонах, уложенных в многоярусный стеллаж при помощи автопогрузчика и поворотного круга.

Введение

Использование легкового автомобиля как транспортного средства в условиях города, при росте их числа, породило проблему их временного или длительного хранения. Для решения этой проблемы используется либо специально оборудованная стоянка, либо простая парковка на проезжей части дороги [1]. Парковки снижают пропускную способность дорог и улиц, снижают безопасность движения. Наиболее распространенными стоянками являются площадки со специальной разметкой для одноярусного размещения автомобилей с самостоятельным въездом (выездом) автомобиля. Такие стоянки требуют больших площадей.

Постановка задачи

Для решения выдвинутой проблемы предлагается принципиальная схема конструкции стоянки для компактного хранения легковых автомобилей на многоярусных стеллажах с использованием автопогрузчика и поворотных платформ.

Основная часть

Минимальную площадь для хранения N шт. автомобилей на существующей одноярусной разметочной площадке можно легко рассчитать по формуле

$$F_{ст} = N\left[L\left(B + r_{дв} \right) + R_{г}\left(B + r_{дв} \right)\right] \ , \ м^2 \qquad (1а)$$

для однорядного размещения автомобилей или

$$F_{ст} = \frac{N}{2}\left[L\left(B + r_{дв} \right) + R_{г}\left(B + r_{дв} \right)\right] \ , \ м^2 \qquad (1б)$$

для двухрядного размещения автомобилей,

где L, м — габаритная длина автомобиля;

B, м — габаритная ширина автомобиля;

$r_{дв}$, м — радиус открытия двери;

$R_{г}$, м — габаритный радиус поворота автомобиля.

Стеллажное хранение предусматривает установку автомобилей, размещенных на специальных передвижных поддонах, друг над другом. Предусматривается, что автомобиль

самостоятельно въезжает на поддон, его положение фиксируется ручным тормозом (при необходимости фиксацию можно производить колесными башмаками). Последующая операция — подъем поддона с автомобилем автопогрузчиком с последующей укладкой его в стеллаж. Стеллаж представляет собой стальную конструкцию, состоящую из прямоугольных стальных колонн попарно соединенных сваркой опорными направляющими, на которые укладываются поддоны с автомобилями. Расстояние между парными колонами должно равняться длине поддона L_n + 0,01 м.

Компоновка стоянки может быть разная по сложности: от самой простой — с наличием подъездного пути вдоль стеллажа, до самой сложной — с необходимостью загрузки автомобиля с проезжей части дороги.

В первом случае минимальная ширина стоянки (как самый сложный искомый габарит) может быть сведена к ширине поддона (порядка двух метров) плюс диаметр поворотного круга с расположением на нем автопогрузчика с груженным поддоном.

Предлагаемую конструкцию можно сделать модульной. Основной размер модуля

$$M_L = 2(L_n + B_k), м$$

где $B_k, м$ — ширина опорной колоны.

Таким образом, длина стоянки при продольном размещении стеллажей с автомобилями должна быть кратна $M_L, м$.

На рис. 1 показан один модуль (на восемь автомобилей) компактной механизированной автопарковки для автомобилей малого и среднего классов, габариты которых не превышают одной камеры стеллажа (длина до 5 м, высота до 1,5 м, ширина до 2 м) с укладкой в стеллаж не более четырех автомобилей 5 по вертикали.

Для сооружения и эксплуатации автопарковки (одного модуля) необходимы следующие материалы и оборудование. Шесть металлических квадратных колон (два швеллера № 20 сваренные по ребордам) длиной не менее 4,5 м при установке на фундамент попарно соединяются сваркой при помощи четырех двухметровых отрезков швеллера № 10 с шагом по высоте колоны 1500 мм. Указанные двухметровые отрезки образуют направляющие стеллажа 4 для укладки поддона с автомобилем.

Необходимое количество поддонов — 8 шт. Поддон 1 изготавливается из двух отрезков швеллера № 21, служащих одновременно направляющими для въезда колес автомобиля и несущей частью поддона. Въездные швеллера поддона укладываются на четыре отрезка швеллера длиной два метра и соединяются с ними при помощи сварки. Два крайних швеллера (порядка № 10) служат посадочным устройством на стеллаже, а два средних, равноудаленных от центра, подбираются по размеру вил автопогрузчика и служат для центровки поддона, на котором устанавливается автомобиль.

На предлагаемой парковке может быть применен один автопогрузчик модели 40 912 [2] с подъемом на высоту 4,5 м.

Для уменьшения числа необходимых маневров автопогрузчика и, следовательно, для уменьшения площади парковки применяются два поворотных круга 3 диаметром D = 5600 мм. Поворотный круг представляет собой круглую металлическую платформу, рассчитанную на массу груженного автомобилем автопогрузчика. Поворот платформы вокруг осевого опорного шарнира осуществляется при помощи электропривода.

Принцип работы предлагаемой механизированной автопарковки состоит в следующем. Автопогрузчик 2 захватывает любой пустой поддон 1, расположенный на дальнем стеллаже. Отъезжает по прямой на поворотный круг 3, который поворачивается на 90°. Далее автопогрузчик по прямой переезжает на второй поворотный круг, который в том же направлении поворачивается на 90°. Автопогрузчик укладывает поддон на проезжую часть дороги, после чего на поддон

въезжает автомобиль. Автопогрузчик берет поддон на себя и обратным путем возвращается в точку, из которой был взят пустой поддон. При помощи подъемного устройства поддон с автомобилем поднимается и укладывается на пустые направляющие стеллажа. Таким образом, полностью заполняется ряд (4 автомобиля) дальнего стеллажа. Из ближнего стеллажа автопогрузчик забирает пустой поддон, отъезжает на второй поворотный круг, который поворачивается на 180°. Таким образом, проезжая часть дороги занимается только на время для загрузки и выгрузки автомобиля.

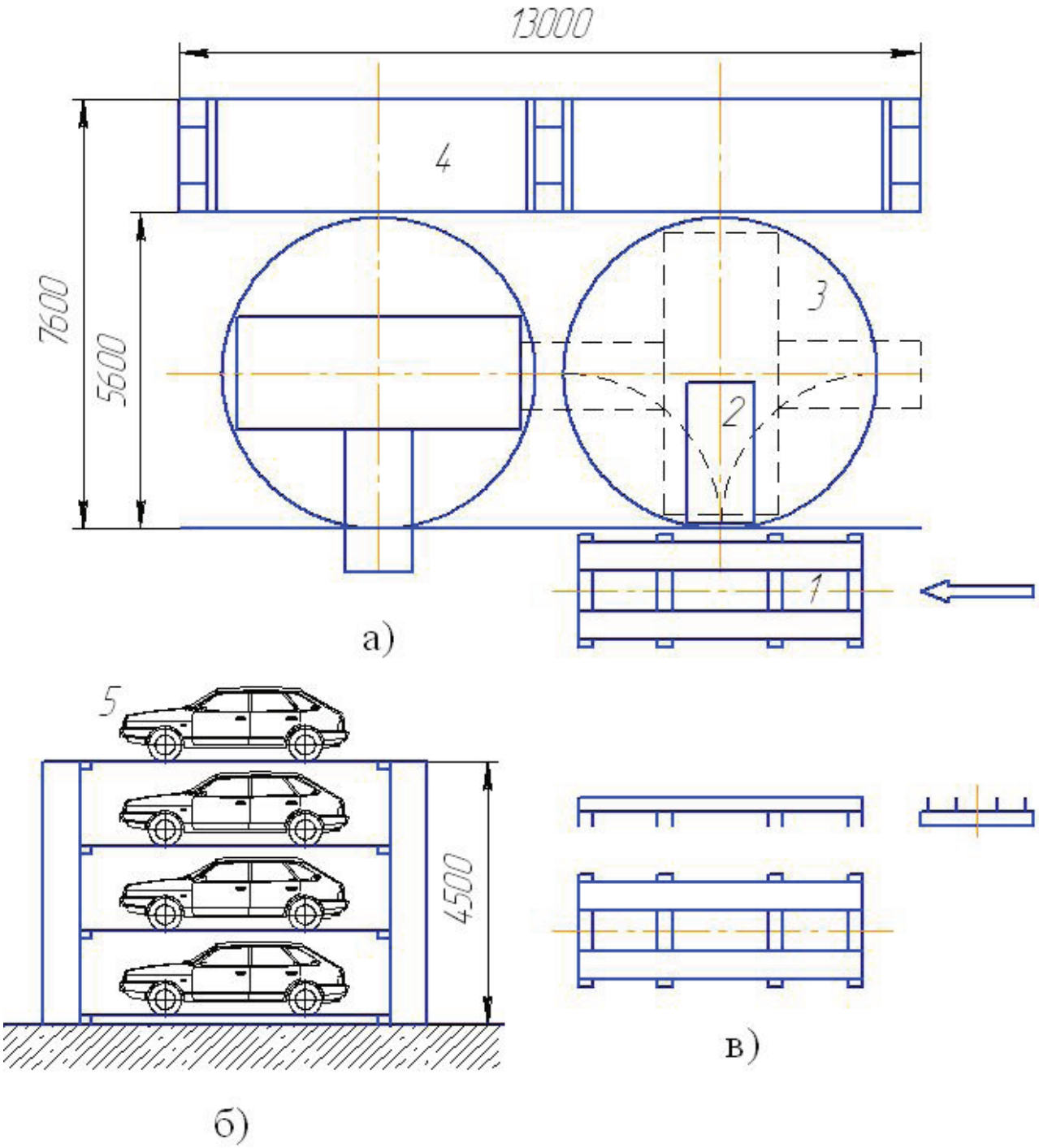


Рис. 1. Компактная механизированная автопарковка:
а) план; б) стеллаж для загрузки поддонов с автомобилями; в) передвижной поддон;
1 — передвижной поддон; 2 — автопогрузчик; 3 — поворотный круг; 4 — стеллаж для хранения автомобилей; 5 — автомобиль

Минимальную площадь для хранения N шт. автомобилей составит

$$F'_{cm} = \frac{N}{n_h}\left[L_n \cdot B_n + D^2 \right] \ , \ м^2 \qquad (2)$$

где n_h, шт — число направляющих стеллажа по высоте;
L_n, м — длина поддона;
B_n, м — ширина поддона;
D, м — диаметр поворотного круга.

Сравнивая формулы (1) и (2) легко убедиться, что площадь механизированной стоянки $F'_{cm} \le \frac{F_{cm}}{n_h}$ будет не менее чем в n_h раз меньше, чем немеханизированной.

Таким образом, можно отметить, что предлагаемая конструкция снижает необходимую площадь не менее чем в $\frac{N}{n_h}$ раз или в n_h раз можно повысить емкость существующих автостоянок путем ее модернизации и сравнительно низких капитальных и эксплуатационных затрат. Следует отметить, что использование поворотного круга снижает не только габариты стоянки, но и упрощает маневрирование автопогрузчика, т. к. все основные движения по загрузке стеллажей сводятся к прямолинейным (вперед-назад) движениям, что резко повышает точность и скорость установки автомобиля в стеллаж.

Предлагаемая механизированная автостоянка может быть рекомендована для установки их вдоль улиц, имеющих свободный габарит не более восьми метров — это сужение газонов, пешеходных тротуаров и т. п.

По нашему мнению, такие стоянки могут найти широкое применение в жилых массивах, т. к. отпадет необходимость оставлять машины на проезжей части жилых дворов, отказаться от индивидуальных гаражей, приблизить место хранения автомобиля к жилью.

Хранение автомобиля в стеллажах снижает опасность угона автомобиля, т. к. для разгрузки требуется специализированное погрузочно-разгрузочное устройство. Для повышения надежности хранения можно использовать легкие заслонки, сетки и т. п.

Простота конструкции и эксплуатации позволяет «привязать» стоянку к различным условиям местности.

Донецкий институт автомобильного транспорта готов оказать посильную помощь при привязке механизированной автостоянки к местности, выбору оборудования, организации эксплуатации.

Выводы

Предложена принципиальная схема механизированной автостоянки с компактным хранением автомобилей на многоярусных стеллажах, позволяющая загружать (разгружать) автомобили в произвольном порядке.

Предложены формулы для расчета площади механизированной автостоянки с хранением автомобилей на многоярусных стеллажах.

Определен минимальный габарит стоянки — ширина, которая составляет 7,6 ÷ 8 м от бордюра проезжей части дороги.

С целью уменьшения габаритов и упрощения маневрирования автопогрузчика предложено использовать поворотный круг, что практически сводит его к прямолинейному движению вперед (назад).

Доказано, что емкость механизированной стоянки зависит от высоты автомобиля, его длины и высоты подъема стрелы автопогрузчика.

Сокращено время (до значения не более трех минут), необходимое для установки автомобиля на стоянку (снятие автомобиля со стоянки).

Повышена надежность и безопасность хранения.

Для удобства проектирования механизированных автостоянок разработан модуль (по длине).

Список литературы

1. ДБН В. 2.3–15:2007 «Автостоянки и гаражи для легковых автомобилей».— Киев — 2007.— 28 с.

2. Краткий автомобильный справочник/А.Н. Понизовкин, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов и др.— М.: АО «ТРАНСКОНСАЛТИНГ», НИИАТ, 1994.— 779 с.

Анотація. *Запропонована конструкція компактної механізованої автостоянки зі зберіганням автомобілів на спеціальних піддонах, які встановлюються у багатоярусних стелажах за допомогою автонавантажувача і поворотного кола.*

Abstract. *Proposed construction of a compact mechanical parking with the storage of car on special pallets, packed in multi-layered stack with the help of forklift and turntable.*

Стаття надійшла до редакції 14.10.2008 р.

УДК 625.7: 681.3

ШИЛІН І.В., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «Донецький національний технічний університет» (м. Горлівка),

ГРИЦУК І.В., ГРИЦУК Ю.В., ДОЛЯ А.Г., САВЕНКОВ М.В., ЗАВАДА А.О., Донбаська національна академія будівництва і архітектури (м. Макіївка)

АВТОМАТИЗАЦІЯ, КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА ДОРОЖНІХ УМОВ СИСТЕМИ «АВТОМОБІЛЬ-ДОРОГА»

В статті розглянуто проблеми, що виникають при аналізі дорожніх умов системи «автомобіль-дорога». Наведено приклади автоматизації основних розрахунків, що виконано за допомогою комп'ютерного моделювання. Вказано основні напрямки застосування запропонованого програмного розрахункового модуля.

Вступ

Розвиток інформатики та ІТ-технології зміщує акцент в підготовці інженера-будівельника-дорожника в напрямку використання нових знань в своїй практичній діяльності. Тобто необхідно при вивченні професійно-орієнтованих дисциплін створювати такі завдання, розв'язання яких потребувало б від студента не тільки знань з конкретної дисципліни, а й уміння застосувати комп'ютерні технології для розв'язання конкретної інженерної задачі.

На сьогоднішній день стає можливим за допомогою персонального комп'ютера створювати алгоритми і у лічені секунди виконувати достатньо трудомісткі розрахунки, використовувати програмні комплекси та розрахункові модулі, маючи при цьому високий ступінь точності одержуваних результатів і малу імовірність помилки.

Постановка проблеми

Статистика дорожньо-транспортних пригод свідчить про високий ступінь впливу дорожніх умов на безпеку руху транспортних засобів. В аналізі витрат на виконання транспортної роботи і витрат, пов'язаних із змістом і обслуговуванням транспортних засобів, високу роль мають дорожні умови. Але складність визначення (значні за об'ємом натурні дослідження) і трудомісткість проведення розрахункової частини (велика кількість чинників впливу) зводять цілий спектр параметрів, що описують дорожні умови, до умовних табличних характеристик, які не завжди адекватно і не завжди повною мірою визначають роль дорожніх умов в конкретному випадку. Таким чином, вдосконалення методики обліку дорожніх умов у транспортній роботі має актуальність.

Стан питання

Основними параметрами дорожніх умов, які впливають на безпечну експлуатацію транспортних засобів є: рівність і шорсткість покриття; кліматичні умови і стан покриття; поперечний і подовжній ухил проїжджої частини; видимість дороги і дорожньої смуги; радіуси кривих дороги в плані і профілі; геометричні параметри проїжджої частини. Окремо вплив кожного з елементів дорожніх умов достатньо вивчений, але спільний вплив окремих поєднань викликає значні труднощі при ручному (без використання ЕОМ) визначенні [1–4]

Ціль роботи та основний матеріал

При обстеженні дорожньо-транспортних пригод (експертизі технічного стану дорожнього покриття) основним показником технічного стану дорожнього покриття є гальмівний шлях автомобіля. Але гальмівний шлях є непрямим показником, оскільки на нього окрім шорсткості покриття здійснює вплив величина і рівність проїжджої частини, стан покриття, рівень обслуговування дороги, тип і стан покришок автомобіля, тип і стан гальмівної системи автомобіля і т. п. Таким чином, набирається значна кількість поєднань різних параметрів, які істотно змінюють результат розрахунку. Більш того, багато параметрів мають тимчасовий характер (швидко змінюються в часі), що вимагає введення необхідних поправок, або удосконалення методики прогнозування ситуацій (поєднань параметрів).

Таким чином, автоматизація розрахунків дозволить прискорити процедуру розрахунків і проглянути набагато більшу кількість варіантів розрахунків для пошуку найбільш відповідного під конкретний випадок.

У разі моделювання аварійної ситуації. На першому етапі необхідно виявити умови руху транспортного засобу (вільне, ускладнене, в потоці і т. п.). Це неможливо без встановлення фактичної інтенсивності руху (можливо за наявності інформації про транспортний рух по дорозі, на якій виконуються вишукування). На жаль визначення реальної інтенсивності руху на автомобільних дорогах практично не виробляється, тому доводиться використовувати нормативну інтенсивність руху автомобілів залежно від технічної категорії (призначення) дороги (міської вулиці) (рис. 1). Використовуючи коефіцієнти розподілу інтенсивності по місяцях, днях тижня і протягом доби, визначаємо розрахункову інтенсивність руху в заданому перегоні дороги в конкретний період часу.

Маючи розрахункову інтенсивність руху транспортних засобів і фактичні виміри геометричних параметрів автомобільної дороги, визначаємо густину потоку автомобілів.

Знаючи марку (модель) транспортного засобу не складає труднощів з'ясувати технічні (тягові) властивості автомобіля: максимальну потужність двигуна; частоту обертання колінчастого валу; передавальне число головної передачі; передавальне число коробки швидкостей на різних передачах; радіус обода колеса, максимальна швидкість руху; власна маса автомобіля і його вантажопідйомність; за наявності причепа (напівпричепа) — зчіпна вага. За цими даними визначаємо передбачуваний динамічний чинник руху автомобіля.

Установить перспективную интенсивность движения при недостаточном изучении транспортного потока

$Q_{год}$=	2060	до 2.5 т -	28	%	
		от 2.5 до 5 т	56	%	
		более 5 т -	16	%	

Состав потока в %

ЗАЗ	7	РАФ	12	ГАЗ	16		
ВАЗ	60	ПАЗ	35	УАЗ	24		
Москвич	0	ЛАЗ	53	ЗИЛ	40		
ГАЗ	30	УАЗ	0	МАЗ	17		
УАЗ	3	КАВЗ	0	КрАЗ	1		
		Икарус	0	КамАЗ	2		
	100		100		100		

$T_{раб}$=	275	тип местн.	2	α=	0,05
				$(\alpha+1)'$	2,08

РЕШЕНИЕ

$Q_{ср}$=	3,24	тонн		
$N_{гр}$=	4817	авт/сут		
N_x=	1204	авт/сут		
N_C=	241	авт/сут		
$N_л$=	1565	авт/сут		
$N_а$=	313	авт/сут		
$N_{сум}$=	8140	авт/сут	значит это	2
$N_ц$=	814	авт/сут		
η=	1,40			
$N_{сум}$=	11380	авт/сут		

ЗАЗ	153 авт/сут	РАФ	53 авт/сут	ГАЗ	1401 авт/сут
ВАЗ	1313 авт/сут	ПАЗ	153 авт/сут	УАЗ	2101 авт/сут
		ЛАЗ	232 авт/сут	ЗИЛ	3502 авт/сут
ГАЗ	657 авт/сут			МАЗ	1488 авт/сут
УАЗ	66 авт/сут			КрАЗ	88 авт/сут
				КамАЗ	175 авт/сут
Σ=	**2189 авт/сут**	**Σ=**	**438 авт/сут**	**Σ=**	**8754 авт/сут**

ИТОГО	**11380 авт/сут**

Рис. 1. Фрагмент розрахункового модуля (модуль «Перспективна інтенсивність руху»)

Знаючи марку (модель) автомобіля, визначаємо тип гальмівної системи з метою виявлення технічних параметрів. Фактичний огляд системи гальмування і покришок автомобіля дозволить виявити поправочні коефіцієнти. Ці дані спільно з даними по реальному гальмівному шляху дозволять припустити швидкість руху.

Дані фактичної шорсткості і рівності покриття і тягові властивості автомобіля дозволять перевірити можливість руху автомобіля з передбачуваною швидкістю руху.

У разі розбіжності значень необхідно враховувати і інші чинники шляхом введення поправочних коефіцієнтів.

Також траєкторія руху автомобіля до події і після дозволить змоделювати можливі варіанти виникнення аварійної ситуації.

У разі моделювання можливості виконання транспортної роботи. Особливо це актуально для транспортних засобів з великою довжиною і з великою вантажопідйомністю. Можливі декілька варіантів розрахунків: можливість подолання затяжних підйомів (спусків) за несприятливих погодних (дорожніх) умов (перевіряється можливість подолання підйому взагалі і в реальних дорожніх умовах); визначення динамічного габариту автомобілів (на радіусах закруглює в плані і під інженерними спорудами); забезпечення безпечної розрахункової швидкості руху (з умови забезпечення траєкторії руху вантажного транспорту і зручності перевезення пасажирів).

У всіх випадках розрахунок ґрунтується на тягових властивостях транспортних засобів, їх статичних габаритах і фактичних геометричних розмірах автомобільної дороги.

Ґрунтуючись на стандартному методі розрахунку автомобіля [5] було створено розрахунковий модуль у табличному процесорі Microsoft Excel [6], що дозволяє всебічно розглядати динамічну систему «автомобіль-дорога». Модуль складається з восьми блоків: тяговий баланс і швидкість руху, аналіз сил опору руху (рис. 2), динамічний паспорт, прохідність, гальмування, стійкість, продуктивність, витрата палива. Крім того, виконується аналіз динаміки розгону автомобіля, методом аналітичного визначення часу і шляху розгону в заданому інтервалі швидкості, згідно описаної в літературі [7] методиці. На підставі створеної моделі «автомобіль-дорога» визначається диференціальна залежність оптимального режиму роботи двигуна від умов, в яких експлуатується транспортний засіб, забезпечуючи оптимальне сполучення екологічного ефекту, необхідної потужності і моторесурса.

Розрахунковий модуль є універсальним і може бути повною мірою орієнтований на розрахунок характеристик транспортних засобів починаючи від магістральних автопотягів і закінчуючи легковими автомобілями. Для проведення комплексного аналізу необхідно мати достатню кількість даних щодо виду транспортного засобу, який підлягає розрахунку, серед яких докладні відомості про геометрію двигуна, паливо, процеси горіння у циліндрах, потужність, моменти на валу двигуна, передатні відносини і моменти інерції трансмісії, тип прохідності, геометрію і тип гальмівної системи, закони розподілу маси автомобіля, геометрію кузова, дорожні умови і т. п. [8].

Таким чином, змінивши необхідні параметри автомобіля в його математичній моделі, ми миттєво одержимо відомості про наслідки такої модифікації. Також можливе і розв'язання зворотного завдання — вибір обраних характеристик автомобіля при заданих умовах експлуатації.

Розглянутий модуль постійно модифікується і наступним кроком буде включення в математичну модель транспортного засобу коефіцієнтів опору коченню і опору потоку повітря, як функцій від параметрів, що характеризуються динамікою руху автомобіля. Це дозволить у більшій мірі аналізувати вплив на рух реального автомобіля факторів з боку середовища експлуатації.

1.2. Сопротивление движению автомобиля

Сопротивление качению (Wf)

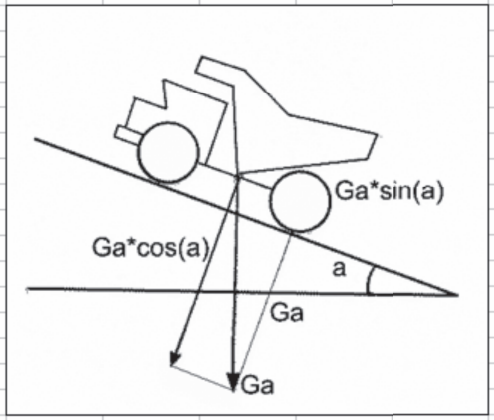
Возникает вследствии деформации шины, дороги и сопровождающих эти деформации явлений.
На горизонтальной дороге сила сопротивления качению определяется по формуле, Н.

Wf = Ga*F;

Ga - Вес автомобиля, Gao - вес гружёного прицепа, n - количество прицепов,
Н; F - коэффициент сопротивления качению.

Ввод данных

Ga (кг)	7000	362600	H		
Gao (кг)	30000		Wf =	9542,105	H
n	1				



Сопротивление при движении на подъём (Wh)

При движении автомобиля на подъём под углом (a), кроме сопротивления качению колёс, появляется дополнительное сопротивление, Н.

В случае движения на подъём: Wf + Wh = Ga*(F*COS(a) + SIN(a));

В случае движения под уклон: Wf + Wh = Ga*(F*COS(a) - SIN(a));

Ввод данных

Введите "1", если движение направлено на подъём, "2", если под уклон.					1
Уклон дороги (%)	2				
Wf + Wh =	16792,2	H			

Сопротивление воздуха движению Ww

Обусловлено в основном трением в пограничном слое и вихреобразованием в воздухе. Вследствие вихреобразования появляется различное давление на переднюю и заднюю часть автомобиля.

Ww = c*λ*F*V^2;

Где (c) - коэффициент пропорциональности, зависящий от формы машины и состояния её поверхности, (F) - площадь лобового сопротивления автомобиля, (λ) - плотность воздуха, (V) - скорость движения автомобиля

Ww = k*F*V^2/3,6^2;

Где (k) - коэффициент сопротивления воздуха. (V) - скорость в км/ч.

Ввод данных

k =	0,065				
F =	6	м^2	Ww =	118,3404	H

Сопротивление разгону Wi

При неравномерном движении часть энергии двигателя будет затрачиваться на ускорение поступательно движущегося автомобиля и на ускорение его вращающихся масс (маховика, двигателя, колёс)

Wi = j*b*Ga/g;

Где (j) - ускорение автомобиля, м/с^2., (b) - коэффициент учёта вращающихся масс.

Рис. 2. Фрагмент розрахункового модуля (блок «Опір руху автомобіля»)

Перелік літератури

1. Васильев А.П., Сиденко В.М. Эксплуатация автомобильных дорог и организация дорожного движения.— М: Транспорт, 1990.— 304 с.

2. Залуга В.П., Буйленко В.Я. Пассивная безопасность автомобильной дороги.— М.: Транспорт, 1987.— 189 с.

3. Бабков В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения.— М.: Транспорт, 1982.— 288 с.

4. Немчинов Н.В. Сцепные качества дорожных покрытий и безопасность движения автомобилей.— М.: Транспорт, 1985.— 231 с.

5. Гришкевич А.І. Автомобілі: Теорія.— Мн.: Віш. шк., 1986.— 208 с.

6. Грицук І.В., Грицук Ю.В., Савенков М.В., Завада А.О. Комп'ютерне моделювання та аналіз системи «Автомобіль-Дорога» // Комп'ютерне моделювання в освіті// Матеріали III Всеукраїнського науково-методичного семінару 24 квітня 2008 р.— Кривий Ріг: КДПУ, 2008.— С. 20–21.

7. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств.— М.: Машиностроение, 1989.— 240с.

8. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчёт автомобиля.— М.: Машиностроение, 1984.— 376 с.

Аннотация. *В статье рассмотрены проблемы, возникающие при анализе дорожных условий системы «автомобиль-дорога». Приведены примеры автоматизации основных расчетов, которые выполнены с помощью компьютерного моделирования. Указаны основные направления применения предложенного программного расчетного модуля.*

Abstract. *Problems appearing in the analysis of road terms of the system «car-road» are considered in the article. The examples of automation of basic calculations which are executed by the computer design are resulted. Basic directions of application of the offered programmatic calculation module are indicated.*

Стаття надійшла до редакції 14.10.2008 р.

УДК 629.113

БАННИКОВ В.А., ст. преподаватель; ВЕРБИЦКИЙ В.Г., д.ф.-м.н., профессор; ЗАГОРОДНОВ М.И., к.т.н, доцент; МАКАРОВ В.А., к.т.н., доцент; МАЛИНЕНКО Е.М. к.ф.-м.н., доцент,
Донецкий институт автомобильного транспорта;
ДАНИЛЕНКО А. Э., инженер, Председатель Комитета автокросса и ралли-кросса Санкт-Петербурга и Ленинградской области Российской Автомобильной Федерации

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ЭКИПАЖА ПРИ ПОСТОЯННЫХ ВНЕШНИХ СИЛОВЫХ ВОЗМУЩЕНИЯХ

Определено влияние на динамические качества (устойчивость, управляемость) автомобиля его конструктивных параметров (характеристик силового взаимодействия колеса с полотном дороги, поперечных постоянных силовых возмущений).

Введение

Множество стационарных состояний колесного экипажа при отсутствии асимметрии в модели является симметричным (правый и левый повороты эквивалентны). При наличии дефектов симметрии в модели теряется симметричность и множество стационарных состояний системы, при этом может нарушаться и их устойчивость. Поэтому определение качественной и количественной картины влияния асимметрии является актуальной задачей динамики экипажей.

Анализ последних публикаций

Анализ бифуркационного множества экипажа при наличии постоянного поперечного силового воздействия был выполнен в работе [5]. В более ранней работе [6] были получены значения соответствующих стационарных режимов (круговых). Вопрос об управляющих воздействиях, переводящих экипаж к прямолинейному режиму движения был рассмотрен лишь на качественном уровне (с использованием геометрического подхода).

Цель работы

Дать регулярный количественный способ оценки управляемых воздействий (поворот управляемых колес) для компенсации постоянного бокового силового воздействия, прототипом которого может являться поперечный уклон дороги, боковой воздушный поток и т. д.

Постановка проблемы

Рассмотрим систему, состоящую из корпуса и переднего колесного модуля, его поворот относительно корпуса жестко фиксируется (задается параметром θ). Система находится под воздействием боковых реакций опорной поверхности — упругие колеса могут катиться под некоторым углом (угол увода) к плоскости симметрии колеса, при этом возникают силы увода со стороны опорной поверхности. Силы увода определяются эмпирически и могут быть приближенно представлены различными аналитическими зависимостями. Пусть m — масса и J — центральный момент инерции системы относительно вертикальной оси, a, b — расстояния центра масс экипажа до передней и задней колесных осей.

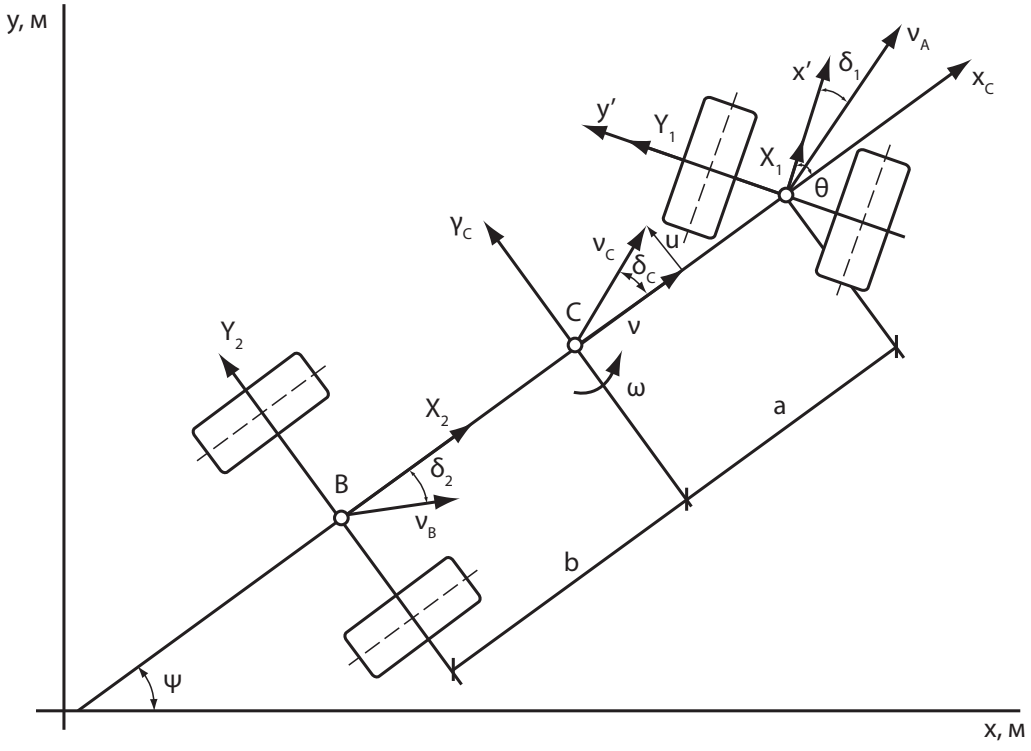


Рис. 1. Расчетная схема автомобиля с «жестким» управлением колесным модулем

Уравнения плоскопараллельного движения велосипедной схемы экипажа с постоянной составляющей скорости v в продольном направлении имеют вид

$$m(\dot{u}+\omega v)=Y_1\cos\theta+Y_2;$$
$$J\dot{\omega}=aY_1\cos\theta-Y_2b;$$
$$\delta_1=\theta-arctg\frac{u+a\omega}{v};\delta_2=arctg\frac{-u+b\omega}{v},$$

где u - поперечная составляющая скорости центра масс экипажа; ω - угловая скорость относительно вертикальной оси; δ_1,δ_2 - углы увода на передней и задней осях. В линейном приближении сила увода пропорциональна коэффициенту увода $Y_i=k_i\delta_i, i=1,2.$

После линеаризации исходной системы уравнений движения в окрестности невозмущенного прямолинейного движения ($u=0,\omega=0$) получим характеристическое уравнение

$$\lambda^2+p\lambda+q=0;$$
$$p=\frac{1}{v}(\frac{k_1+k_2}{m}+\frac{k_1a^2+k_2b^2}{J});$$
$$q=\frac{k_1k_2l^2-mv^2(k_1a-k_2b)}{mlv^2}.$$

Так как p>0, то условием устойчивости является q>0. Следовательно, для случая $k_1a>k_2b$ (автомобиль с избыточной поворачиваемостью) прямолинейное движение асимптотически устойчиво лишь при скорости $v<v_{kr}$

$$v_{kr}^2=\frac{k_1k_2l}{m(k_1a-k_2b)}=\frac{\bar{k}_1\bar{k}_2}{\bar{k}_1-\bar{k}_2}gl,$$

где $\bar{k}_i=k_i/N_i$ - безразмерные коэффициенты бокового увода (N_i — нагрузки на оси).

Основная часть

Наличие боковой силы Q приводит к перестройке множества стационарных состояний системы, так при $V<V_{kp}$ и q=0 реализуется некоторый круговой стационарный режим, его характеристики указывают на степень «податливости» экипажа. Возвращение к прямолинейному режиму может быть осуществлено за счет корректирующего воздействия на рулевое управление.

В случае модели «идеального» экипажа, у которого продольная плоскость, проходящая через середины колесных осей, является плоскостью геометрической и динамической симметрии, при наличии внешнего поперечного силового воздействия (Q — постоянная внешняя сила, приложенная в центре масс) определение особых точек в окрестности прямолинейного движения сводится к решению системы $(\cos\theta\approx1)$

$$-\frac{v}{g}\omega+\frac{\bar{Y}_1(\delta_1)b}{l}+\frac{\bar{Y}_2(\delta_2)a}{l}+\bar{Q}=0,$$
$$\bar{Y}_1(\delta_1)-\bar{Y}_2(\delta_2)=0. \qquad (1)$$

Здесь $\bar{Y}_i(\delta_i)=Y_i(\delta_i)/N_i$ - безразмерные приведенные боковые реакции опорной плоскости; δ_1,δ_2 - приведенные углы бокового увода колесных осей; $\bar{Q}=Q/mg$ - безразмерная внешняя сила.

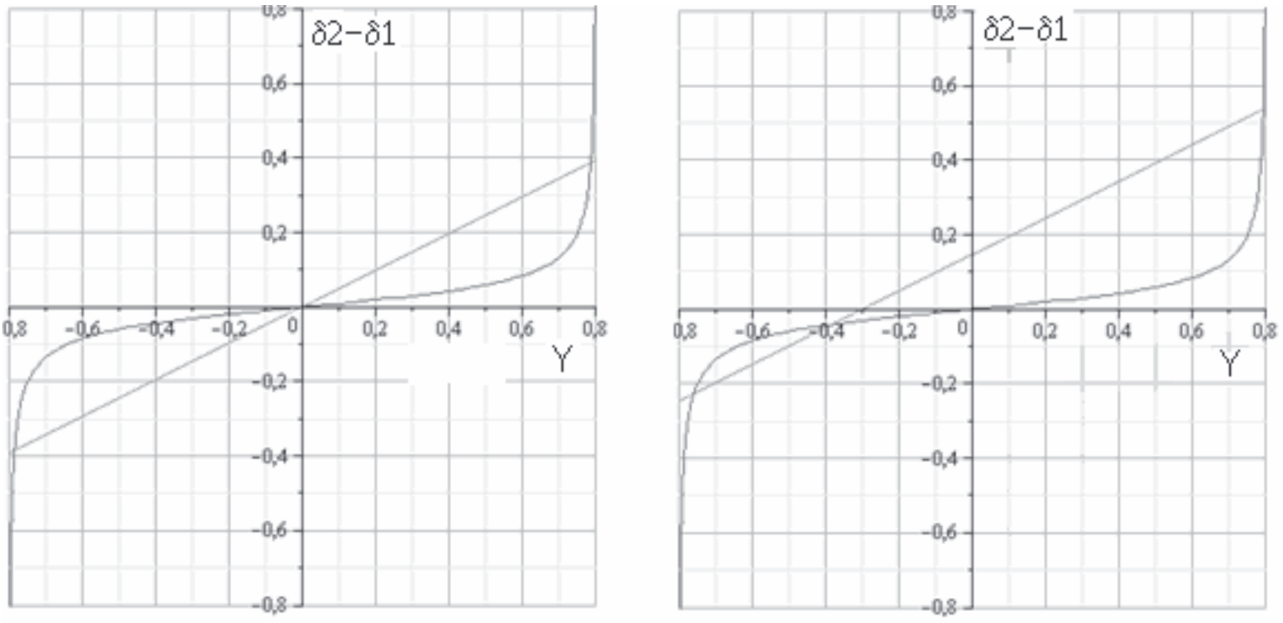
В достаточно малой окрестности начала координат (в окрестности прямолинейного режима) будет справедливо соотношение

$$\omega = \frac{v(\theta + \delta_2 - \delta_1)}{l}.$$

Уравнения, определяющие стационарные состояния экипажа при наличии постоянных силовых воздействий

$$\bar{Y} = \frac{v^2}{gl}(\theta + \delta_2 - \delta_1) - \bar{Q}, \quad \bar{Y}_1 = \bar{Y}_2 = \bar{Y}(\delta_2 - \delta_1). \tag{2}$$

На плоскости переменных $\delta_2 - \delta_1$ и $\bar{Y}$ первое уравнение (2) определяет подвижную прямую, второе — неподвижную кривую $\bar{Y} = \bar{Y}(\delta_2 - \delta_1)$ (рис. 2, а, б) [1].



а) *б)*

Рис. 2. Графическая интерпретация определения стационарных режимов
а) отсутствие боковой силы; б) наличие боковой силы

Рис. 2, *а, б* (а): $\theta = 0$, $Q = 0$; $v = 10$ *м/с*; (б): $\theta = 0$, $Q = 0{,}3$; $v = 10$ *м/с*.

Бифуркационные значения параметров v и θ определяют многообразие всех касательных к кривой $Y(\delta_2 - \delta_1)$, т. е. двойственную кривую [2]. Точки возврата («каспы») двойственной кривой соответствуют точкам перегиба исходной кривой $Y(\delta_2 - \delta_1)$. Симметричному «каспу» соответствует трехкратный стационарный режим при $\theta = 0, v = v_{kp}$ (потеря устойчивости прямолинейного режима движения).

Проанализируем эту возможность для аппроксимации

$$\bar{Y}_i(\delta_i) = \kappa_i \delta_i (1 + \kappa_i^2 \phi_i^2 \delta_i^2)^{-1/2}; \quad \kappa_i = k_i / G_i. \tag{3}$$

Тогда первые два члена разложения для функции $(\delta_2 - \delta_1) = G(Y)$ имеют вид

$$G(Y) = (\kappa_2^{-1} - \kappa_1^{-1})Y + \tfrac{1}{2}(\kappa_2^{-1}\phi_2^{-2} - \kappa_1^{-1}\phi_1^{-2})Y^3 + \ldots \qquad (4)$$

Здесь $\kappa_1 > \kappa_2$: имеется критическая скорость v_{kp}, причем $(v_{kp})^2 = \kappa_1\kappa_2 gl(\kappa_1 - \kappa_2)^{-1}$.

Покажем, что аналитический подход приведет к последней формуле, если принять линейную гипотезу увода

$$\delta_i = G_i(Y) = Y / k_i,$$

$$\delta_2 - \delta_1 = G(Y) = [(k_1 - k_2) / k_1 k_2]Y.$$

Условие касания подвижной прямой ($\theta = 0, Q = 0$) и неподвижной кривой примет вид

$$\frac{gl}{\mathrm{v}^2} = \frac{k_1 - k_2}{k_1 k_2}.$$

Случаю слияния трех особых точек в общем случае соответствует бифуркация сборки, как упоминалось выше, пространство параметров, в котором неустранимым образом реализуется сборка, двумерно [3]. Геометрическое место точек в плоскости параметров, которым отвечают катастрофические изменения, (бифуркационное множество) представляет собой полукубическую параболу с точкой возврата. Подобную геометрическую структуру бифуркационного множества можно проследить если в системе, определяющей стационарные состояния, ограничиться лишь кубическим приближением. Действительно, мы бы получили кубическое уравнение, далее рассмотрим его общий вид (со свободным членом, квадратичный член соответствующим преобразованием Чирнгаузена может быть исключен)

$$x^3 + \beta x + \alpha = 0, \qquad (5)$$

оно имеет при одних значениях параметров (α, β) один действительный корень (стационарный режим), при других — три. Дискриминант кубического уравнения (5) обращается в ноль на множестве точек плоскости параметров, которое размежевывает области с различным числом стационарных состояний. Это множество параметров называется критическим, уравнение (5) для соответствующих значений параметром имеет кратные действительные решения. Это свойство может быть использовано при анализе критического множества в случае более сложной структуры определяющего уравнения. Проиллюстрируем этот подход для случая определяющего уравнения (5).

Определим значения параметров (α, β), при которых прямая $y = -(\beta x + \alpha)$ касается кубической параболы $y = x^3$ (рис. 3, а), из условия касания (в этом случае определяющее уравнение имеет кратные корни) получим систему

$$\begin{aligned} \beta &= -3x^2, \\ \alpha &= 2x^3. \end{aligned} \qquad (6)$$

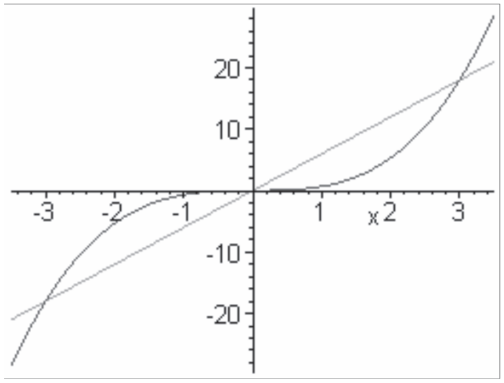
Система (6) определяет дискриминантную кривую (точкам этой кривой соответствуют кратные решения исходного уравнения (5). Исключив параметр x, получим полукубическую параболу (очевидно, это просто дискриминант кубического уравнения (рис. 3, б)

$$\alpha^2 = -4 / 27\beta^3. \qquad (7)$$

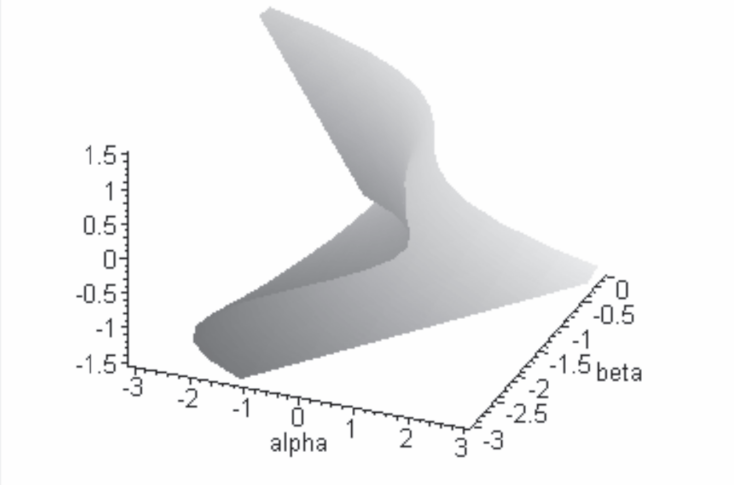
Построим теперь поверхность катастрофы сборки. Она представляет собой геометрический образ множества решений исходного уравнения (5) при всех значениях параметров (α, β). Ее уравнение в параметрической форме имеет вид

$$\begin{cases} x = x, \\ \beta = \beta, \\ \alpha = -(x^3 + \beta x). \end{cases} \qquad (8)$$

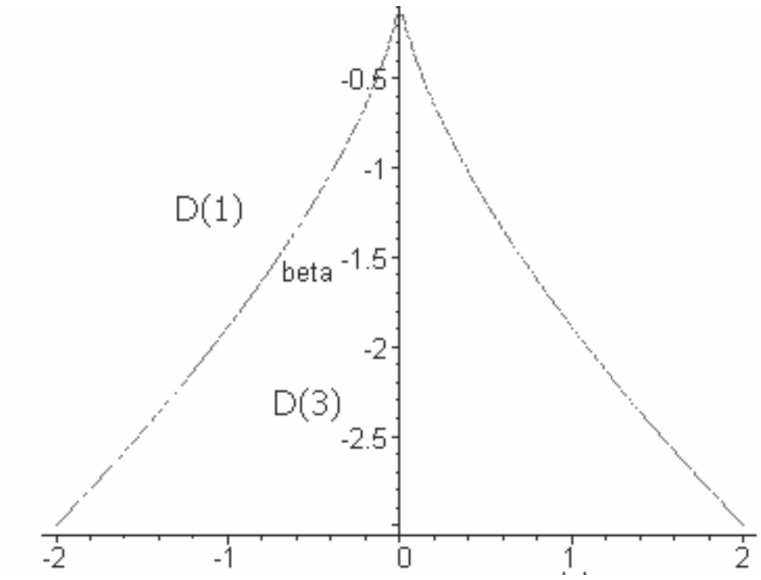
Для каждого значения $\beta < 0$ существует интервал $(-\alpha^*, \alpha^*)$ такой, что точке (α, β) соответствует три точки на поверхности катастроф (поверхности равновесных состояний рис. 3, в).



а)



б)



в)

Рис. 3 Иллюстрация построение поверхностей катастроф для системы с 2-мя управляющими параметрами *α* и *β*

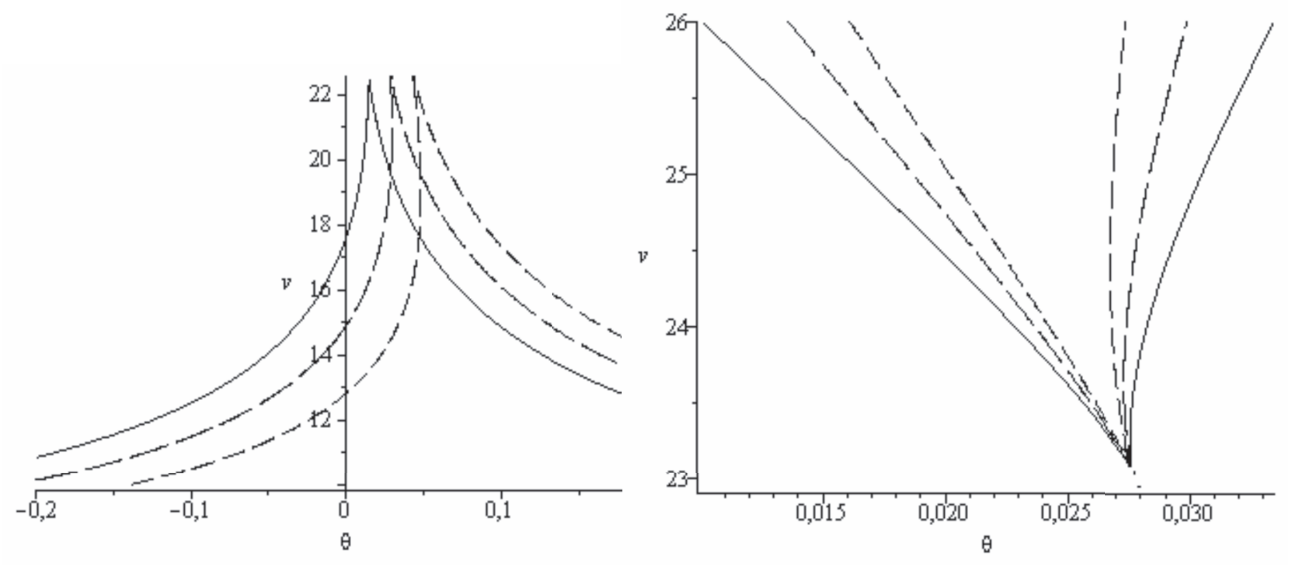
а) случай параметров α и β* при которых реализуются три корня; б) поверхность действительных корней уравнения (5) в плоскости параметров α и β;.в) область плоскости параметров α и β, в которой реализуются три действительных корня уравнения (5).*

Учитывая (4), из (2) получим следующее определяющее уравнение (число его действительных корней, определяет число стационарных режимов экипажа в некоторой конечной окрестности ($\theta = 0,\ v = v_{kp}$)

$$(Y+Q)gl/v^2 = \theta + (\kappa_2^{-1} - \kappa_1^{-1})Y + \tfrac{1}{2}(\kappa_2^{-1}\phi_2^{-2} - \kappa_1^{-1}\phi_1^{-2})Y^3. \qquad (9)$$

Анализ бифуркационного множества позволяет оценить влияние внешних силовых воздействий на экипаж и определить стратегию управления углом поворота с целью парирования таких воздействий. Далее рассмотрен случай ($Q \neq 0$; m=1317 *кг*, I=4061 *кг/м*^{2}, a=2,3 *м*, b=2,7 *м*, k_1=23 000 *Н/рад*, k_2=15 000 *Н/рад*, φ_1=0,66…0,8; φ_2=0,8).

Из (2) следует, что при $Q > 0$ подвижная прямая опускается на Q, то есть должна приводить лишь к некоторому смещению невозмущенного бифуркационного множества (рис. 4,*а*). При изменении коэффициента сцепления на передней оси φ_1=0,8; 0,69; 0,68; 0,66 бифуркационное множество перестраивается, увеличивая область устойчивости в плоскости параметров (v,θ) (рис. 4, *а, б*). Этот факт также можно было предугадать на основе геометрического метода нахождения стационарных режимов движения, однако пороговое значение φ_1*, которому соответствует такая перестройка требует аналитического рассмотрения.



а) *б)*

Q = *{0,15; 0,3; 0,45}*, φ_1 = *0,8* Q = 0,3 , φ_1 = *{0,69; 0,68; 0,66}*

Рис. 4. Бифуркационные множества модели автомобиля

а) при различных значениях Q; б) при различных значениях φ на передней оси.

Поворотом передних колес в надлежащую сторону можно устранить влияние боковой силы и получить желательный режим движения.

В области D (3) имеется один устойчивый стационарный режим и два неустойчивых, в области D (1) — один неустойчивый. Острию соответствует трехкратная особая точка фазовой плоскости, оно идентифицирует катастрофу сборки в многообразии стационарных состояний.

Найдем при $v < v_{kp}$ условие реализации прямолинейного движения при действии боковой силы Q, т. е. такое значение угла θ, при котором нейтрализовалось бы влияние Q без нарушения прямолинейности движения. Если $\omega = 0$, то стационарные состояния удовлетворяют системе

$$Y = -Q,\ Y = Y(\delta_2 - \delta_1),$$

т. е. подвижная (при $\omega \neq 0$) прямая становится (при $\omega = 0$) неподвижной (и горизонтальной). Следовательно, особая точка должна иметь ординату $-Q$. Чтобы его реализовать при действии боковой силы, необходимо передние колеса повернуть на угол θ_0, причем $\theta_0 > 0$ (поворот в сторону действия силы Q) в случае $k_1 > k_2$ и $\theta_0 < 0$ (поворот в сторону, противоположную направлению силы Q) в случае $k_1 < k_2$. Значение угла θ_0 определяется выражением

$$\theta_0 = -(\delta_2 - \delta_1)_0, \qquad (10)$$

где $(\delta_2 - \delta_1)_0$ — решение уравнения $Y(\delta_2 - \delta_1) = -Q$. Решение последнего может быть получено в аналитическом виде, если перейти от зависимостей $Y_i = Y_i(\delta_i)$ к обратным зависимостям $\delta_i = G_i(Y_i)$. Тогда, так как $G(Y)$ - нечетная функция, получим интересную интерпретацию решения

$$\theta_0 = -(\delta_2 - \delta_1)_0 = -G(-Q) = G(Q). \qquad (11)$$

Для линейного участка неподвижной кривой

$$Y(\delta_2 - \delta_1) = \frac{k_1 k_2}{(k_1 - k_2)}(\delta_2 - \delta_1).$$

Уравнение

$$\frac{k_1 k_2}{(k_1 - k_2)}(\delta_2 - \delta_1) = -Q;$$

имеет решение

$$(\delta_2 - \delta_1)_0 = -\frac{k_1 - k_2}{k_1 k_2} Q,$$

т. е.

$$\theta_0 = \frac{k_1 - k_2}{k_1 k_2} Q. \qquad (12)$$

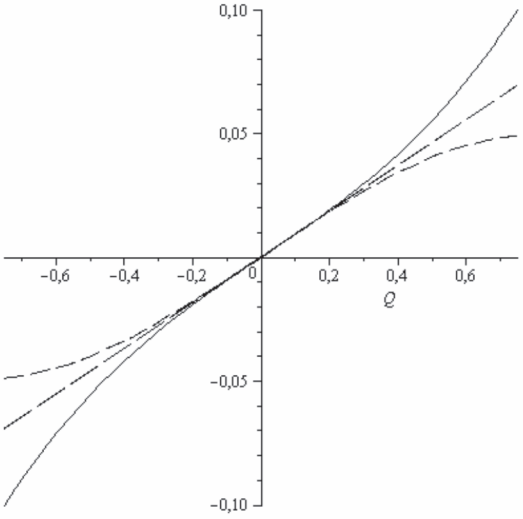
Этот результат совпадает с известным решением, полученным в линейной постановке [4]. Следующее приближение (с учетом кубических членов) имеет вид

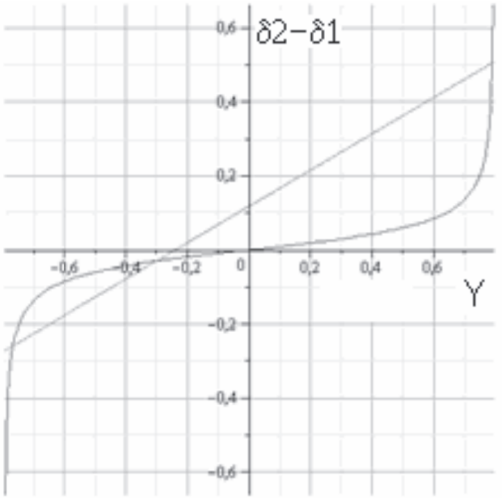
$$\theta_0 = (\kappa_2^{-1} - \kappa_1^{-1})Q + \tfrac{1}{2}(\kappa_2^{-1}\phi_2^{-2} - \kappa_1^{-1}\phi_1^{-2})Q^3.$$

Представленный подход дает возможность получить нелинейную оценку для корректирующего угла поворота управляемых колес при произвольной аппроксимации сил бокового увода. Для выбранной выше аппроксимации сил увода точный результат может быть представлен в виде конечного соотношения

$$\theta_0 = \kappa_2^{-1} Q / \sqrt{1 - Q^2 / \varphi 2^2} - \kappa_1^{-1} Q / \sqrt{1 - Q^2 / \varphi 1^2}.$$

На рисунке 5, *а* представлены графики θ_0 угол поворота управляемых колес для нейтрализации поперечной боковой силы Q при различных значениях коэффициента сцепления на передней оси φ_1=0,8; 0,7; 0,65. На рисунке 5, *б* показано положение «подвижной» прямой в случае корректировки угла поворота ($Q = 0{,}3$; θ_0=0.03002439). В этом случае реализуется устойчивый прямолинейный режим движения автомобиля.





а) φ1 =0,8; 0,7; 0,65 *б) v =10 м/с; $Q = 0{,}3$; θ_0= 0.03 002439; φ_1= 0,8;*

Рис. 5.

а) зависимость коррегирующего воздействия при действии постоянной Q и различных значений φ на передней оси; б) графическое определение прямолинейного стационарного режима после коррегирующего воздействия на рулевое управление

Выводы

При $v < v_{kp}$ надлежащим выбором значения θ_0 можно получить стационарный режим машины, соответствующий прямолинейному движению, однако он будет неустойчивым.

Отличие между случаями

$(k_1 - k_2)(\phi_1 - \phi_2) > 0$ и $(k_1 - k_2)(\phi_1 - \phi_2) < 0$

следующее. В первом случае угол $\theta_0 > 0$ (для $k_1 - k_2 > 0$) или $\theta_0 < 0$ (для $k_1 - k_2 < 0$) при всех $Q > 0$. Во втором случае знак θ_0 зависит от значения Q и с увеличением $|Q|$ может измениться на противоположный.

Перечень литературы

1. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля.— М.: Машгиз, 1947.— 156 с.

2. Вербицкий В.Г. Бифуркационные множества и катастрофы в многообразиях стационарных состояний пневмоколесных машин// Прикл. механика.–1995.-т. 31, № 3.— С. 89–95.

3. Арнольд В.И. Теория катастроф.— 3-е изд., доп.— М.: Наука: Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990.— 128 с.

4. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971.— 416 с.

5. Verbitskii V.G. and Lobas L.G. Bifurcations of steady states in systems with rolling under constant force perturbations. J. Appl. Maths Mechs, Vol. 58, No 5, pp. 933–939, 1994.

6. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин.— К.: Изд-во «Наук. думка», 1990.— 211 с.

Анотація. *Визначено вплив на динамічні якості (стійкість, керованість) автомобіля його конструктивних параметрів (характеристик солової взаємодії колеса з поверхнею дороги, бокових сталих силових збурень).*

Abstract. *The influence on the dynamic quality (Stability, controllability) of the vehicle design parameters (characteristics of force interaction between wheel and road bed, the transverse force constant perturbations).*

Стаття надійшла до редакції 23.11.2008 р.

УДК 629.113

БРИЛЬОВ В. В., к.т.н., Запорізький національний технічний університет;
ГРИЩУК О. К., к. т. н.; ЩЕРБИНА А. В., аспірант, Національний транспортний університет, м. Київ

РОЗРАХУНОК КООРДИНАТ ЦЕНТРУ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА ПРИ РІЗНИХ ВАРІАНТАХ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ

У статті за допомогою матриць повороту, для різних варіантів встановлення коліс отримані залежності, котрі характеризують функціональну залежність координат центру колеса від кутів розвалу і сходження колеса автомобіля. Отриманні залежності дозволяють зменшити загальну похибку в розрахунках і математичних моделях роботи ходової частини та механізмів керування автомобіля.

Вступ

Передня підвіска легкового автомобіля є одним із основних агрегатів, які забезпечують ряд важливіших характеристик автомобіля в цілому. Крім забезпечення плавності ходу автомобіля підвіска повинна відповідати допустимим кутам встановлення коліс, колії й висоти центру крену для різних відносних положень колеса і підресореної маси автомобіля по висоті. Оптимізація параметрів підвіски, зокрема її кінематики, дозволяє підвищити надійність підвіски, покращити показники стійкості й керованості автомобіля [1]. Задачею визначення кінематики підвіски автомобіля є визначення координат характерних точок підвіски і кутів встановлення коліс. Як відомо, кути установки коліс — це конструктивні параметри підвіски, що визначають положення коліс у режимі прямолінійного руху та при поворотах автомобіля.

Основна частина

Кожна модель автомобіля передбачає індивідуальні значення кутів, які визначаються конструкцією автомобільної підвіски. Як наведено в роботі [2] характерною точкою, яка би відображала встановлення коліс автомобіля з кутами розвалу і сходження є точка геометричного центру колеса, або цапфа, до якої приєднується колесо. З конструкції автомобіля відомо, що між віссю шворня й керованим колесом існує проміжна ланка, а саме цапфа. Тобто можна стверджувати, що цапфа є важіль, початок котрого закріплений на вісі шворня, а другий його кінець з'єднаний з центром колеса і, таким чином, цапфа завжди перпендикулярна до площини колеса. Якщо взяти до уваги, що колеса різноманітних автомобілів можуть бути встановлені з різними кутами розвалу ($\alpha > 0$, $\alpha < 0$) і сходження ($\varepsilon > 0$, $\varepsilon < 0$), то тоді можна виділити чотири загальні варіанти встановлення коліс, а саме:

1. $\alpha > 0$, $\varepsilon > 0$;
2. $\alpha > 0$, $\varepsilon < 0$;
3. $\alpha < 0$, $\varepsilon > 0$;
4. $\alpha < 0$, $\varepsilon < 0$.

Слід зазначити, що багато хто із автовиробників вказує кути встановлення коліс в межах ±α та ±ε, такі варіанти встановлення коліс автомобіля можна вважати, як частини похідних варіантів 1–4 встановлення коліс. До найбільш яскраво визначених автомобілів, у котрих колеса встановлені у відповідності до вище наведених варіантів, встановлення коліс можна віднести:

1 варіант: Kia Pride, ВАЗ 2101, ВАЗ 2103, Mazda RX7 (RF);

2 варіант: Subaru Vivio, Subaru Libero, Volkswagen Lupo;

3 варіант: BMW 3, Mazda MX 3, Opel Corsa-C, Porsche 911 GT2;

4 варіант: Fiat Stilo, Ford Maverick, Opel Combo-C, Peugeot 106 [3, 4].

Таким чином, при розгляді кінематики тієї чи іншої підвіски необхідно використовувати один із чотирьох варіантів встановлення коліс автомобіля. І виходячи з цього, ми повинні використовувати при розрахунках кінематики підвіски залежності, котрі характеризують функціональну залежність координат центру колеса від кутів розвалу і сходження колеса автомобіля у відповідності до одного із чотирьох варіантів встановлення коліс автомобіля. Для отримання цих залежностей розглянемо рис. 1 і рис. 2, на яких зображено схеми встановлення коліс автомобіля з певними кутами розвалу і сходження, і скористаємося математичним апаратом, запропонованим у роботі [2].

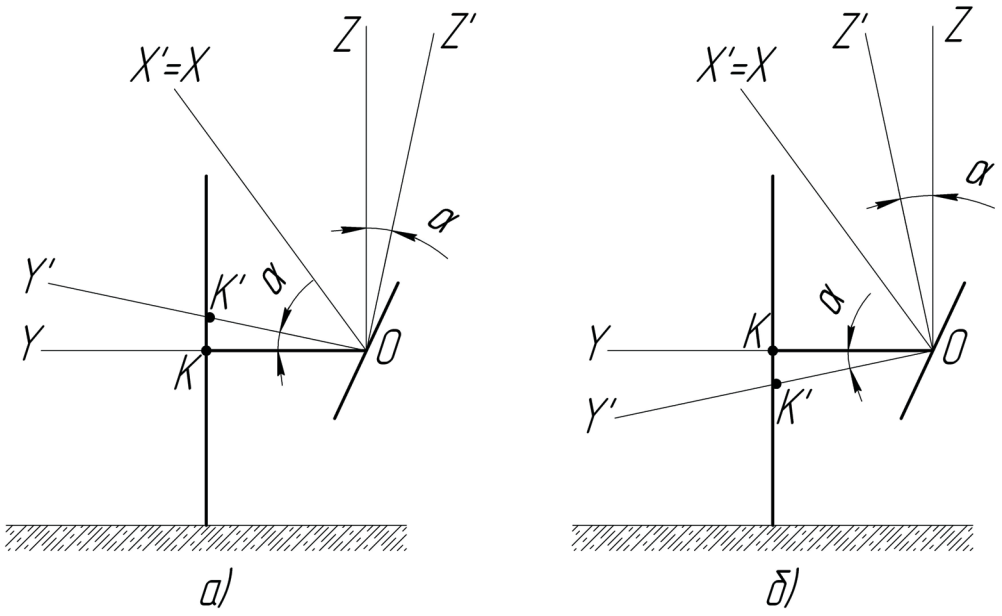


Рис. 1. Схема встановлення колеса автомобіля з кутом розвалу

а) α > 0, б) α < 0

На даних схемах прийняті такі позначення:

XYZO — основна система координат при цьому вісь OX співпадає з напрямком руху автомобіля вперед, а вісь OZ направлена вгору;

X'Y'Z'O — допоміжна система координат, яка отримана шляхом повороту основної системи координат XYZO на кут α відносно осі OX;

X''Y''Z''O — допоміжна система координат, яка отримана шляхом повороту допоміжної системи координат X'Y'Z'O на кут ε відносно осі OZ';

точка K — центр лівого керованого колеса автомобіля;

OK — цапфа колеса, при цьому довжина цапфи дорівнює — lц, тобто OK = lц;

α — кут розвалу колеса автомобіля;

ε — кут сходження колеса автомобіля.

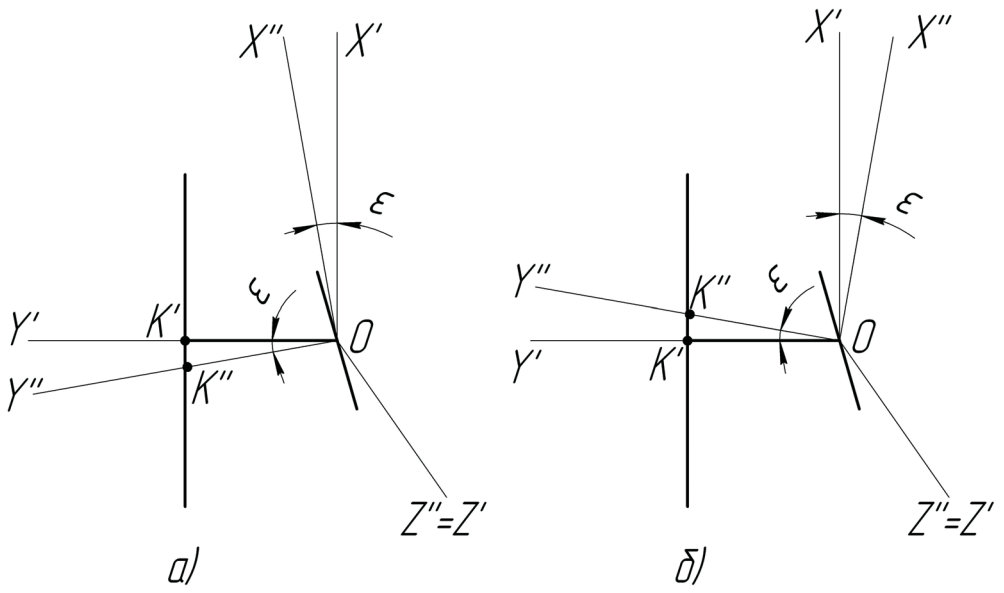


Рис. 2. Схема встановлення колеса автомобіля з кутом сходження
а) ε > 0, б) ε < 0

Оскільки центр, точка О основної системи координат XYZO є точкою перетину вісі цапфи і вісі шворня, тому вісь цапфи при нульових значеннях кутів розвалу і сходження коліс автомобіля буде співпадати з віссю OY основної системи координат (рис. 1). Таким чином початкові координати точки К мають вигляд ($X_к$, $Y_к$, $Z_к$) або (0, $l_ц$, 0), а потім ці координати змінюються внаслідок повороту цапфи ОК на кут α відносно вісі OX, тобто точка К займає нове положення у просторі K' (X'$_к$, Y'$_к$, Z'$_к$) (рис. 1), і зрозуміло, що внаслідок повороту на кут ε відносно вісі OZ' точка K' займе положення K'' (рис. 2), і, таким чином, отримаємо нові координати (X''$_к$, Y''$_к$, Z''$_к$).

Виходячи з наведеної схеми встановлення колеса автомобіля з розвалом на рис. 1, можемо записати, що матриця повороту на кут α відносно осі OX дорівнює [5]:

для α > 0

$$M_{ox} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & \sin\alpha \\ 0 & -\sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix} \quad (1)$$

для α < 0

$$M_{ox} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix} \quad (2)$$

Беручи до уваги схему встановлення колеса автомобіля зі сходженням на рис. 2, можемо записати, що матриця повороту на кут ε відносно осі OZ' дорівнює:

для ε > 0

$$M_{oz} = \begin{pmatrix} \cos\varepsilon & \sin\varepsilon & 0 \\ -\sin\varepsilon & \cos\varepsilon & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3)$$

для ε < 0

$$M_{oz} = \begin{pmatrix} \cos\varepsilon & -\sin\varepsilon & 0 \\ \sin\varepsilon & \cos\varepsilon & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \tag{4}$$

Таким чином, виходячи з того, що

$$\begin{pmatrix} X_к'' \\ Y_к'' \\ Z_к'' \end{pmatrix} = M_{oz} \cdot M_{ox} \cdot \begin{pmatrix} X_к \\ Y_к \\ Z_к \end{pmatrix} \tag{5}$$

і враховуючи те, що $X_к = 0$, $Y_к = l_ц$, $Z_к = 0$, то маємо наступні функціональні залежності координат центру колеса від кутів розвалу і сходження:

1. α > 0, ε > 0

$$\begin{cases} X_к'' = l_ц \cdot \cos\alpha \cdot \sin\varepsilon \\ Y_к'' = l_ц \cdot \cos\alpha \cdot \cos\varepsilon \\ Z_к'' = -l_ц \cdot \sin\alpha \end{cases} \tag{6}$$

2. α > 0, ε < 0

$$\begin{cases} X_к'' = -l_ц \cdot \cos\alpha \cdot \sin\varepsilon \\ Y_к'' = l_ц \cdot \cos\alpha \cdot \cos\varepsilon \\ Z_к'' = -l_ц \cdot \sin\alpha \end{cases} \tag{7}$$

3. α < 0, ε > 0

$$\begin{cases} X_к'' = l_ц \cdot \cos\alpha \cdot \sin\varepsilon \\ Y_к'' = l_ц \cdot \cos\alpha \cdot \cos\varepsilon \\ Z_к'' = l_ц \cdot \sin\alpha \end{cases} \tag{8}$$

4. α < 0, ε < 0

$$\begin{cases} X_к'' = -l_ц \cdot \cos\alpha \cdot \sin\varepsilon \\ Y_к'' = l_ц \cdot \cos\alpha \cdot \cos\varepsilon \\ Z_к'' = l_ц \cdot \sin\alpha \end{cases} \tag{9}$$

Висновок

Таким чином, отримані залежності (6)–(9) дозволяють описувати кінематику підвіски з урахуванням функціональної залежності координат центру колеса від кутів розвалу і сходження, що дозволяє на стадії проектування автомобіля уточнити рівняння його руху, тим самим наближаючи розрахункові характеристики до реального поводження автомобіля в транспортному потоці.

Список літератури

1. Раймпель Й. Шасси автомобиля. — М.: Машиностроение, 1983, — 356 с.

2. Щербина А.В. Визначення положення колеса автомобіля у просторі з урахуванням кутів розвалу і сходження// Вісник НТУ. — 2008. — № 16.

3. Autodata CD. Model identification.

4. www.rucar.net

5. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. — М., 1974. — 832 с.

Аннотация. *В статье с помощью матриц поворота, для разных вариантов установки колес получены зависимости, которые характеризуют функциональную зависимость координат центра колеса от углов развала и схождения. Полученные зависимости позволяют уменьшить общую погрешность в расчетах и математических моделях роботы ходовой части и механизмов управления автомобилем.*

Abstract. *In article by means of matrixes the turn, for different variants installation of wheels dependences which characterize functional dependence coordinates of the center of a wheel on corners camber and toe-in. The received dependences allow to reduce the general error in calculations and mathematical models robots of a running part and mechanisms of management of the car.*

Стаття надійшла до редакції 01.11.2008 р.

УДК 629.113

ВЕРБИЦКИЙ В.Г., д.ф.-м.н., профессор; МАКАРОВ В.А., к.т.н., доцент; КОСТЕНКО А.В., к.т.н.; СТРЕЛЬНИК Ю.Н., ас.; МАКИЕВ Н.Н., ас.; ВОЛОВНЕНКО Е.Г., ас.,
Донецкий институт автомобильного транспорта

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ БОКОВОГО УВОДА ОСЕЙ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ЕГО СТАЦИОНАРНОМ ДВИЖЕНИИ ПО ОКРУЖНОСТИ

В статье описан процесс определения характеристик бокового увода колес легкового автомобиля по данным дорожного эксперимента. Показаны этапы эксперимента и порядок обработки полученных результатов

Введение

Одной из особенностей развития современного легкового автомобиля (ЛА) является постоянное увеличение скорости его движения вне населенных пунктов по дорогам с качественным покрытием, обеспечивающим рациональное сцепление колес с опорной поверхностью. При этом, одним из наиболее важных требований является безопасность перемещения ЛА на эластичных пневматических шинах, которые характеризуются наличием бокового увода в пятнах их контактов с дорогой. Причем, углы увода δi каждого из колес ЛА могут быть разными, т.е. $\delta_1 \neq \delta_2 \neq \delta_3 \neq \delta_4$ (рис. 1б), так как шины обладают жесткостной неоднородностью [1].

Постановка проблемы

Курсовая устойчивость движения (КУД), которая является одной из наиболее важных составляющих активной безопасности ЛА, тесно связана с величиной и характером

изменения углов увода в процессе движения, обусловливающих формирование динамического взаимодействия колес ЛА с опорной поверхностью. В связи с этим, возникает необходимость экспериментального определения характеристик бокового увода колес, которые можно будет использовать при математическом моделировании движения ЛА с целью прогнозирования его КУД. В работе [2] предлагается методика определения характеристик бокового увода эластичных колес по данным дорожного эксперимента.

Цель статьи

Получение боковых сил и углов увода осей ЛА по данным дорожного эксперимента.

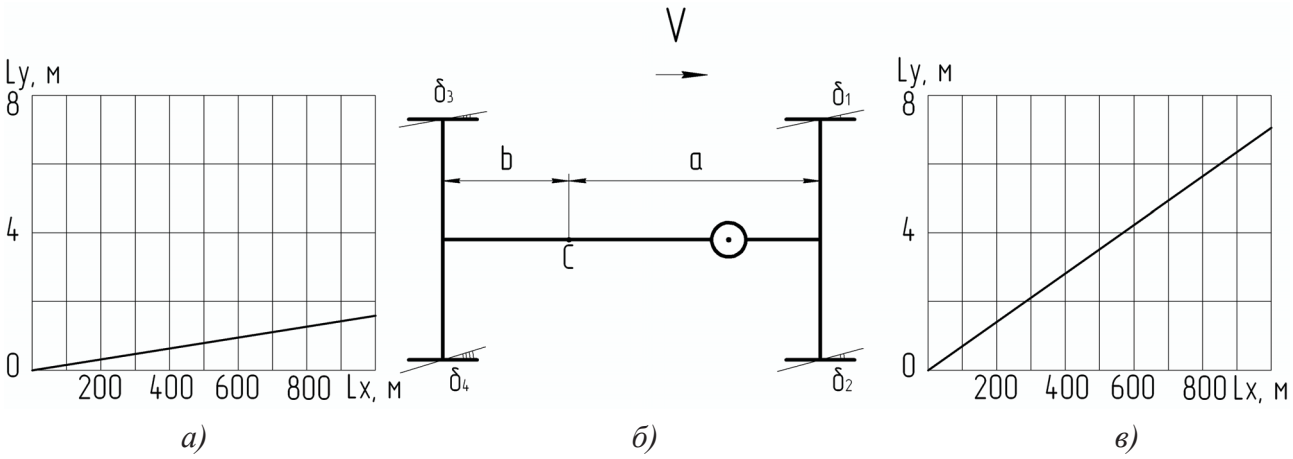


Рис. 1. Схема легкового автомобиля с показателями увода колес и осей

Для проведения дорожного эксперимента использован автомобиль ВАЗ-2101, который предварительно прошел контроль на линии диагностики Bosch, находящейся на СТО «Opel» ООО «Гратиум» г. Донецка (рис. 2).



Рис. 2. Линия диагностирования Bosch

Диагностирование на линии выполнил магистр (специальность «Автомобили и автомобильное хозяйство») с семилетним стажем работы на СТО «Opel» Андрей Крит.

Кроме этого, при измерении на линии диагностики характеристик увода передней и задней осей (рис. 3), получены, соответственно, следующие значения: 7 м/км (см. рис. 1в) и 1,6 м/км (см. рис. 1а).



Рис. 3. Площадка для измерения бокового увода и автомобиль ВАЗ-2101

Диагностирование проведено в процессе прямолинейного движения автомобиля (со скоростью пешехода) через площадочный стенд (рис. 3). Анализируя полученные результаты измерений увода, можно прогнозировать незначительное смещение автомобиля ВАЗ влево при его прямолинейном движении на участке дороги длиною 1000 м. При этом, передняя ось имеет увод, который больше в четыре раза, чем увод задней оси.

Более интересной, с точки зрения КУД, является информация об углах увода и боковых силах при перемещении ЛА по окружности [2], так как при этом движении на углы увода отдельных колес оказывают влияние больше факторов, например, расположение центра масс, углы увода других колес, величина износа каждого колеса, центробежная сила и т. д.

Для экспериментальной оценки увода ЛА выбрана горизонтальная площадка (рис. 4) с покрытием, характеризуемым шероховатостью 1,4–2,0 мм (для ее оценки использован метод «песчаного пятна», допускающий предельную ошибку измерений 0,01 мм).

Управлял автомобилем ВАЗ при его движении по окружности (рис. 4) опытный водитель, ассистент кафедры технической эксплуатации автомобилей ДИАТ Макиёв Н.Н. На передней оси автомобиля были установлены шины с большим износом, чем на задней.

Необходимое для обработки экспериментальных данных распределение вертикальной нагрузки по осям, и, как следствие, положение центра масс ЛА были получены на линии диагностики СТО «Opel»: нагрузка на переднюю ось составила $N_{10} = 5360$ Н (546 кг), на заднюю — $N_{20} = 4880$ Н (497 кг). При этом, масса водителя составила $m_1 = 628$ Н (64 кг), в дальнейшем эта величина считается неизменной и для пассажиров.

Расстояние от передней оси до водителя определяется по формуле



а) *б)*

Рис. 4. Площадка для эксперимента:
а) на фрагменте карты г. Донецка (показана стрелкой); б) с движущимся автомобилем ВАЗ-2101

$$\Delta l = \left| \frac{l(N_2 - N_2^0)}{m_1} \right|,$$

где N_2 — вертикальная нагрузка на заднюю ось ЛА с водителем, Н;
$l = a + b$ — база автомобиля, м (см. рис. 1б);
N_2^0 — вертикальная нагрузка на заднюю ось порожнего ЛА, Н.

При выполнении эксперимента в салоне ЛА находились водитель и пассажир на переднем сидении (m_2 = 1079 Н или 110 кг), соответственно расстояние от передней оси до водителя и пассажира составило Δl = 0,7 м.

Расчет вертикальных реакций на передней и задней осях осуществлялся, соответственно, по формулам

$$N_1 = N_1^0 + m_2\left(1 - \frac{\delta_1}{l}\right);\ N_2 = N_2^0 + m_2\frac{\delta_1}{l}.$$

В результате значения реакций равны: N_1 = 3025 Н (614,2 кг) и N_2 = 5099 Н (519,8 кг).

Положение центра масс С (см. рис. 1б) всей системы определялось по зависимостям

$$b = \frac{N_1}{N_1 + N_2};\ a = 1 - b.$$

Получены такие значения: расстояние от передней оси до центра масс — a = 1,313 м; расстояние от задней оси до центра масс — b = 1,111 м.

При испытаниях реализовывался стационарный режим движения ЛА по окружности (с постоянной скоростью и постоянным углом поворота управляемых колес — $\Theta = 32^0$). После заездов определялись промежуточные данные — радиусы окружностей (рис. 5), которые описали середины передней и задней осей (соответственно, R_1 = 5,46 м и R_2 = 4,9 м), а также — время движения по замкнутой окружности t_1 = 12,26 с.

Траектории движения получены на поверхности с помощью капельниц, закрепленных в серединах осей. Затем измерялись диаметры окружностей, которые являлись наибольшими хордами, проведенными из точки Д окружности. Например, для окружности 1 наибольшей из трех хорд (ЖД, ЕД и КД) будет хорда ЕД.

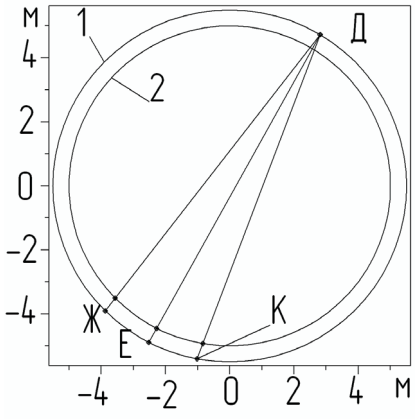


Рис. 5. Траектории движения по окружности средних точек передней (1) и задней (2) осей

Далее был определен радиус окружности, которую описывал центр масс автомобиля и на рис. 6 начало координат совмещено с центром поворота — точкой М.

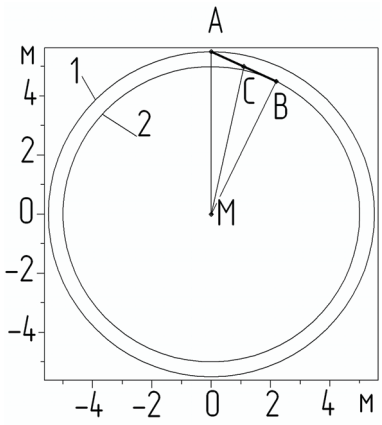


Рис. 6. Средняя продольная линия автомобиля (АВ) и траектории движения передней (1) и задней (2) осей

Определенное ранее в эксперименте время движения автомобиля t1 по замкнутой окружности, позволяет вычислить скорость центра масс автомобиля по формуле

$$V = \frac{2\pi R_3}{t_1}.$$

Значение скорости составило 9,4 км/ч. Из треугольника МСВ (см. рис. 6) определены косинусы углов $\angle$ МСВ и $\angle$ СВМ, которые определяют синусы углов увода:

$$\sin\delta_C = -\cos\angle MCB\ ;\ \sin\delta_B = \cos\angle CBM\ .$$

По значениям тангенсов, определены угловая скорость относительно вертикальной оси и углы увода на передней и задней осях (δА, δВ):

$$\tan(\delta_C) = \frac{-u}{v};\ \sin(\delta_B) = \frac{R_2^2 + b^2 - R_3^2}{2R_2 b};\ \tan(\delta_B) = \frac{\sin(\delta_B)}{1 - \sin^2(\delta_B)};$$

$$\omega = \frac{\tan(\delta_B) - \tan(\delta_C)}{b} v;\ \delta_A = \frac{\theta\pi}{180} - \arctan\left(\frac{u + a\omega}{v}\right).$$

Полученные значения параметров приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения параметров, характеризующих боковой увод осей ЛА

Наименование параметра		Обозначение	Единица измерения	Значение
Угол увода оси	передней	δ_A	Рад	0,1016
	задней	δ_B		0,0031
Угол увода центра масс		δ_C	Рад	–0,2589
Боковая сила увода на оси	передней	Y1	Н	470
	задней	Y2		670

Выводы

В результате проведения эксперимента и соответствующей обработки данных выполнено подтверждение возможности определения боковых сил и углов увода осей автомобиля по предложенной в работе [2] методике и получены значения, которые характеризуют боковой увод легкового автомобиля, совершающего стационарное движение по окружности.

Перечень литературы

1. Костенко А.В. Прогнозування показників курсової стійкості легкового автомобіля з урахуванням розкиду жорсткісних характеристик шин: Автореф. дис. ... к.т.н.: 05.22.02/Національний транспортний університет. — Київ, 2007. — 20 с.

2. Вербицкий В.Г., Макаров В.А., Кулиев Р.А. О подходе к определению параметров увода шин при стационарном движении легкового автомобиля по окружности/Сб. трудов. Вісник ДонНАБА. Випуск 2007. — 5 (67). — Макіївка, 2007. — С. 106–111.

Анотація. *У статті описано визначення характеристик бічного відведення коліс легкового автомобіля за даними дорожнього експерименту. Показано етапи експерименту й порядок обробки отриманих результатів.*

Abstract. *The determination of lateral skid features of passenger car according to road experiment data is described. The stages of the experiment and processing order of received results are shown.*

Стаття надійшла до редакції 17.11.2008 р.

УДК 621.3.078.4

КАГАНЮК А.К., к.т.н., доцент; ТЕРОВАНЕСОВ М.Р., к.т.н., доцент,
Донецкий институт автомобильного транспорта

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧИ КОМПЕНСАЦИИ РЕАКТИВНОЙ МОЩНОСТИ

Статья посвящена вопросам, связанным с компенсацией реактивной мощности в электрических распределительных сетях. Проведен анализ разных способов компенсации, рассмотрены оптимальные схемы присоединения устройств компенсации. Система компенсации реактивной мощности рассмотрена как комплексная задача, для решения которой необходимо учесть разные параметры, связанные с эксплуатационными режимами работы, наличия источников гармоничных искажений, сроком службы и степенью надежности оборудования, а также целый ряд других факторов и их взаимное влияние. Для решения даной задачи предлагается многоуровневая система обработки информации с разделением функций, исполняемых каждым уровнем, которая учитывает изменение большого количества параметров.

Актуальность проблемы

Как известно, на сегодняшний день железные дороги являются одним из самых крупных транспортных потребителей энергоресурсов. Ежегодное потребление достигает 5–6% вырабатываемой в стране электроэнергии. Из потребляемой в год электроэнергии более 80% расходуется на тягу поездов [1].

В условиях роста цен на энергоносители, возрастающей конкуренции со стороны других видов транспорта снижение эксплуатационных расходов за счет уменьшения энергоемкости перевозочного процесса является одной из приоритетных задач энергетической стратегии железнодорожного транспорта.

Большинство потребителей электроэнергии на железнодорожном транспорте представляют собой электрические машины, которые помимо активной мощности потребляют и реактивную мощность, увеличивая в среднем на 20–25% полную мощность по отношению к активной. Реактивная мощность создаёт дополнительные технологические потери активной электрической энергии и влияет на показатели качества электрической энергии, и, несмотря на то, что реактивная мощность необходима для работы оборудования, она является нежелательной дополнительной нагрузкой сети.

Увеличение передаваемой реактивной мощности вызывает рост потерь в системе электроснабжения. Таким образом, реактивная нагрузка в сети имеет следующие негативные последствия:

- увеличение потребляемой мощности;
- уменьшение мощности, доступной вторичным трансформаторам;
- увеличение падений напряжения и потерь на нагревание в кабелях;
- сокращение срока службы оборудования;
- увеличение суммы платежа на потребляемую электроэнергию.

Анализ последних публикаций

Проблемы, связанные с компенсацией реактивной мощности, были освещены в трудах И.Н. Ковалева, Костина В.Н., Распопова Е.В., Родченко Е.А., Железко Ю.С. и других. Были предложены теоретически обоснованные технические решения компенсации реактивной

мощности в электрических сетях различного назначения. Однако, в данных работах было недостаточно внимания уделено анализу одновременного воздействия различных факторов, и, следовательно, выбора схемы компенсации, максимально учитывающей различные воздействия.

Цель

Рассмотрение влияния различных факторов, связанных с компенсацией реактивной мощности за счет комплексного подхода к совершенствованию системы компенсации.

Основная часть

Одним из наиболее распространенных способов компенсации реактивной мощности является применение конденсаторных батарей с регулируемой или нерегулируемой емкостью.

В нерегулируемых (статических) конденсаторных установках к электросети подключена постоянная емкостная нагрузка, которая компенсирует реактивную составляющую трансформаторов и мощных тяговых двигателей, снижает нагрузки на кабели и токоведущие части троллейных систем.

Более точная, а, соответственно, и более эффективная компенсация реактивной мощности осуществляется с помощью регулируемой емкостной нагрузки. Принцип работы регулируемых конденсаторных батарей состоит в изменении коэффициента мощности потребителей в соответствии с заданным путем ступенчатого регулирования емкости батареи конденсаторов. Регулятор компенсации реактивной мощности представляет собой параметрический микропроцессорный контроллер, оснащенный необходимыми устройствами ввода/вывода информации и команд, и осуществляющий регулирование коэффициента мощности в соответствии с заданной установкой.

Недостатками указанных способов компенсации реактивной мощности являются следующие:

– опасность возникновения резонансных явлений в контуре «конденсатор- трансформатор» вследствие наличия гармонических составляющих;

– снижение точности настройки компенсации, связанное с погрешностями измерительных трансформаторов;

– сложность коммутационной аппаратуры при подключении конденсаторных батарей на высокой стороне;

– недостатки, связанные с учетом характера нагрузки, эксплуатационных режимов работы, конфигурации схемы и других параметров при расчете емкости конденсаторных батарей.

Как показывает опыт эксплуатации конденсаторных батарей, который проводился представителями «Волыньоблэнерго», полная компенсация реактивной нагрузки нецелесообразна, поскольку повышение мощности компенсирующего устройства приводит к снижению его эффективности. На основании расчетных формул был построен график изменения величины снижения потерь активной мощности в зависимости от $Q_{бк}$ (рис. 1).

Из графика видно, что наибольшая эффективность возможна на участке 0–b. В точке d наступает момент перекомпенсации с последующим ростом мощности конденсаторной батареи и снижения эффективности. Эффект компенсации значительно увеличивается при аварийном питании линии, на которой установлены конденсаторы, к тому же, наличие конденсаторов позволяет поддерживать напряжение на номинальном уровне, что благоприятно сказывается на эксплуатации электрооборудования.

Проанализируем влияние величины потерь в системе электроснабжения, при использовании компенсирующих устройств.

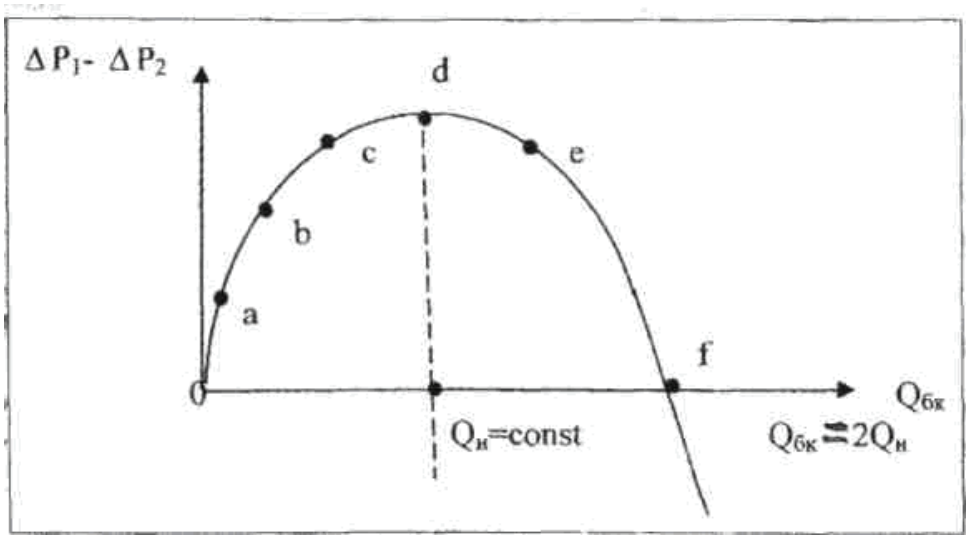


Рис. 1. График изменения величины снижения потерь активной мощности в зависимости от мощности конденсаторной батареи $Q_{бк}$.

Потери в системе электроснабжения обусловлены следующими параметрами:

– для активной мощности

$$\Delta P = \frac{P^2 + Q^2}{U^2} * R, \quad (1)$$

где P — активная мощность, передаваемая по линии;
Q — реактивная мощность;
U — напряжение линии;
R — активное сопротивление линии;

– для реактивной мощности

$$\Delta Q = \frac{P^2 + Q^2}{U^2} * X, \quad (2)$$

где X — реактивное сопротивление линии.

При использовании компенсации реактивной мощности с помощью компенсирующих устройств, например, конденсаторных батарей, формулы (1) и (2) преобразуются в следующий вид:

$$\Delta P = \frac{P^2 + (Q - Q_{кб})^2}{U^2} * R, \quad (3)$$

$$\Delta Q = \frac{P^2 + (Q - Q_{кб})^2}{U^2} * X, \quad (4)$$

где $Q_{кб}$ — мощность установленных конденсаторных батарей.

Как показывают формулы (3) и (4) эффективность компенсации реактивной мощности зависит от величины $Q_{кб}$, которая в свою очередь определяется точностью настройки регулятора.

Расчет мощности регулируемой конденсаторной установки требует учета ряда факторов, а также их взаимного влияния. Определяющим является реальная потребляемая мощность и характер нагрузки. Для определения этих параметров необходимо иметь расчетные и статистические данные изменения нагрузки сети с учетом времени суток и сезона, а также распределения электроэнергии другим потребителям. Кроме учета технических параметров также необходимо предусмотреть влияние внешних факторов связанных с экономическими показателями работы предприятия или отрасли.

Немаловажным фактором является схема подключения распределительных устройств. Как правило, конденсаторные батареи подключаются по одной к каждой секции РУ, используя для входного сигнала по току трансформаторы тока на вводе в секцию. Однако, при отключении ввода, конденсаторные батареи могут быть отключены, и компенсация реактивной мощности не осуществляться. Для исключения таких режимов подключение конденсаторных батарей может осуществляться на низкой стороне через трансформатор напряжения.

Подключение конденсаторных батарей на низкой стороне трансформатора напряжения имеет следующие преимущества:

– исключается остаточный заряд на конденсаторах, что в свою очередь повышает уровень безопасности технического персонала при проведении регламентных работ;

– нет необходимости использовать разрядные сопротивления;

– отсутствует коммутационная аппаратура, что повышает надежность эксплуатации электротехнического оборудования.

Следующим фактором, влияющим на эффективность работы компенсирующих устройств, является конфигурация схемы подключения конденсаторных батарей. Наиболее эффективными являются установки с несимметричной конфигурацией, поскольку могут обеспечить как точное регулирование, так и минимальную частоту коммутации ступеней при меньшей стоимости, по сравнению с симметричными.

Компенсация реактивной мощности приводит к увеличению коэффициента мощности (КМ) cosφ, и при величинах КМ системы, превышающих 0,97, и наличии источников гармонических составляющих, может возникнуть явление резонанса, приводящее к увеличению тока компенсации, перегреву и выходу из строя оборудования.

Если резонансная частота контура «конденсаторы — трансформатор» близка к гармонике вызванной одной из нагрузок, ток этой гармоники может циркулировать в контуре, вызывая высокое напряжение в линии. Ток компенсации в этом случае может превысить номинальное значение более чем в 2 или 3 раза от его номинальной величины. Резонанс может возникнуть на любой частоте, хотя в большинстве случаев источники синусоидального тока существуют на 5-ой, 7-ой, 11-ой и 13 гармониках [2].

Как правило, предотвратить это позволяет регулятор, измеряющий гармоники и отключающий часть мощности конденсаторной батареи. Однако, в этом случае достижение требуемого КМ уже невозможно — а значит, эффективность установки существенно снижается.

Реальной защитой могут являться только специальные реакторы, устанавливаемые в каждой ступени и обеспечивающие смещение резонансной частоты контура «конденсатор-трансформатор» ниже доминирующей гармоники или фильтрацию гармоник.

Фильтрация гармоник определенной частоты (или нескольких частот сразу), исключает проникновение этих гармоник в питающую сеть. Как правило, применяются пассивные фильтры 5, 7, 11, 13 гармоник и гармоник выше 15-й [2].

Недостатком пассивных фильтров гармоник является дороговизна; подавление небольшого количества гармоник требует трудоемкость работ, связанных с анализом распределительной электрической сети.

Для устранения указанных недостатков предлагается использовать активные фильтры гармоник электросети, которые подавляют весь спектр гармонических составляющих в сети, инжектируя компенсирующий ток, через трансформаторы тока в сеть в противофазе подавляемой гармонике, для восстановления синусоидальности кривой, и не приводят к резонансу с существующим оборудованием силовых трансформаторов и косинусных конденсаторов как пассивные фильтры.

Кроме того, к достоинствам активных фильтров относятся снижение расходов на техническое обслуживание и управление системой фильтров гармоник, простой монтаж и настройку, динамическую компенсацию широкого спектра гармоник.

Существенное влияние на точность настройки емкости конденсаторной батареи оказывает влияние погрешности измерительных трансформаторов тока и напряжения. [4]. Погрешности трансформаторов тока определяются в основном током намагничивания, который зависит от конструкции трансформаторов и магнитных свойств стали. Ток намагничивания и, следовательно, погрешности, зависят от первичного тока и нагрузки, причем зависимость имеет U-образную форму. Также погрешности связаны с отличием режимов работы трансформаторов тока от нормируемых. Погрешности трансформаторов напряжения аналогичны трансформаторам тока. Величина погрешности, связанная с измерительными трансформаторами, по указанным причинам может превышать допустимую в несколько раз.

Таким образом, совершенствование системы компенсации сводится к обеспечению комплексного инженерного подхода, учитывающего все особенности системы электроснабжения, в которую планируется установить компенсирующие устройства, эксплуатационные режимы работы установки и схемы распределительного устройства, наличие потенциальных источников гармонических искажений, планируемый срок службы и степень надежности оборудования, связанного с компенсацией реактивной мощности, а также целый ряд других факторов и их взаимное влияние.

Учитывая большое количество параметров, описывающих систему компенсации реактивной мощности, построение схемы регулирования компенсирующих устройств предусматривает обработку значительного количества сигналов и данных. Ввод этих сигналов должен обеспечиваться в режиме реального времени и путем ввода данных как результатов расчетных и других операций (например, с использованием реляционных или иерархических баз данных). Сложность и трудоемкость поставленной задачи не позволяет использовать традиционные схемы сбора и обработки информации. Одним из решений данной задачи может быть разработка многоуровневой системы обработки информации с разделением функций, выполняемых каждым уровнем. Кроме того, данная система не должна использовать строго ограниченное количество сигналов (данных), а необходимо предусмотреть возможность гибкого управления и учета переменного множества параметров, описывающих внешние воздействия, взаимное их влияние друг на друга. При этом основным критерием эффективности работы данной системы является экономическая целесообразность, поэтому данная система должна быть достаточно универсальна и предназначена для решения широкого круга задач управления.

Выводы

1. Эффективность компенсации реактивной мощности зависит от величины емкости конденсаторной батареи, которая в свою очередь определяется точностью настройки регулятора.

2. Настройка регулируемой конденсаторной установки определяется следующими факторами: реальная потребляемая мощность и характер нагрузки, определяемые технико-экономическими и статистическими показателями работы сети; схема подключения распределительных устройств; конфигурация схемы подключения конденсаторных батарей;

расчет и использование фильтров гармоник электросети; погрешности измерительных трансформаторов тока и напряжения.

3. Совершенствование системы компенсации сводится к обеспечению комплексного инженерного подхода, учитывающего все особенности системы электроснабжения, в которую планируется установить компенсирующие устройства, эксплуатационные режимы работы установки и схемы распределительного устройства, наличие потенциальных источников гармонических искажений, планируемый срок службы и степень надежности оборудования, связанного с компенсацией реактивной мощности, а также целый ряд других факторов и их взаимное влияние.

4. Одним из решений данной задачи может быть разработка многоуровневой системы обработки информации с разделением функций, выполняемых каждым уровнем. Кроме того, данная система не должна использовать строго ограниченное количество сигналов (данных), а необходимо предусмотреть возможность гибкого управления и учета переменного множества параметров, описывающих внешние воздействия и взаимное их влияние друг на друга.

Список літератури

1. Василянский А.М., Мамошин Р.Р., Якимов Г.Б. Совершенствование системы тягового электроснабжения железных дорог, электрифицированных на переменном токе 27,5 кВ, 50Гц. // Железные дороги мира, 08–2002. — С. 73–75.

2. Железко Ю.С. О нормативных документах в области качества электроэнергии и условий потребления реактивной мощности./Электрика. 2003. — № 1. 9–16 с.

3. Галыгина О.С., Заугольников В.Ф. О некоторых аспектах учета и потерь электроэнергии в предприятиях электросетей. Энергетик, 2004, № 5. — С. 18–22.

Анотація. *Стаття присвячена питанням, пов'язаним з компенсацією реактивної потужності в електричних розподільних мережах. Проведено аналіз різних способів компенсації, розглянуті оптимальні схеми приєднання пристроїв компенсації. Система компенсації реактивної потужності розглянута як комплексна задача, для рішення якої необхідно врахувати різні параметри, пов'язані з експлуатаційними режимами роботи, наявністю джерел гармонійних перекручувань, терміном служби і ступенем надійності устаткування, а також цілий ряд інших факторів та їхній взаємний вплив. Для вирішення даної задачі пропонується багаторівнева системи обробки інформації з поділом функцій, виконуваних кожним рівнем, яка враховує змінну безлічі параметрів.*

Abstract. *The Article is dedicated to questions, connected with compensation of the reactive power in electric network. The Organized analysis of the miscellaneous media coverage, are considered optimum schemes of the joining device to compensations. The System to compensations to reactive power is considered as complex problem, for decision which necessary to take into account the different parameters, connected with working state of working, presence of the sources of the harmonious distortion, lifetime and degree to reliability of the equipment, as well as variety of the other factor and their mutual influence. Layered system information handling is offered for decision problems with division function, performed each level, which takes into account change big amount parameter.*

Стаття надійшла до редакції 25.11.2008 р.

УДК 629.114

СОСИК А. Ю., ст. викладач, Запорізький національний технічний університет

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ САМОПІДСИЛЕННЯ ДИСКОВОГО ГАЛЬМІВНОГО МЕХАНІЗМУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ КАТЕГОРІЇ М1

Розроблена математична модель, що дозволяє визначати переміщення клина механізму самопідсилення в системі приводу гальмівного механізму з електричним приводом.

Вступ

Якість роботи системи приводу гальмівного механізму з електричним приводом залежить від точності позиціювання виконавчих органів. Запропонована до впровадження схема управління гальмівним механізмом (рис. 1) передбачає перетворення обертального руху в поступальний шарико-гвинтовою передачею. Внаслідок чого дуже важливим питанням є визначення функціональної залежності між обертальним моментом на двигуні та лінійним переміщенням клину в механізмі самопідсилення.

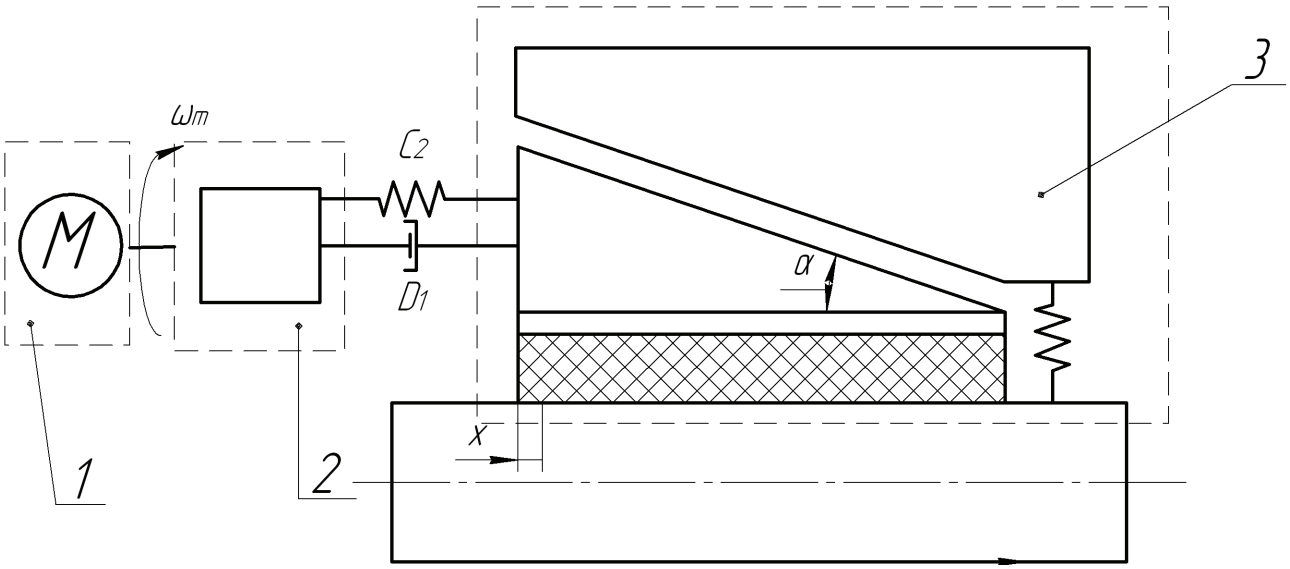


Рис. 1. Схема управління гальмівним механізмом з електричним приводом
1 — електричний двигун; 2 — кульково-гвинтова передача; 3 — механізм самопідсилення

Основна частина

Підвищити точність позиціювання планується за рахунок визначення кінематичної похибки ходового гвинта та можливих деформацій механічної системи. Впроваджуючи математичну модель функціональної залежності обертального моменту та лінійного переміщення клина механізму підсилення закладаємо перелік деяких припущень:

- тертя в підшипниках опор гвинта та гвинта-гайки є лінійним;
- не враховуються гіроскопічні та сили інерції КГП;
- жорсткість гвинта та гайки незмінна;
- під час визначення інерції механізму не враховуємо маси шариків.

Визначивши ці припущення складаємо розрахункову схему КГП

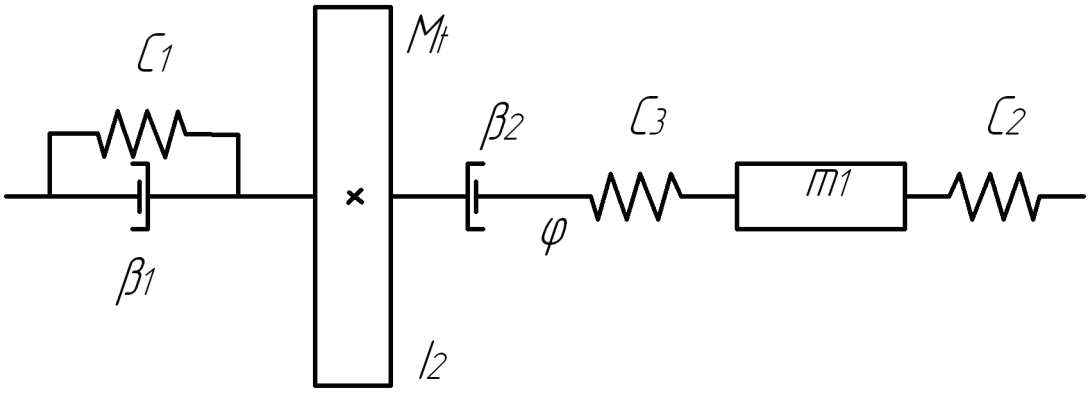


Рис. 2. Розрахункова схема ШГП приводу гальмівного механізму

m_1 — маса гайки; I_2 — момент інерції гвинта; c_1 — жорсткість гвинта; c_2 — жорсткість передачі гвинт-гайка; c_3 — жорсткість опори, яка визначається конструктивно; φ — кут повороту гвинта.

Диференційне рівняння руху під дією заданої сили з теорії коливань [1] приймає вигляд:

$$a\ddot{q} + b\dot{q} + cq = F(t) \tag{1}$$

де: q — загальна координата;
a — інерційний коефіцієнт;
b — загальний коефіцієнт тертя;
c — загальний коефіцієнт жорсткості системи;
F(t) — зовнішнє навантаження.

Загальною координатою q згідно схеми, вважаємо лінійне переміщення гайки та клина.

Визначення загальної маси системи проводимо за допомогою визначення кінетичної енергії системи:

$$T = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n} m_i \dot{q}_i^2 = \frac{1}{2} m_1 \dot{q}^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\phi}^2 \tag{2}$$

де: m_1 — маса гайки;
I_2 — момент інерції гвинта;
φ — кут повороту гвинта.

Переміщення гайки КГП визначається за рівнянням:

$$q = \phi \frac{L}{2\pi}, \tag{3}$$

де: L — хід гвинта;

Продиференціювавши це рівняння за часом отримаємо:

$$\frac{dq}{dt} = \frac{d\phi}{dt} \cdot \frac{L}{2\pi}$$

Момент інерції гвинта без центрального отвору визначається за формулою

$$I = m_2 \frac{d_в^2}{4} \tag{4}$$

де: m_2 — маса гвинта;
$d_в$ — момент інерції гвинта.
Таким чином,

$$T = \frac{1}{2}\left(m_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{m_2 \cdot d_в^2 \cdot \pi^2}{L^2} \right) \dot{q}^2 .$$

Виходячи з того, що

$$a\ddot{q} = \frac{d}{dt}\left(\frac{dT}{d\dot{q}} \right).$$

Інерційний коефіцієнт системи визначається

$$a = \frac{1}{2}\left(m_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{m_2 \cdot d_в^2 \cdot \pi^2}{L^2} \right). \tag{5}$$

Для визначення загального коефіцієнту жорсткості системи, знаходимо потенціальну енергію системи.

$$П = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n} c_i q_i^2 = \frac{1}{2}(c_1 + c_2 + c_3) q^2 , \tag{6}$$

де: c_1 — жорсткість гвинта;
c_2 — жорсткість передачі гвинт-гайка;
φ — жорсткість опори гвинта.
Враховуючи те, що

$$cq = \frac{dП}{dq},$$

загальний коефіцієнт жорсткості визначиться за рівнянням

$$c = c_1 + c_2 + c_3 , \tag{7}$$

де: c_3 — жорсткість опори, яка визначається конструктивно;
Таким чином, частота коливань ШГП визначається

$$k = \sqrt{\frac{c_1 + c_2 + c_3}{a}} \tag{8}$$

Наступним етапом є визначення загального коефіцієнту тертя. Згідно рекомендацій [2,3] за допомогою дисипативної функції Релея

$$b = \left(\beta_1 + tg\left(\frac{k}{d\cos(\beta_k)} \right) \right) \tag{9}$$

Визначивши усі коефіцієнти диференційного рівняння запишемо його в загальному вигляді при початкових нульових умовах:

$$q = \frac{1}{ak'} \int_o^t F(t) e^{-h(t-\tau)} \sin k'(t-\tau) d\tau \ , \tag{10}$$

де: h — коефіцієнт, що характеризує в'язкість системи:

$$h = \frac{b}{2a} ; \tag{11}$$

k' — частота коливань системи:

$$k' = \sqrt{k^2 - h^2} \tag{12}$$

Висновок

Підставивши отримані коефіцієнти до рівняння (1) отримаємо рівняння, що дозволить за величиною обертального моменту заданого на двигуні системи приводу визначити лінійне переміщення клина механізму самопідсилення. Це рівняння відображає вплив на роботу механізму приводу основних його характеристик.

Список літератури

1. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: Учебное пособие. — М.: Наука, 1980. — 270 с.

2. Пясик И.Б. Шариковинтовые механизмы. — Киев: Машгиз, 1962. — 199 с.

3. Левин А.И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. — М.: Машиностроение, 1978. — 184 с.

Аннотация. *Разработана математическая модель, которая позволит определить перемещение клина к системе самоусиления привода тормозного механизма в зависимости от подводимого крутящего момента.*

Abstract. *The mathematical model which will allow to define moving of a wedge to system self-strengthening a drive of the brake mechanism depending on the brought twisting moment is developed.*

Стаття надійшла до редакції 29.11.2008 р.

УДК 621.3.01

ЧЕРЕВКО Ю. М., Львівський інститут Сухопутних військ Національного університету «Львівська політехніка»; КОРОЛЕВИЧ Л.М., навчально-координаційний центр у м. Львові Національного транспортного університету; ЗІНЬКО Р.В., Національний університет «Львівська політехніка»

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЯ З ПРУЖНО-ДЕМПФУЮЧОЮ СИСТЕМОЮ

Представлена методика проведення фізичного моделювання з використанням факторного експерименту при триетапній апробації математичної моделі функціонування автомобіля з пружно-демпфуючою системою. Отримано аналітичну залежність впливу трьох факторів на витрату палива, яка дозволить відлагодити математичну модель.

Вступ

Покращення експлуатаційних характеристик механічних систем — актуальна проблема сьогодення. Один із напрямків покращення характеристик механічних машин — зменшення або захист вузлів та деталей від низькочастотних коливань. Особливо це актуально для трансмісій транспортних засобів, зокрема автомобілів.

На сучасному рівні техніки розроблено кілька напрямків захисту. Одні рішення передбачають використання в трансмісіях спеціальних елементів [1], інші рішення передбачають використовувати реактивні контури — підвіску агрегатів трансмісії [2]. В обидвох випадках виникають труднощі із забезпеченням працездатності трансмісії як системи, а також із реалізацією необхідних характеристик гасіння коливань.

Крім використання спеціальних пружних і дисипативних (демпфуючих) елементів додатковий ефект при зниженні динамічного навантаження в трансмісії можна отримати за рахунок розчленування найбільшої інерційної маси автомобіля. Найоптимальнішим варіантом такого розчленування є роз'єднання рами й кузова автомобіля [3]. Зв'язок між рамою й кузовом може бути пружним, дисипативним, вільним.

Постановка задачі

Задачею досліджень було визначення залежностей між основними факторами, що впливають на ефективність функціонування автомобіля при розчленуванні його найбільшої інерційної маси. Повний спектр досліджень є дуже трудомістким і вимагає великих матеріальних та інтелектуальних затрат. Тому для їх зменшення доцільним було використання комп'ютерного експерименту. Для його проведення була записана математична модель, перевірка якої проводилася за допомогою триетапної апробації [4]. Методика триетапної апробації складалася з таких етапів:

– перевірка адекватності моделей та пакетів на основі аналізу тестових задач статики й динаміки руху досліджуваної механічної системи;

– співставлення результатів відомих досліджень з отриманими результатами;

– співставлення результатів чисельного і фізичного експериментів.

При проведенні фізичного експерименту використовувався багатофакторний експеримент [5]. Його використання дало можливість визначити залежності між основними впливовими факторами в заданих межах. На основі цих залежностей проводиться остаточне відлагодження математичної моделі й перевірка точності її роботи. У подальшому за допомогою математичної

моделі можна досліджувати вплив великої кількості найрізноманітніших факторів і в значно ширших межах, ніж при факторному експерименті без значних матеріальних витрат.

Мета статті

Метою статті є висвітлення методики факторного експерименту при експериментальному дослідженні функціонування автомобіля з пружно-демпфуючою системою, що містить пружно зчленовані елементи.

Основний розділ

Метою фізичного експерименту було визначення впливу різноманітних факторів на експлуатаційні показники автомобіля з пружно-демпфуючою системою. Методика проведення експерименту об'єднала три незалежних один від одного експерименти:

а) дослідження на режимах рушання й перемикання передач у процесі форсованого розгону автомобіля;

б) дослідження в режимі гальмування з різною інтенсивністю — використовувалося гальмування службове, екстрене (аварійне) та гальмування за допомогою двигуна на різних дорожніх покриттях;

в) дослідження з метою визначення динамічних навантажень — розмаху коливань крутного моменту в трансмісії, що виникають на сталих режимах руху автомобіля і пов'язаних з резонансними явищами роботи коливальної системи двигун-трансмісія.

Методика побудови математичної моделі багатофакторної задачі методом повного факторного експерименту при дослідженні зміни витрати палива автомобіля ЗИЛ-131 з пружно-демпфуючою системою містить сім етапів і показана на прикладі дослідження режимів рушання й перемикання передач у процесі форсованого розгону автомобіля.

Перший етап — вибір критерію оцінки.

Задано параметр оптимізації — витрата палива. Він відповідає всім вимогам до параметрів оптимізації: простий, однозначний, кількісний і має ясний фізичний смисл.

Другий етап — вибір факторів і діапазонів їх зміни.

На витрату палива автомобіля ЗИЛ-131 впливає безліч факторів, що характеризують як умови руху, так і технічну характеристику й технічний стан автомобіля. У розгляд необхідно включати всі фактори, що впливають на витрату палива. Проте збільшення числа факторів істотно збільшує кількість дослідів, які необхідно проводити. Тому, приступаючи до вирішення поставленої задачі, необхідно проаналізувати всі виявлені фактори й виділити серед них найістотніші, тобто відсіяти малоістотні. Існує ряд методів відсіювання факторів, такі як ранжування, метод випадкового балансу і тому подібне. Простий з них — ранжування факторів. Для цього проводиться формалізація досвіду фахівців, які ранжирують фактори, тобто розташовують їх у порядку зменшення їх впливу на досліджуваний параметр. Після цього будується діаграма рангів, розгляд якої дає відповідь на питання про те, які фактори можна відкинути.

При дослідженні впливу пружно-демпфуючої системи на автомобілі ЗИЛ-131 істотними виявилися фактори: коефіцієнт опору коченню f, маса вантажу, що відкочується на рамі автомобіля M, піковий крутний момент на карданному валу при рушанні автомобіля T.

Всі ці фактори відповідають вимогам, що ставляться до них при використанні методів математичного планування експерименту, тобто вони однозначні, керовані, незалежні і кількісні.

Автомобіль рухався по двох типах опорної поверхні. Цементно-бетонне покриття у задовільному стані f = 0,02 і суха втрамбована ґрунтова дорога f = 0,033 (рис. 1).

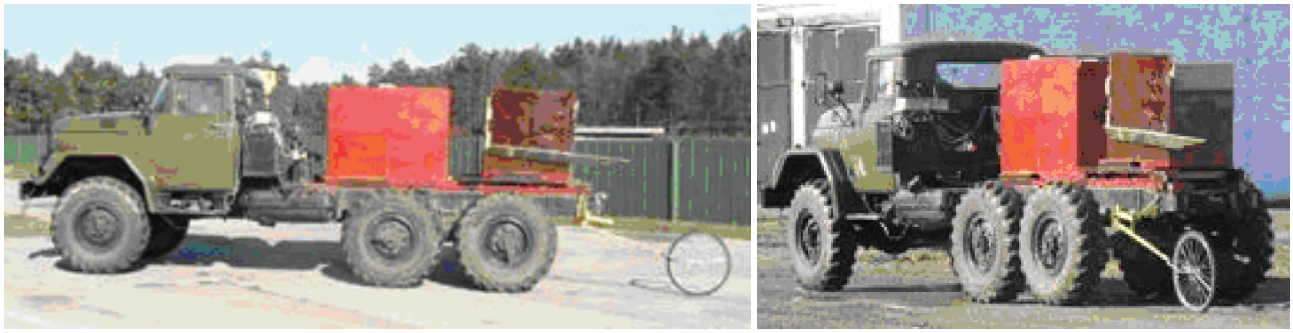


Рис. 1. Ділянки дороги з бетонним покриттям і ґрунтової дороги

Досліджувався варіант зміщення на рамі автомобіля великої платформи із закріпленою на ній малою платформою. Вага такої рухомої платформи становила 4000 кг. При іншому варіанті велика платформа була закріплена і тільки переміщувалася на ній мала платформа вагою 2500 кг (рис. 2).

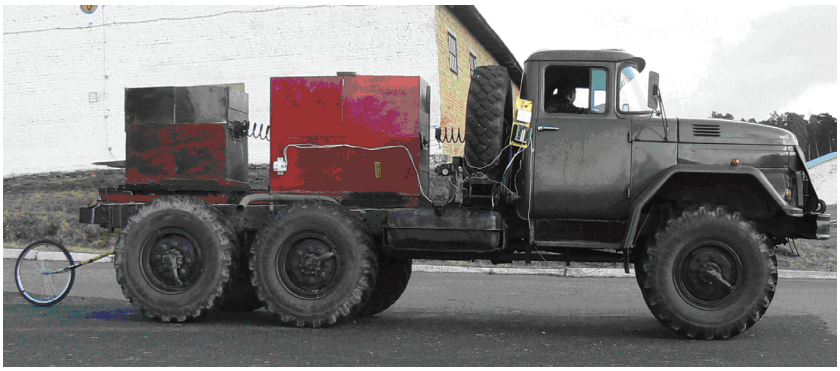
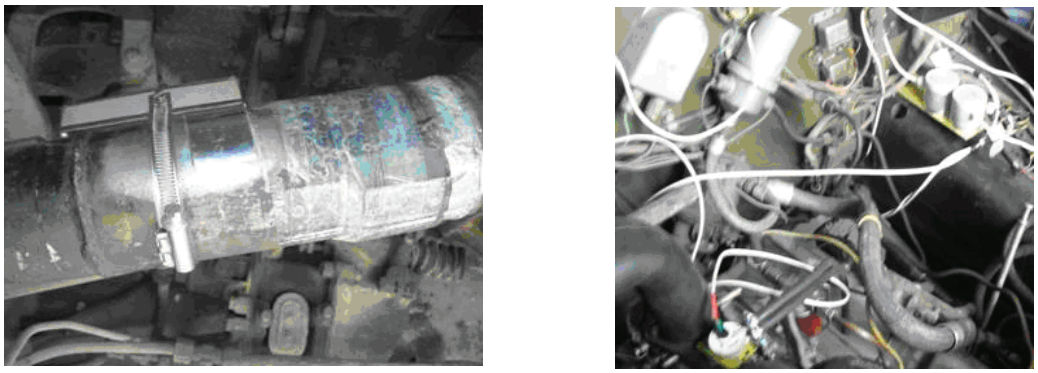


Рис. 2. Компоновка пружно-демпфуючої системи на автомобілі

При експерименті задавалися два значення пікових крутних моментів на карданному валі: 8,1 кНм і 8,75 кНм (рис. 3, а).

За допомогою витратоміра контролювалася витрата палива при рушанні (рис. 3, б).

Межі зміни кожного із факторів (табл. 1):



а) *б)*

Рис. 3. Розміщення тензометричного моста і передавального пристрою на карданному валі (а) і витратоміра в моторному відсіку автомобіля (б)

Таблиця 1

Межі значень факторів, що досліджуються

Чинники	Верхня межа	Нижня межа
f	0,033	0,02
M, кг	4000	2500
T, кНм	8750	8100

Третій етап — складання матриці планування.

Кількість дослідів експерименту обумовлюється вибором плану. Найбільш простим і найчастіше використовуваним є план типу 2к, де к — кількість факторів, а цифра 2 відображає рівні варіювання факторів. При цьому плані кожен фактор варіюється на двох рівнях, тобто в експерименті використовують значення фактора, відповідні верхній і нижній межам діапазону його зміни. Щоб забезпечити запис матриці планування в стандартній формі, значення фактора, відповідне верхній межі діапазону варіювання приймають рівним +1, а нижньої –1.

Перехід від дійсних значень факторів до їх відносних величин (до кодованих значень) здійснюється за формулою

$$x_i = \frac{z_i - z_{i0}}{J}, \qquad (1)$$

де x_i — кодоване значення фактора; z_i — дійсне значення фактора; z_{i0} — дійсне значення нульового рівня (значення фактора в середині інтервалу варіювання); J — інтервал варіювання фактора.

Для отримання поліному (2) і при проведенні експерименту використовують тільки кодовані значення меж діапазону варіювання, тобто +1 і –1.

$$y = b_0 + \sum^{k} b_i x_i + \sum_{i<j}^{k} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i<j}^{k} b_{ii} x_i^2 + \ldots, \qquad (2)$$

де b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} — коефіцієнти регресії, що визначаються в результаті розрахунків; x_i — кодовані змінні факторів.

При прогнозуванні процесу на основі отриманої залежності вигляду (2) перерахунок будь-якого дійсного значення фактора з діапазону його варіювання проводять за формулою (1).

$$x_1 = \frac{f - 0{,}0265}{0{,}0065};\ x_2 = \frac{M - 3250}{750};\ x_3 = \frac{T - 8425}{325}.$$

Значення факторів, що відповідають розглянутим рівням, зведено у табл. 2.

Таблиця 2

Дійсні і кодовані значення інтервалів варіювання факторів

Параметр	Формула для розрахунку	Кодоване значення фактора	Дійсне значення фактора		
			f	M	T
Інтервал варіювання	$x_{0,5} = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{2}$	—	0,0065	750	325
Верхній рівень		+1	0,033	4000	8750
Нижній рівень		–1	0,02	2500	8100
Нульовий рівень	$\bar{x}_0 = \frac{x_{\max} + x_{\min}}{2}$	0	0,0265	3250	8425

План типу $2^к$ повного факторного експерименту для трьох незалежних факторів $k = 3$ і тому для отримання результату потрібно виконати $N = 2^3 = 8$ дослідів.

Запис умов проведення кожного експерименту в табличній формі називається матрицею планування. Матриця планування експерименту представлена в табл. 3, де стовпці X_1, X_2, X_3 визначають умови дослідів. Стовпець X_0 — стовпець фіктивної змінної, який використовується для визначення вільного члена математичної моделі (2).

Таблиця 3

Матриця планування для математичної моделі залежності витрати палива автомобілем від трьох факторів

№ досліду	Кодові позначення факторів			
	x_0	x_1	x_2	x_3
1	+	–	–	–
2	+	+	–	–
3	+	–	+	–
4	+	+	+	–
5	+	–	–	+
6	+	+	–	+
7	+	–	+	+
8	+	+	+	+

Четвертий етап — реалізація матриці планування.

Відповідно до матриці планування (табл. 3) необхідно провести 8 дослідів при наступних умовах (табл. 4). В табл. 4 позначено: X_1 — значення коефіцієнту опору коченню, X_2 — маса вантажу, що відкочується на рамі автомобіля, X_3 — піковий крутний момент на карданному валі при рушанні автомобіля.

Таблиця 4

Значення факторів і отримані результати замірів

№ досліду	X_1	X_2	X_3	Q
1	0,02	2500	8100	0,0157
2	0,033	2500	8100	0,0158
3	0,02	4000	8100	0,0152
4	0,033	4000	8100	0,0156
5	0,02	2500	8750	0,0161
6	0,033	2500	8750	0,0169
7	0,02	4000	8750	0,0159
8	0,033	4000	8750	0,0165

П’ятий етап — визначення значення коефіцієнтів регресії.

Коефіцієнти регресії виразу (2) визначаються з формули:

$$b_i = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=1}^{N} y_n x_{in},$$

де y_n — експериментальне значення параметра оптимізації в i - тому дослідів (рядок матриці планування, табл. 4); N — кількість дослідів; x_{in} — значення i -го фактора в n -му досліді.

Для розрахунку будь-якого коефіцієнта моделі достатньо прописати знаки відповідного стовпця матриці планування стовпцеві значень параметра оптимізації, провести алгебраїчне додавання й результат розділити на кількість дослідів.

Після визначення значень коефіцієнтів b_i отримуємо аналітичну залежність (інтерполяційну формулу) витрати палива автомобіля ЗИЛ-131:

$$Q = 0,015963 + 0,000238x_1 - 0,00016x_2 + 0,000388x_3 .$$

Шостий етап — оцінка адекватності моделі.

Розрахунок коефіцієнтів регресії ще не означає розв'язку поставленої задачі, оскільки відсутня оцінка якості моделі.

Необхідно оцінити, як узгоджуються експериментальні дані (див. четвертий етап) з даними, отриманими за аналітичною залежністю (2), тобто визначити ступінь їх відмінності. Оцінка проводиться за F-критерієм Фішера:

$$F_p = \frac{\sigma_{ад}^2}{\sigma_y^2},$$

де $\sigma_{ад}^2$ — дисперсія адекватності; σ_y^2 — помилка досліду (дисперсія досліду).

Розрахункові значення F-критерію порівнюються з його табличними значеннями для вибраного рівня значимості. В техніці рівень значимості зазвичай приймають рівним 5%. Це означає, що ймовірність отримання помилкового результату (тобто такого, що не узгоджується з реальним) при використанні отриманої залежності дорівнює 5%.

Якщо для вибраного рівня значимості розрахункове значення F-критерію не перевищує табличного, то модель адекватна, в іншому випадку процес описується моделями вищих порядків.

При визначенні F-критерію спочатку визначають похибку досліду σ_y^2, яка є основою всіх рішень стосовно якості моделі.

Визначення похибки досліду σ_y^2 і оцінка значимості знайдених коефіцієнтів регресії.

Для того, щоб можна було встановити похибку досліду, необхідно кожен дослід повторити не менше двох разів. Якщо всі величини факторів і критерії оптимізації визначаються з однаковою похибкою, то достатньо ставити паралельні досліди тільки на нульовому рівні (в «нульовій точці»). В цьому випадку помилка досліду визначається за формулою

$$\sigma_y^2 = \frac{1}{m-1} \cdot \sum_{j=1}^{m} (y_{j0} - \overline{y}_o)^2 ,$$

де m — число паралельних дослідів; y_{j0} — значення параметра оптимізації в j- тому паралельному досліді; $\overline{y}_o$ — середнє значення параметра оптимізації в даній серії паралельних дослідів.

З цією метою було проведено три додаткові досліди в яких визначили витрату палива автомобіля ЗИЛ-131. Значення факторів відповідають нульовому рівневі (див. табл. 2). В табл. 6 записані умови проведення дослідів.

Таблиця 6

План додаткових дослідів у нульовій точці

№ досліду	X_1	X_2	X_3	Параметр оптимізації
1	0,0265	3250	8425	0,016
2	0,0265	3250	8425	0,0159
3	0,0265	3250	8425	0,0163

Визначимо середню витрату палива в додаткових дослідах на нульовому рівні:

$$Q_0 = \frac{1}{3}\cdot\left(Q_{01} + Q_{02} + Q_{03}\right) = \frac{1}{3}\cdot\left(0,016 + 0,0159 + 0,0163\right) = 0,016067.$$

Тоді похибка досліду

$$\sigma_y^2 = \frac{(0,016 - 0,016067)^2 + (0,0159 - 0,016067)^2 + (0,0163 - 0,016067)^2}{3-1} = 4,33\cdot 10^{-8}.$$

Оцінка значимості коефіцієнтів регресії проводиться за величиною довірчого інтервалу

$$\Delta b_i = \pm t\cdot\sqrt{\frac{\sigma_y^2}{N}},$$

де Δb_i — довірчий інтервал i-го коефіцієнта; $t\cdot$ — значення критерію Стюдента для 5%-го вибраного рівня значимості, $t\cdot = 1,96$.

У випадку лінійної або неповної квадратичної моделі довірчі інтервали для коефіцієнтів регресії рівні між собою. Коефіцієнти менші за абсолютним значенням відповідних довірчих інтервалів — незначимі, відповідно, вони не впливають на параметр оптимізації і їх можна відкинути.

Величина довірчого інтервалу для оцінки значимості коефіцієнтів регресії:

$$\Delta b_i = \pm t\cdot\sqrt{\frac{\sigma_y^2}{N}} = \pm 1,96\cdot\sqrt{\frac{4,33\cdot 10^{-8}}{8}} = \pm 0,000144.$$

Оскільки усі коефіцієнти полінома є більшими від Δb_i, то остаточно приймаємо:

$$Q = 0,015963 + 0,000238x_1 - 0,00016x_2 + 0,000388x_3.$$

Визначення дисперсії адекватності.

Оцінюємо адекватність отриманої моделі. Для цього розраховуємо дисперсію адекватності:

$$\sigma_{ad}^2 = \frac{1}{N-k-1}\cdot\sum_{n=1}^{N}(y_i - \bar{y}_i)^2,$$

де $\bar{y}_i$ — значення параметра оптимізації в i-му експерименті згідно отриманої моделі.

Тоді

$$\sigma_{ад}^2 = \frac{1}{8-3-1} \cdot ((0,0157-0,155)^2 + (0,0158-0,015975)^2 + ... + (0,0165-0,016425)^2) = 1,31 \cdot 10^{-7}.$$

Розрахункове значення F- критерію Фішера становитиме:

$$F_p = \frac{\sigma_{ад}^2}{\sigma_V^2} = \frac{1,31 \cdot 10^{-7}}{4,33 \cdot 10^{-8}} = 3,018.$$

Табличні значення F- критерію Фішера залежать від числа ступенів вільності при визначенні досліду і дисперсії адекватності. Кількість ступенів вільності в основних та додаткових дослідах відповідно рівні:

$$r_o = N - k - 1 = 8 - 3 - 1 = 4;$$

$$r_д = m - 1 = 3 - 1 = 2.$$

Взявши рівень ймовірності отримання помилкового результату $P_д = 0,05$, знаходимо табличне значення критерію Фішера $F_м = 19,25$. Оскільки $F_p \langle F_м$, то отримана математична модель узгоджується в межах вимог до багатофакторного процесу, тобто адекватно її записує.

Сьомий етап — аналіз результатів дослідження.

Отримані значення коефіцієнтів регресії моделі незалежні один від одного. Їх значення і знаки вказують на силу й характер впливу факторів. Чим більше значення коефіцієнта, тим більше фактор впливає на параметр оптимізації. Якщо фактор має знак плюс, то із збільшенням значення фактора параметр оптимізації збільшується, якщо мінус — зменшується.

Проаналізуємо отриману математичну модель, що адекватно описує витрату палива автомобіля ЗИЛ-131 із використанням пружно-демпфуючої системи в діапазоні зміни всіх розглянутих факторів.

Розрахункова формула для визначення витрати палива має вигляд:

$$Q = 0,015963 + 0,000238x_1 - 0,00016x_2 + 0,000388x_3.$$

Залежність витрати палива від перерахованих факторів описується лінійною моделлю. При зростанні опору коченню і пікового крутного моменту на карданному валі при рушанні автомобіля витрата палива зростає, при збільшенні маси вантажу, що відкочується на рамі автомобіля М — витрата палива зменшується. За силою впливу на витрату палива фактори розміщуються в наступному порядку: піковий крутний момент на карданному валі при рушанні автомобіля Т, коефіцієнт опору коченню f, маса вантажу, що відкочується на рамі автомобіля М.

Використавши отриману аналітичну залежність, для довільного поєднання факторів, можна визначити витрату палива.

Висновки

Новим є розробка методики проведення фізичного моделювання з використанням факторного експерименту при триетапній апробації математичної моделі функціонування автомобіля з пружно-демпфуючою системою. Було отримано аналітичну залежність впливу трьох факторів (коефіцієнт опору коченню, маса вантажу, що відкочується на рамі автомобіля і піковий крутний момент на карданному валі при рушанні автомобіля) на витрату палива. Ці залежності стануть основою для завершального відлагодження математичної моделі функціонування автомобіля з пружно-демпфуючою системою.

Список літератури

1. Испеньков С.А., Ракицкий А.А. Формирование силовой нагруженности ходовой части карьерных самосвалов // Механика машин, механизмов и материалов. — Минск. 2008. — № 3. — С. 9–13.

2. А. С. 895 736 СССР. Конечная передача транспортного средства / В.А. Дьяченко, А.Д. Ефимов, И.М. Асябрик и др. — Опубл. в Б. И., 1982, № 1.

3. Вікович І.А., Черевко Ю.М., Черевко М.І., Зінько Р.В., Лозовий І.С. Пристрій для кріплення кузова транспортного засобу. Заявка на корисну модель № u200 810 267. Заявл. 11.08.2008. — 3 с.

4. Зінько Р.В. Апробація математичної моделі роботи і руху автонавантажувача // Вісник Технологічного університету Поділля. — Хмельницький: ТУП. — 2000. — Випуск 3. — С. 129–134.

5. Нефедов А.Ф., Височин Л.Н. Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей. — Львов: Вища школа, 1976. — 160 с.

Аннотация. *Представлена методика проведения физического моделирования с использованием факторного эксперимента при триэтапной апробации математической модели функционирования автомобиля с упруго-демпфируючей системой. Получена аналитическая зависимость влияния трех факторов на расход топлива, которая позволит настроить математическую модель.*

Abstract. *The methods of conducting physical modeling using the factual experiment under three stage testing of mathematical model of functioning of a vehicle with the resilient damping system is analyzed. Analytical dependence of three factors influence on fuel consuming allowing mathematical model is worked out.*

Стаття надійшла до редакції 23.11.2008 р.

УДК 656.138.016

КУДІН Р.А., к.т.н., доцент; ЛОБОДА А.В., к.т.н., доцент, Національний транспортний університет

ВІК АВТОМОБІЛІВ ТА ІНТЕНСИВНІСТЬ КОРИСТУВАННЯ ПОСЛУГАМИ СТО

У статті наведено результати дослідження впливу віку автомобілів індивідуальних власників на показники користування послугами СТО. Запропоновано теоретичне пояснення суперечливих даних.

Вступ

Кількість відвідувань автосервісних підприємств, що припадає на певний інтервал напрацювання автомобіля (пробіг чи проміжок часу), являє собою інтенсивність користування послугами СТО. З технічної точки зору, збільшення напрацювання машини з початку експлуатації характеризується зростанням частоти виникнення потреб у ремонтних діяннях, принаймні, її кількісні показники не знизились. Це пов'язано зі старінням машини — процесом поступової та безперервної зміни експлуатаційних властивостей, викликаної дією механічних, теплових, електричних та інших навантажень. Разом з випадковими причинами ці зміни призводять до виникнення відмов — подій, що полягають у втраті машиною працездатності, причому напрацювання між відмовами постійно зменшується. Тому старіння автомобілів, що є об'єктами комерційного використання (в АТП, парках організацій та відомств), зазвичай пов'язане зі зростанням частоти заїздів у зони ТО й ремонту чи відвідування СТО.

Дещо іншою є ситуація з автомобілями, що знаходяться в індивідуальному використанні. Для них певний обсяг робіт з ТО й ремонту виконується самими власниками, без звернення на підприємства автосервісу. Причому вік автомобіля, як правило, характеризує рівень платоспроможності його власника, а відтак і можливість користуватися послугами СТО. Слід зазначити, що мова йде не про втрату заможності власником автомобіля в процесі його експлуатації, а про перехід старіючих автомобілів від одного власника до іншого. Й відповідно до зменшення з віком вартості автомобіля, кожний наступний його власник має все менший рівень платоспроможності, що і впливає на показники відвідування автосервісних підприємств. Таким чином, зі збільшенням віку автомобілів індивідуальних власників пов'язані дві різнонаправлені тенденції — зростання частоти виникнення потреб у ремонтних діяннях та перерозподіл загального обсягу необхідних робіт з ТО і ремонту на користь їх самостійного виконання.

Мета статті

Висвітлити результати дослідження впливу віку автомобілів на інтенсивність користування послугами СТО.

Основна частина

Принцип дослідження зміни з віком автомобілів інтенсивності відвідування автосервісних підприємств полягає в порівнянні питомої ваги автомобілів певного віку в парку та питомої ваги автомобілів цього ж віку в загальному обсязі замовлень робіт з ТО і ремонту на станціях технічного обслуговування. Інформація про вікову структуру парку автомобілів індивідуальних власників (ПАІВ) отримана з щорічних звітів про автотранспорт Мінстату та даних ДАІ МВС України, а на СТО АТ «УкрАвто» проаналізовано віковий склад автомобілів, що скористалися послугами з ТО й ремонту. Парк розподілено на шість сегментів за класом та виробництвом автомобілів. Для кожного сегменту ПАІВ вихідні дані оформлені у вигляді двох одновимірних масивів V та Q, де номер елементів, помножений на ширину вікового інтервалу, відповідає тривалості експлуатації автомобілів. Ширина вікового інтервалу для 1–4 сегментів встановлена на рівні одного року, а для 5, 6 — двох років. Кожний елемент вектора V являє собою кількість замовлень-нарядів для автомобілів певної вікової групи, а вектор Q складається із значень питомої ваги вікових груп автомобілів у сегменті парку, тобто характеризує його вікову структуру.

Спочатку визначався розподіл автомобілів за віком в загальному обсязі замовлень за формулою

$$C_i = \frac{V_i \times 100}{\sum_{i=1}^{m} V_i}, \qquad (1)$$

де V_i — кількість замовлень-нарядів для і-ї вікової групи автомобілів; m — кількість вікових груп автомобілів.

Після цього був знайдений приведений коефіцієнт інтенсивності користування послугами СТО для кожної вікової групи

$$H_i = \frac{C_i}{Q_i}, \qquad (2)$$

де Q_i — питома вага автомобілів і-ї вікової групи в сегменті парку, %.

Він вказує на відмінність питомої ваги автомобілів певного віку в замовленнях на ТО і ремонт від питомої ваги автомобілів цього ж віку в ПАІВ. Підбір рівняння регресії приведеного коефіцієнта інтенсивності на вік автомобілів розпочинався з перевірки можливості застосування

поліноміальної функції. Проте з'ясувалося, що для досягнення встановленої точності необхідно використання багаточлена з порядком більше шостого, а з точки зору завдання — це не виправдано. Тому, після графічного аналізу отриманих статистичних значень та ретельного вивчення можливих форм регресії, перевагу було віддано наступній функції

$$F(T) = q_1 \times T^{q_2} \times e^{q_3 \times T} + q_4^{T+1}, \quad (3)$$

де $F(T)$ — залежність приведеного коефіцієнта інтенсивності від віку автомобіля; T — вік автомобіля, роки; e — основа натурального логарифму; $q_1 \ldots q_4$ — параметри рівняння регресії.

Параметри рівняння розраховувались методом найменших квадратів за допомогою вбудованої функції MathCAD genfit. Для її застосування були знайдені всі частинні похідні та введені початкові значення параметрів, необхідні для вирішення системи нелінійних рівнянь регресії ітераційним методом. Правильність вибору рівняння регресії підтверджена допустимою похибкою наближення, що визначалась за формулою

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m} \left(H_i - F(i \times t)\right)^2}{m-1}}, \quad (4)$$

де H_i — статистичне значення приведеного коефіцієнта інтенсивності для автомобілів і-ї вікової групи; t — ширина вікового інтервалу, роки; $F(i' \times t)$ — значення приведеного коефіцієнта інтенсивності для автомобілів *i-ї* вікової групи, розраховане за встановленим рівнянням регресії.

У результаті проведених розрахунків встановлено шість рівнянь регресії, які з заданою точністю описують залежність інтенсивності користування послугами СТО від віку автомобілів у кожному сегменті ПАІВ. Їх аналіз дозволив зробити головний висновок — для автомобілів всіх груп інтенсивність відвідувань СТО зростає лише до певного віку, після чого відбувається її зниження. Очевидною причиною цього є значна різниця платоспроможності власників автомобілів у різних вікових групах, тобто можливості з потрібною регулярністю користуватися ремонтними послугами автосервісу. Внаслідок цього для автомобілів старшого віку більша частина робіт переходить у сферу їх виконання самими власниками. Таким чином, дія соціально-економічного фактору виявилась сильнішою за дію технічного фактору — зростання кількості відмов та несправностей при старінні автомобілів.

Серед сегментів ПАІВ найшвидше зменшення інтенсивності користування послугами СТО притаманне вітчизняним автомобілям особливо малого класу. Для них частота відвідувань в п'ятнадцятирічному віці, в порівнянні з однорічними автомобілями, нижча майже в 5 разів (рис. 1).

Автомобілі середнього класу закордонного виробництва, напроти, мають найбільш стабільні показники — по досягненню 25-річного віку інтенсивність заїздів зменшується приблизно в 2,7 рази (рис. 2).

При цьому, як для вітчизняних, так і для автомобілів закордонного виробництва більший клас автомобілів характеризується повільнішим зниженням інтенсивності користування ремонтними послугами.

Важливою характеристикою отриманих ліній регресії є вік автомобілів, що відповідає найбільшій інтенсивності відвідувань СТО. Для автомобілів закордонного виробництва його значення зростає по мірі збільшення класу автомобілів — від 2,5 років у другій групі до 6,0 років в шостій групі (табл. 1). А серед вітчизняних автомобілів найпізніший пік інтенсивності мають автомобілі малого класу — 4,2 роки.

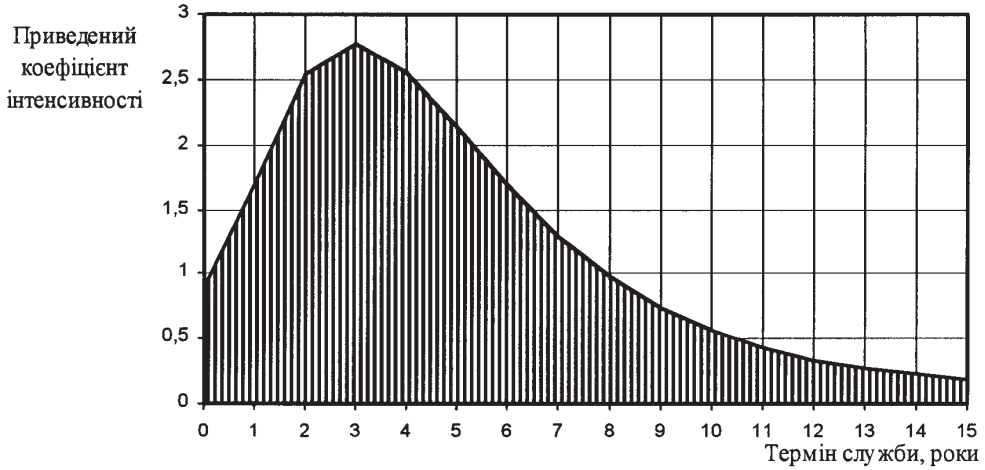


Рис. 1. Статистичні значення та лінія регресії приведеного коефіцієнта інтенсивності користування послугами СТО на тривалість експлуатації вітчизняних автомобілів особливо малого класу

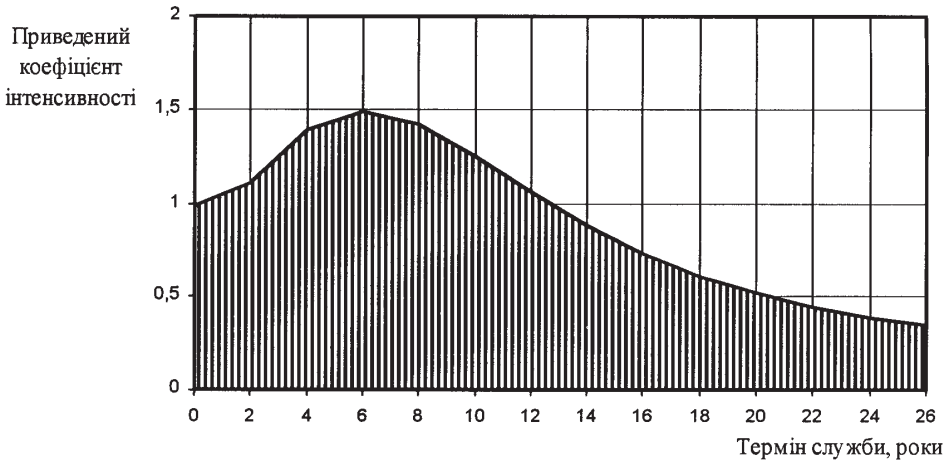


Рис. 2. Статистичні значення та лінія регресії приведеного коефіцієнта інтенсивності користування послугами СТО на тривалість експлуатації автомобілів середнього класу закордонного виробництва

Необхідно ще раз нагадати, що за знайденими рівняннями регресії можна знайти лише співвідношення між частотами користування послугами СТО для автомобілів різного віку. Їх використання потребує достовірного встановлення річної кількості відвідувань СТО для автомобілів однієї з вікових груп.

Отримані закономірності, на перший погляд, входять у суперечність із результатами численних теоретичних та практичних досліджень, які вказують на однозначне зростання обсягів ремонтних робіт при переході автомобіля в фазу старіння. Проте вони можуть бути пояснені з точки зору зміни платоспроможності власників зі збільшенням віку автомобіля. Як вже зазначалось, мова йде не про втрату заможності власником автомобіля в процесі його експлуатації, а про перехід старіючої техніки до власників з меншою купівельною спроможністю, що не може не позначитись на показниках користування ремонтними послугами автосервісу. Рис. 3 ілюструє закономірність зміни потреб в ремонтних послугах зі збільшенням віку автомобілів індивідуальних власників.

Таблиця 1

Результати аналізу залежності інтенсивності користування послугами СТО від віку автомобілів індивідуальних власників

Номер групи ПАІВ	Кількість вікових груп	Ширина вікового інтервалу, роки	Параметри рівняння регресії приведеного коефіцієнта інтенсивності користування послугами СТО на вік автомобілів				Пік інтенсивності користування послугами СТО, роки
—	m	t	q_1	q_2	q_3	q_4	——
1	15	1	1,683	1,927	–0,626	0,892	3,0
2	15	1	1,316	1,213	–0,423	0,922	2,5
3	20	1	0,483	3,416	–0,811	0,941	4,2
4	20	1	0,163	3,407	–0,672	0,953	5,0
5	13	2	1,301	0,450	–0,115	0,837	2,5
6	13	2	0,094	2,301	–0,339	0,958	6,0

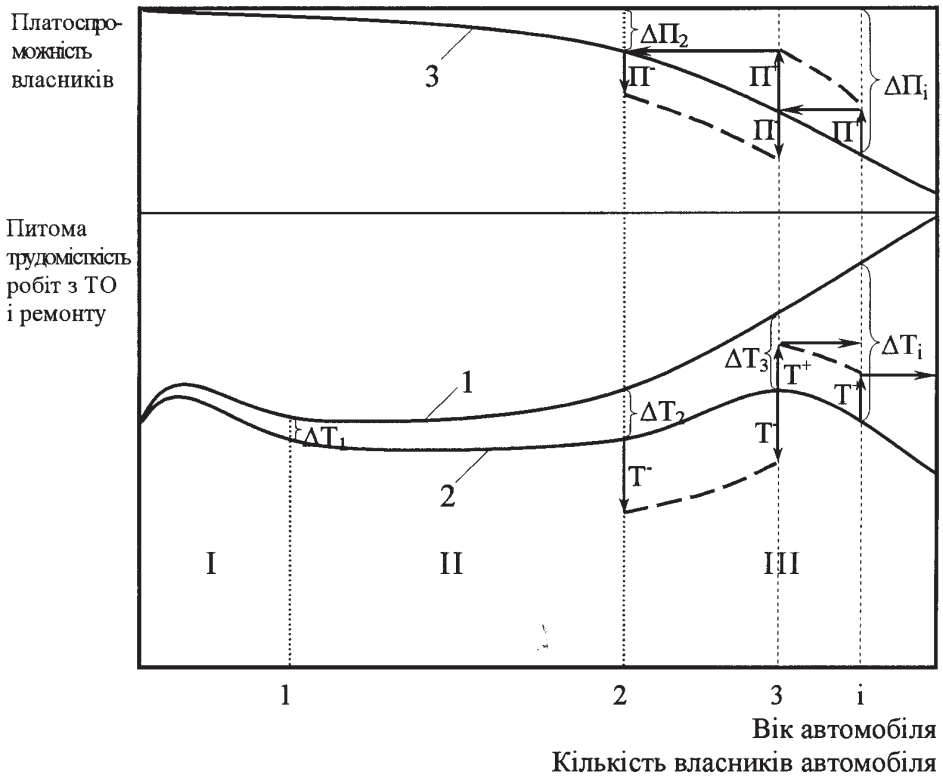


Рис. 3. Закономірність зміни потреб в ремонтних послугах зі збільшенням віку автомобілів індивідуальних власників:

1 — питома трудомісткість робіт з ТО й ремонту необхідних для забезпечення працездатності автомобіля; 2 — питома трудомісткість робіт з ТО й ремонту, що замовляються на підприємствах автосервісу; 3 — платоспроможність власників; ΔТ — різниця між потребами в ТО й ремонті та платоспроможним попитом на послуги СТО; ΔП — різниця в платоспроможності власників нових автомобілів та власниками автомобілів старших вікових груп; $П^-$, $Т^-$ — зниження платоспроможності власників автомобілів та відповідне зменшення попиту на послуги СТО; $П^+$, $Т^+$ — підвищення платоспроможності власників автомобілів та відповідне збільшення попиту на послуги СТО; придбання власником автомобіля молодшої вікової групи; перехід старіючого автомобіля до наступного власника

Крива 1 описує загальновизнану залежність інтенсивності відмов від віку автомобіля та відповідну зміну питомої трудомісткості робіт з ТО й ремонту. При цьому, увесь термін експлуатації автомобіля умовно розподіляється на три періоди: I — період припрацювання; II — період усталеної роботи; III — період старіння, коли внаслідок зношеності елементів машини, потреби в ремонтних роботах невпинно зростають. Крива 2 характеризує рівень потреб у послугах з ТО й ремонту, тобто той обсяг робіт, який реалізується на підприємствах автосервісу. Очевидно, що він завжди менший від загального рівня потреб в ТО й ремонті, необхідного для забезпечення працездатності автомобіля на величину самообслуговування — ΔT, причому зі збільшенням віку й відповідним зниженням платоспроможності власників (крива 3) ця різниця постійно зростає. Підвищення купівельної спроможності власника автомобіля ($П^+$) до певної межі тягне за собою збільшення рівня користування ним послугами СТО (T^+) та відповідне зменшення долі самообслуговування. При подальшому зростанні заможності власника, він віддає перевагу більш новому автомобілю, експлуатація якого є не тільки більш престижною, але й потребує менше витрат на підтримання працездатності. Старіюча техніка переходить до іншого, менш заможного власника, внаслідок чого й відбувається падіння рівня користування послугами СТО. Оскільки розвиток ремонтних потужностей автосервісу потребує врахування лише потреб у послугах з ТО й ремонту, зміна їх характеристик зі збільшенням віку автомобілів індивідуальних власників і стала предметом дослідження.

Крім інтенсивності користування послугами автосервісу досліджено також зміну з віком автомобілів наступних показників: середньорічного пробігу; обсягів робіт в автомобіле-заїздах; структури замовлень ремонтних послуг [1].

Висновки

Встановлено статистичні значення та лінії регресії приведеного коефіцієнта інтенсивності користування ремонтними послугами автосервісу на вік автомобілів для кожного сегменту ПАІВ. Це здійснено шляхом відношення (приведення) питомої ваги вікових груп автомобілів в замовленнях-нарядах робіт на СТО до питомої ваги вікових груп автомобілів у парку. Спільною рисою отриманих залежностей є зростання інтенсивності відвідувань СТО лише до певного віку автомобілів, після чого відбувається її зниження. Причина цього вбачається в значній різниці платоспроможності власників у різних вікових групах автомобілів, що призводить до переходу більшої частини робіт з ТО й ремонту старих машин в сферу самообслуговування.

Список літератури

1. Кудін Р. А. Вік автомобільного парку та потреби в технічному сервісі/Національний транспортний університет. — К.: НТУ, 2005. — 109 с.

Аннотация. *В статье приведены результаты исследования влияния возраста автомобилей индивидуальных владельцев на показатели пользования услугами СТО. Предложено теоретическое объяснение противоречивых данных.*

Abstract. *In the article the results of investigation of influence of personal motor-cars lifetime on the figures of consumption of car-care centres services are submitted. The theoretical explanation of contradictory data is suggested.*

Стаття надійшла до редакції 18.10.2008 р.

УДК 625.76

ГЕРАСИМЕНКО В.Г., к.т.н.; МАСТЕПАН А.М., ас., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ» ; БАЗОВА І.В., ас., Донецький інститут автомобільного транспорту

ОСОБЛИВОСТІ ВПЛИВУ ЕКОЛОГІЧНИХ ФАКТОРІВ НА ЗЧІПНІ ВЛАСТИВОСТІ ДОРОЖНІХ ПОКРИТТІВ

Розглянуто питання впливу шкідливих викидів промислових підприємств на транспортно-експлуатаційні характеристики дорожніх одягів у складних погодних умовах. Рекомендовано склади дорожніх сумішей, які найбільш активно працюють під дією окислів азоту, вуглецю та сірки.

Постановка проблеми

При експлуатації автомобільних доріг в складних екологічних умовах верхні шари дорожнього одягу руйнуються в короткий термін, що погіршує пропускну здатність доріг, підвищує аварійність та собівартість перевезень. Необхідний підбір кам'яних матеріалів дає можливість знизити падіння коефіцієнту зчеплення колеса автомобіля з дорожнім покриттям до 30%.

Аналіз останніх дослідів та публікацій

Методи оцінки зчіпних якостей дорожніх покриттів, способи поліпшення транспортно-експлуатаційних якостей дорожніх одягів на стадії проектування, будівництва та експлуатації були надані в наукових публікаціях з даної тематики [1–4]. Вплив шкідливих викидів на верхні шари зносу приймався з великими погрішностями, що призводило до великих додаткових витрат на ремонтні роботи та виникнення тяжких дорожньо-транспортних пригод.

Мета статті

Метою даної роботи є розробка раціональної конструкції дорожнього одягу, верхній шар якої працює в складних екологічних умовах, для якого запропоновані типи кам'яних матеріалів та склад бітуму з ціллю поліпшення зчіпних якостей дорожніх одягів у різні періоди року.

Основний розділ

Промислові викиди в атмосферу в районі Донецького регіону щорічно складають близько 10 тис. тонн тільки окислів сірки й азоту, що згубно впливає на навколишнє середовище, в тому числі й на автомобільні дороги, особливо на ті, що прилягають до великих хімічних, металургійних і коксохімічних заводів.

Дослідження в цих місцях Донецька, Маріуполя, Макіївки, Горлівки та Єнакієва показали, що окисли сірки, азоту, вуглецю руйнують структуру бітуму та гострі грані мінерального матеріалу після 2-х — 3-х місяців експлуатації, знижуючи при цьому зчіпні властивості асфальтобетонного покриття за цей період часу на 10–15% у порівнянні з дорогами, що пролягають у чистому екологічному середовищі.

Було підібрано спеціальні склади гарячих сумішей на базі місцевих кам'яних матеріалів: горілих порід шахтних териконів, шлаків доменного виробництва, доломітів Новотроїцького кар'єру і в'яжучого з такою умовою, щоб вони мінімально реагували на окисли, що випадають, особливо в умовах підвищеного зволоження осінньо — весняного періоду року.

Покриття з гарячої асфальтобетонної суміші типу «Б» (гранітного щебеню — до 46%, покращеного бітуму БН 60/90 — до 6% і гідрофобного мінерального порошку — до 10%) покладено при температурі +21 0С та швидкості вітру до 10 м/с на підігріту до +28 0С основу з чорного щебеню. До складу бітуму, отриманого після окислювання гудронів, уводили відходи полістиролу до 3% від загального обсягу готового в'яжучого.

Як показали експерименти, зниження коефіцієнту зчеплення до 0,25 відбувається через 12 місяців при постійному впливі двоокису сірки на поверхню асфальтобетонного покриття з додатковим зволоженням (рис. 1). У цей же час при впливі двоокису азоту (NO2) падіння коефіцієнту зчеплення було не настільки значним і склало близько 0,4. При впливі окислів вуглецю зчіпні властивості покриття уже після 6 місяців експлуатації дороги знижувалися до φ = 0,28–0,29, особливо якщо при цьому застосовувалися щебені з доломітів чи слабких вивітрених порід. Якщо ж у складі агресивних викидів була суміш різних окислів, критичний коефіцієнт зчеплення при цьому (0,3) був уже через 2–3 місяці експлуатації міських чи промислових доріг поблизу джерела забруднення.

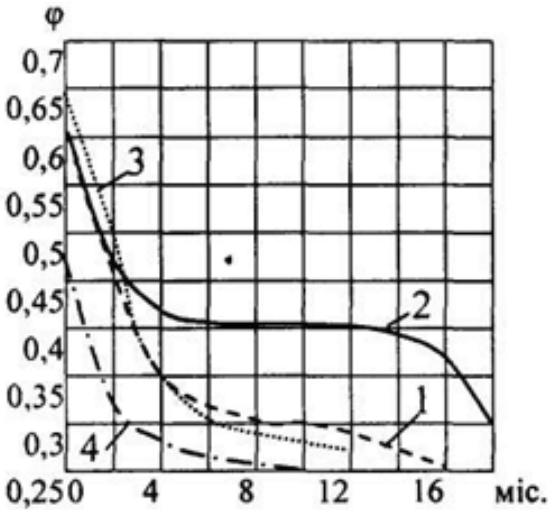


Рис. 1. Залежність коефіцієнту зчеплення від виду агресивних викидів, що впливають на асфальтобетонний шар протягом 16 місяців експлуатації дороги:

1 — двоокис сірки; 2 — двоокис азоту; 3 — оксид вуглецю; 4 — підсумовування шкідливих речовин

На деяких ділянках доріг для порівняння було проведено дослід, пов'язаний з реакцією асфальтобетонного шару на дію шкідливих викидів (рис. 2) у момент інтенсивного вологонакопичення. При цьому одні ділянки оброблялися чистою водою, а інші залишалися у природному стані. На ділянках, що експлуатувалися без догляду, знижувався коефіцієнт зчеплення через 6–8 місяців до критичної величини, а покриття вимагало поточного ремонту шляхом проведення шорсткуватої поверхневої обробки чи укладання чорного щебеню фракції 5–20 мм на підігріту основу. Промите водою покриття зберігало необхідний технічний стан протягом 20–22 місяців без ремонту, при тому, що кількість вологи додавалася штучним шляхом.

Промивання повинно здійснюватися через 1,5–2 години після чергового викиду шкідливих речовин чи кожні 24 години протягом 5–6 днів.

Застосування різних щебеневих матеріалів у складі гарячих асфальтобетонів, покладених у найбільш уразливих місцях вулиці, дали можливість одержати різний коефіцієнт зчеплення після 20 місяців експлуатації (рис. 3).

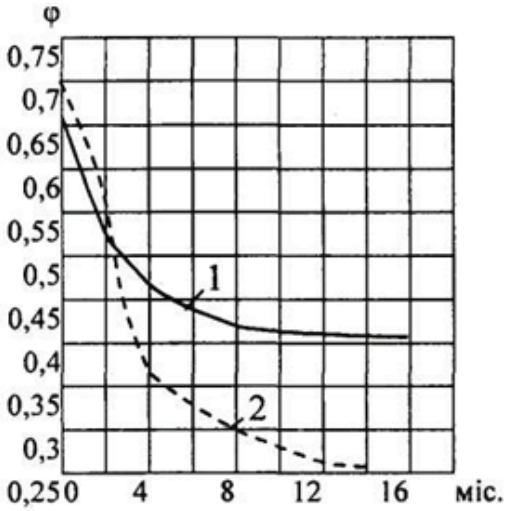


Рис. 2. Залежність коефіцієнту зчеплення від догляду за асфальтобетонним покриттям у період експлуатації дороги в умовах агресивного середовища:

1 — промивання покриття технологічною водою після випадіння різних окислів; 2 — покриття без догляду

Найбільш ефективний матеріал у складі асфальтобетонів був сієніт (рис. 3: крива 1 і крива 2).

Протягом 20–22 місяців поверхня асфальтобетонного шару зберігала експлуатаційні характеристики з коефіцієнтом зчеплення 0,38–0,46.

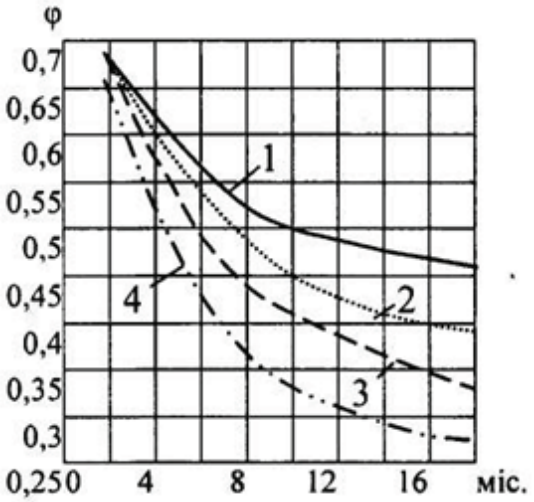


Рис. 3. Залежність коефіцієнту зчеплення від виду застосованого щебеню в складі асфальтобетонів, покладених у місцях агресивних викидів:

1 — сієніт фракції 5…10 мм; 2 — сієніт фракції 10…25 мм; 3 — щебінь шлаковий фракції 5…25 мм; 4 — доломіти фракції 5…20 мм

У той же час використання шлакового щебеню через 16 місяців експлуатації дозволило знизити коефіцієнт зчеплення до 0,32 (рис. 3: крива 3) і на цих ділянках було виявлено ямочність на верхньому шарі покриття.

Використання доломітового щебеню показало, що асфальтобетонний шар різко знижує свої зчіпні властивості до 0,3 через 10–12 місяців, тобто він вимагає проведення шорсткуватої поверхневої обробки через різке збільшення аварійності й дефектності шару зносу.

Застосування різних типів гарячих асфальтобетонних сумішей «А», «Б» та піщаного на найбільш уражених ділянках дороги (рис. 4) показало, що багатощебенева суміш тип «А» (рис. 4: крива 1) найбільш ефективна в місцях, де відбувається максимальний вплив шкідливих речовин на верхній шар дорожнього одягу. Багатощебенева суміш зберігає необхідну шорсткість шару 26–34 місяця, що дає можливість знизити аварійність протягом даного періоду.

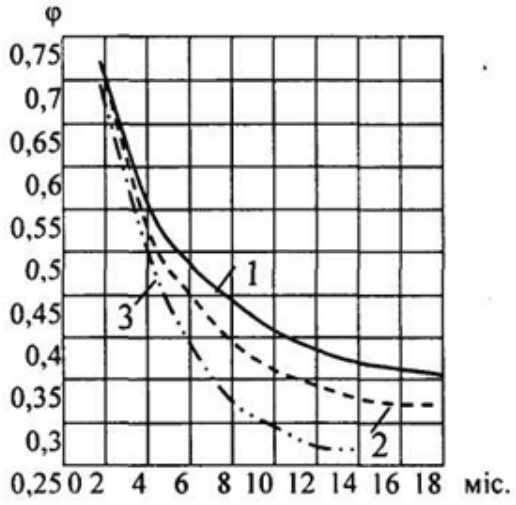


Рис. 4. Зміна коефіцієнту зчеплення в залежності від типу застосовуваних асфальтобетонних сумішей на уражених ділянках дороги:

1 — багатощебенева суміш тип «А» (щебеню гранітного до 75%); 2 — асфальтобетонна суміш тип «Б» (щебеню гранітного до 35%); 3 — піщана асфальтобетонна суміш

Наявність слабкого каркасу (рис. 4: крива 2) з 35% щебеню знижує шорсткість дуже різко, особливо перші 8–10 місяців експлуатації ділянки дороги й лише після зносу гострих виступів протягом 16 місяців шорсткість стабілізується, а коефіцієнт зчеплення становить 0,32–0,33 протягом наступних 10–12 місяців. Подальша експлуатація даної ділянки була все більш небезпечною й це підтверджує збільшення аварійності в сухий період року.

Отже, піщаний асфальтобетон (рис. 4: крива 3) застосовувати на ділянках із сильною концентрацією шкідливих речовин не рекомендується, тому що коефіцієнт зчеплення протягом 9 місяців знизився з 0,55 до 0,28, і в результаті ДАІ змушено було знизити швидкість руху транспорту на цих ділянках до мінімальної величини й перекинути рух автотранспорту на інші вулиці даного району.

Висновки

Виходячи з вищезазначеного, можна зробити висновок про необхідність улаштування верхніх шарів дорожнього одягу з багатощебеневої суміші типу «А», у складі якої повинно бути близько 75–78% гранітного кубовидного щебеню фракції 5–25 мм на бітумі БНД (БН)–60/90. Укладати дану суміш необхідно в найбільш сприятливий час, коли температура повітря не нижче +20 °С. Ущільнення робити важким котком ДУ–8 чи віброкотком ДУ–34.

Застосування різних за міцністю матеріалів значною мірою впливає на шорсткість верхніх шарів дорожнього одягу, особливо в перші місяці експлуатації дороги у складних екологічних умовах.

Список літератури

1. Немчинов М.В. Сцепные качества дорожных покрытий и безопасность движения автомобилей.— М.: Транспорт, 1985.— 231 с.

2. Астров В.А. Коэффициент сцепления и степень шероховатости дорожного покрытия// Автомобильные дороги.— 1970.— № 10.— С. 22–24.

3. Бабков В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения.— М.: Транспорт, 1982.— 288 с.

4. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме.— Омск: Западно — Сибирское книжное издательство, 1973.— 224 с.

Аннотация. *Рассмотрен вопрос влияния на транспортно — эксплуатационные характеристики дорожных одежд в сложных погодных условиях. Рекомендованы составы дорожных смесей, которые наиболее активно работают под действием окислов азота, углерода и серы.*

Abstract. *The question of influence is considered on transpor are operating descriptions of travelling clothes in difficult weather terms. Compositions of travelling mixtures, which most actively work under the action of oxides of nitrogen, carbon and sulphu, are recommended.*

Стаття надійшла до редакції 14.10.2008 р.

УДК 656.13.08

СТОЛЯРОВ К. А., инженер, СТОЛЯРОВА Н. О., к.т.н., АДИ ДВНЗ «ДонНТУ» г. Горловка;
ЛИХОШЕРСТ Р. В., асс., Донецкий институт автомобильного транспорта

ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОПУСКА КРУПНОГАБАРИТНЫХ И ТЯЖЕЛОВЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПО АВТОМОБИЛЬНЫМ ДОРОГАМ

Анализируется отечественный и зарубежный опыт организации пропуска крупногабаритных и тяжеловесных транспортных средств по автомобильным дорогам, проезд которых многократно сокращает сроки службы дорожных одежд. Рассмотрено воздействие сверхдопустимых нагрузок на дорожную одежду. Приведены предложения по совершенствованию организации пропуска крупногабаритных и тяжеловесных транспортных средств по автомобильным дорогам по дорогам Украины.

Постановка проблемы

С ростом грузоподъемности автомобилей, с одной стороны, снижаются затраты на перевозку грузов, а с другой — увеличиваются затраты на дорожное строительство. С проблемой взаимной увязки развития транспортных средств и дорог сталкиваются все страны. В условиях недостаточности средств эта проблема проявляется как вопрос об ограничении параметров различного подвижного состава, в частности, осевых нагрузок, общих масс, габаритов.

Как показывает опыт ряда зарубежных стран, имеются два пути решения данной проблемы: поиски оптимальных сочетаний структуры автомобильного парка и структуры дорог по допустимым осевым нагрузкам и создание системы охраны дорог с жестким контролем за эксплуатацией соответствующего крупногабаритного и тяжеловесного подвижного состава.

При создании системы пропуска крупногабаритных и тяжеловесных транспортных средств (КТТС) всеми странами решаются следующие вопросы:

– устанавливается воздействие от проезда КТТС на дорожные конструкции и мостовые сооружения;
– устанавливаются допустимые осевые нагрузки, общие массы
– устанавливаются величины штрафов и платы за проезд;
– создается весовой контроль за пропуском КТТС;
– назначаются маршруты движения для КТТС;
– устанавливается система административной и гражданско-правовой ответственности за нарушение правил проезда КТТС по автомобильным дорогам и нанесение ущерба.

Цель статьи

Изучение опыта стран дальнего, ближнего зарубежья по организации пропуска крупногабаритных и тяжеловесных транспортных средств.

Основная часть

Одной из причин разрушения дорог Совет транспортных исследований США [1] считает недопустимые и незаконные перегрузки грузовых автомобилей, интенсивность движения которых на сети межштатных дорог быстро возрастает. Обследования показали, что в составе транспортных потоков от 10 до 25% грузовых автомобилей имеют осевые нагрузки, превышающие допустимые пределы. Американской ассоциацией сотрудников дорожных организаций (AASHO) в результате проведения натурных испытаний было установлено влияние перегрузок на долговечность дорожной одежды. Это влияние пропорционально превышению фактических нагрузок над допустимыми примерно в степени 4,5, т. е. увеличением нагрузки на одну треть долговечность нежесткой дорожной одежды уменьшается приблизительно в 4 раза.

Двукратное увеличение нагрузки на одиночную ось приводит к уменьшению долговечности дорожной одежды в 24–25 раз. Таким образом, данное увеличение осевых нагрузок транспортных средств является разрушительным для дорожных одежд.

В результате проведенных во Франции исследований [2] установлено, что перегруженные оси увеличивают агрессивное воздействие на нежесткие дорожные одежды более, чем на 40%, на полужесткие дорожные одежды — более чем на 88%. Количество автомобилей с перегруженными осями рекомендовано снизить, если нет возможности отказаться от них полностью. Снижение уровня разрушающего воздействия от движения грузовых автомобилей на 25% позволяет получить ежегодную экономию в размере 80 млн. франков на содержании основной сети дорог и 45 млн. франков на строительстве.

Во Франции считают, что превышение максимально допустимых нагрузок приводит к колееобразованию [3]. Чтобы избежать колееобразования, следует не допускать их воздействия на дороги.

Германские исследователи установили [4], что при увеличении нагрузки в виде двухосного транспортного средства, на покрытии с волнообразованием наблюдалось вдвое больше прогибов и деформаций, чем у слоев покрытий без волнообразования. Исследователи пришли к выводу, что процесс трещинообразования обуславливается следующими причинами: возникновением трещин от смены температуры, воздействием нагрузок и комбинацией двух предыдущих причин. Важную роль играют также свойства применяемых вяжущих материалов.

Исследователи в Финляндии также отмечают [5], что на износ дорог разрушающее влияние оказывают тяжеловесные автомобили. Так, в 1975 г. допустимая осевая нагрузка была повышена с 80 до 100 кН. По результатам эксперимента AASHO это увеличило эффект воздействия нагрузки на 144% и привело к сокращению срока службы дорожных одежд. В таких условиях необходимо усиливать дорожную одежду.

За последние шесть лет число автомобилей в Украине возросло в 1,6 раза. Парк грузовых автомобилей в Украине возрос на 14,2%, тяжеловесных транспортных средств — на 15,8%. Особенно растут объемы тяжеловесных грузоперевозок, осуществляемых иностранными перевозчиками в международном сообщении. Согласно прогнозу развития транспорта, к 2010–2015 гг. доля грузоперевозок, осуществляемых автомобильным транспортом, увеличится примерно до 30–40% [6]. Утяжеление транспортных средств вызвало ускорение образования колейности и волн на автомобильных дорогах, что способствовало увеличению протяженности дорог, дорожные одежды которых работают в критическом, плохом и очень плохом состоянии, как показано на рис. 1 [6].

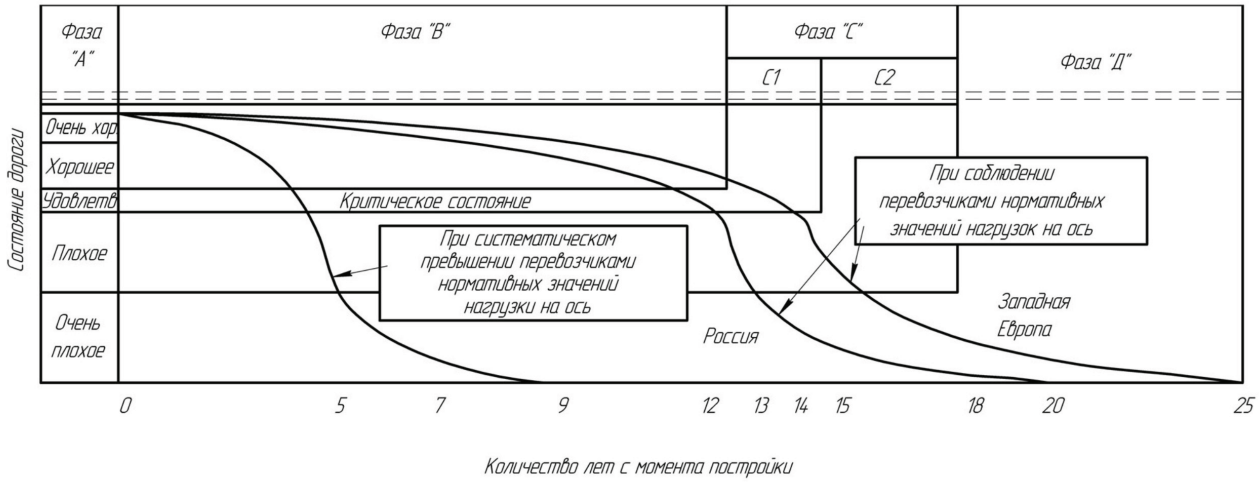


Рис. 1. Графическая схема сокращения срока службы автомобильной дороги при систематическом превышении перевозчиками нормативных нагрузок (без учета проведения ремонтных работ, включая устройство новых слоев дорожной одежды):
фаза «А» — завершение строительства и ввод автомобильной дороги в эксплуатацию;
фаза «В»-медленный и почти неощутимый износ;
фаза «С»-ускоренный износ;
фаза 'Д» — полное разрушение

Нормы осевых нагрузок для расчета дорожных одежд установлены [7] на основе проведения технико-экономических расчетов, в которых учитываются: фактическая структура автомобильного парка, транспортно-эксплуатационное состояние автомобильных дорог, искусственных сооружений и размеры затрат на их переустройство, реальные возможности государства и сроки осуществления программы работ по внедрению новых норм. По этим причинам принятые в зарубежных странах максимальные осевые нагрузки значительно различаются: от 6 до 13 тс на одиночную ось.

Максимальные осевые нагрузки в большинстве стран мира регламентированы национальными стандартами и дорожным законодательством. В послевоенные годы в западноевропейских странах появляется тенденция к увеличению допустимых нагрузок на ось в среднем на 20% каждые 10–15 лет. Однако, в этих странах и в США движение автомобилей с максимальными осевыми нагрузками разрешено на некоторых дорогах. Например, в ФРГ только в одной из 10-и земель разрешена осевая нагрузка 130 кН, на остальной территории — 100 кН; в Канаде только в одной из 10-и провинций разрешена осевая нагрузка 100 кН, а в остальных — от 82 до 91 кН.

На всех национальных дорогах Норвегии допускаются нагрузки на ось 80–10 кН, за исключением весеннего периода

В условиях рыночной экономики автопредприятия заинтересованы в максимально интенсивном использовании своих транспортных средств, не задумываясь о том, что они наносят вред дорогам. Утяжеление транспортных средств вызвало ускорение образования колейности и волн на автомобильных дорогах, соответственно увеличение протяженности автомобильных дорог, которые работают в критическом и плохом состоянии.

В Украине существующая сеть автомобильных дорог по своим прочностным параметрам не способна выдержать увеличивающиеся нагрузки от тяжеловесных транспортных средств. В настоящее время требует проведения ремонтных работ до 60% протяженности дорог. Более 50% этих дорог непрочные и нуждаются в усилении дорожной одежды.

Для автомобильных дорог Украины нормативные осевые нагрузки, равные 115 кН на ось (для дорог государственного значения), не всегда оправданы, так как грузонапряженность многих дорог невелика, а рассчитанные на эту нагрузку конструкции дорожных одежд чрезмерно утяжеляют и удорожают дорожную одежду. В связи с этим необходимо провести технико-экономическое обоснование норм осевых нагрузок для расчета дорожных одежд с учетом фактической структуры автомобильного парка, протяженности и транспортно-эксплуатационного состояния дорог, размера затрат на внедрение новых норм, реальных возможностей государства и сроков осуществления программы работ по внедрению новых норм.

Необходимо систематически проводить научные исследования по установлению воздействия современных транспортных средств, особенно большегрузных, на дорожные одежды с учетом их эксплуатационного состояния с целью оперативного принятия мер по ограничению сверхагрессивного воздействия отдельных транспортных средств.

Приоритет при планировании работ следует отдавать ремонту дорог и сооружений. В первоочередном порядке осуществлять усиление дорожных одежд и повышение грузоподъемности мостов на наиболее грузонапряженных маршрутах.

Необходимо установить величину превышения нормативной осевой нагрузки, при которой пропуск транспортного средства осуществляется по индивидуальному проекту после проведения мероприятий по усилению дорожных одежд, и состояние дорожной одежды по прочности, при котором дорожная одежда считается разрушенной и не требующей ограничения осевых нагрузок.

Жесткие штрафы за превышение нагрузок, разгрузка транспортного средства и запрещение дальнейшего проезда мотивируют автоперевозчиков использовать транспортные средства со щадящими осевыми нагрузками, обеспечивая сохранность дорожных одежд и сооружений.

Вместе с тем, это предполагает наличие в государстве автомобильных дорог и сооружений, способных пропускать современные транспортные средства, наличие должной нормативно-правовой базы, а также организационно-технического обеспечения (стоянок, терминалов, разгрузочной техники и др.) при предъявлении мер ответственности. В связи с этим, решение о пропуске тяжеловесных транспортных средств, в том числе тех. транспортных средств, у которых нагрузки превышают предельные нормы установленные дорожными знаками, представляется преждевременным. Даже после реализации за счет средств перевозчика специальных мер в части усиления или обустройства автомобильных дорог и сооружений в условиях наличия на значительной протяженности дорог ограничений осевых нагрузок и общих масс, не является удачным решением.

Для обеспечения пропуска максимального количества транспортных средств в обычном неконтролируемом режиме, одновременно сохраняя дорожные одежды, рекомендуется проводить систематические обследования дорог государственного и местного значения, на этой основе определять допустимые дорожными одеждами в различные сезоны года нагрузки на ось и общие массы для мостов. На этой основе для сети дорог и маршрутов, а не для отдельных участков, обосновать сменяемые по сезонам года знаки ограничения осевых нагрузок.

Это позволит в зимний период, длящийся 5–6 месяцев и более, пропускать в свободном режиме осевые нагрузки, равные 115 кН, летом — от 60 до 100 кН, в весенний расчетный период — в соответствии с несущей способностью дорожных одежд.

Рекомендуется по опыту зарубежных стран разработать и утвердить, периодически обновляя, карту-схему сменяемых по сезонам года дорожных знаков, карту-схему дислокации мостов с информацией об их грузоподъемности, маршруты движения для КТТС с нанесением информации об ограничениях нагрузок и габаритных размеров.

Необходимо разработать также автоматизированную программу пропуска КТТС по автомобильным дорогам общего пользования Украины.

Необходимо разработать и проводить широкую программу воспитания водителей о вреде перегруженных автомобилей, который они наносят дорогам, о правилах пропуска КТТС по дорогам, а также об ответственности за нарушение правил проезда.

Систематически через печать, телевидение, письма информировать организации и водителей о допустимых нагрузках и габаритах на автомобильных дорогах, о необходимости заблаговременно получать специальные разрешения. В результате максимально осуществлять пропуск КТТС по заранее оформленным специальным разрешениям за компенсационную плату.

Выводы

Изучение опыта стран дальнего, ближнего зарубежья по организации пропуска КТТС показало, что в Украине в полном объеме создана система пропуска КТТС, позволяющая организовать как движение транспортных средств иностранных государств, так и отечественных. Принципиально данная система построена по общепринятому в мире порядку. По мере наработки практического опыта осуществляется ее совершенствование.

Перечень литературы

1. Влияние разрешенных и незаконных перевозок автомобилей на дорожные одежды // РЖ ВИНИТИ. Автомоб. дороги.— 1988.— № 11.— С. 6.

2. Оценка разрушающего воздействия транспортных средств на автомобильные дороги // Автомоб. дороги: Зарубеж опыт: Экспресс-информ./ЦБНТИ Минавтодора РСФСР.— 1989.— вып. 9.— С. 27–31.

3. Колееобразование на автомобильных дорогах с асфальтобетонным покрытием // Стр-во и эксплуатация автомоб. дорог: Экспресс-информ. // ЦБНТИ Минавтодора РСФСР, 1979.— Вып. 14.— С. 18–21.

4. Механизм образования трещин в асфальтобетонных покрытиях при низких температурах // Автомоб. дороги: Зарубеж. опыт: Экспресс-информ //ЦБНТИ Минавтодора РСФСР.— 1989.— Вып. 11.— С. 11–12.

5. Несущая способность дорожной сети Финляндии и образование дефектов и разрушений // РЖ ВИНИТИ. Автомоб. дороги.— 1989.-№ 12. С. 4.

6. Автомобильные дороги России.— М: информавтодор, 2000.–212 с.

7. ДБН В. 2.3–4:2007 Споруди транспорту. Автомобільні дороги. К., Мінрегіонбуд України, 2007.

8. Про заходи щодо збереження автомобільних доріг загального користування. Постанова від 27 червня 2007 р., N 879.

9. Про затвердження Порядку взаємодії дорожніх організацій і підприємств та підрозділів Державтоінспекції МВС України при проведенні габаритно-вагового контролю транспортних засобів та інших самохідних машин і механізмів на автомобільних дорогах загального користування та Технологічного регламенту здійснення габаритно-вагового контролю транспортних засобів та інших самохідних машин і механізмів на автомобільних дорогах загального користування. Державна служба автомобільних доріг, МВС. Наказ, Порядок, Регламент від 07.05.2008 № 219/198.

Анотація. *Аналізується вітчизняний і зарубіжний досвід організації пропуску великогабаритних і важковагових транспортних засобів по автомобільних дорогах, проїзд яких багато разів скорочує терміни служби дорожнього одягу. Розглянуто дію наддопустимих навантажень на дорожній одяг. Приведено пропозиції щодо вдосконалення організації пропуску великогабаритних і важковагових транспортних засобів по автомобільних дорогах України.*

Abstract. *Domestic home and foreign experience of organization of admission of large size and heavy transport vehicles is analysed on highways passage of which abbreviates the terms of service of travelling clothes repeatedly. Affecting of the superpossible loadings is considered travelling clothes. Resulted suggestion on perfection of organization of admission of large size and heavy transport vehicles on highways of Ukraine.*

Стаття надійшла до редакції 17.11.2008 р.

АВТОРИ НОМЕРУ

Аніщенко О.О., Донецька залізниця
Базова І.В., Донецький інститут автомобільного транспорту
Банніков В.О., Донецький інститут автомобільного транспорту
Брильов В.В., Запорізький національний технічний університет
Вербицький В.Г., Донецький інститут автомобільного транспорту
Воловненко О.Г., Донецький інститут автомобільного транспорту
Герасименко В.Г., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
Грицук І.В., Донбаська національна академія будівництва і архітектури, м. Макіївка
Грицук Ю.В., Донбаська національна академія будівництва і архітектури, м. Макіївка
Грищук О.К., Національний транспортний університет, м. Київ
Даниленко А.Е., Комітет автокросу та ралі-кросу С-Петербурга і Лен. області РАФ
Доля А.Г., Донбаська національна академія будівництва і архітектури, м. Макіївка
Завада А.О., Донбаська національна академія будівництва і архітектури, м. Макіївка
Загороднов М.І., Донецький інститут автомобільного транспорту
Зінько Р.В., Національний університет «Львівська політехніка»
Каганюк О.К., Донецький інститут автомобільного транспорту
Королевич Л.М., Навчально-координаційний центр у м. Львові Національного транспортного університету
Костенко А.В., Донецький інститут автомобільного транспорту
Костєнніков О.М., Українська державна академія залізничного транспорту
Кудін Р.А., Національний транспортний університет
Лихошерст Р.В., Донецький інститут автомобільного транспорту
Лобода А.В., Національний транспортний університет
Макаров В.А., Донецький інститут автомобільного транспорту
Макійов М.М., Донецький інститут автомобільного транспорту
Маліненко Є.М., Донецький інститут автомобільного транспорту
Масалов А.М., Державне підприємство «Макіїввантажтранс»
Мастепан А.М., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
Петров О.В., Донецький інститут автомобільного транспорту
Савенков М.В., Донбаська національна академія будівництва і архітектури, м. Макіївка
Сосик А.Ю., Запорізький національний технічний університет
Столяров К.А., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
Столярова Н.А., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
Стрельник Ю.М., Донецький інститут автомобільного транспорту
Терованесов М.Р., Донецький інститут автомобільного транспорту
Чеклов В.Ф., Донецький державний інститут залізничного транспорту
Черевко Ю.М., Львівський інститут Сухопутних військ Національного університету «Львівська політехніка»
Чернишев С.О., Донецький інститут автомобільного транспорту
Шилін І.В., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
Щербина А.В., Національний транспортний університет, м. Київ

ПРАВИЛА ПОДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

Для публікування в журналі «Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту» приймаються неопубліковані раніше наукові статті в галузі транспорту і двигунів внутрішнього згоряння; проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг; надійності й довговічності механізмів і машин; транспортних технологій; економіки транспорту.

У журналі друкуються статті українською, російською та англійською мовами.

Для публікації наукової статті в редакцію необхідно представити наступні документи:

– текст статті у двох примірниках;
– анотацію українською, російською та англійською мовами;
– експертний висновок про можливість відкритого публікування;
– завірену рецензію доктора наук або члена редакційної колегії;
– відомості про автора (-ів) (прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання, посада, місце роботи, адреса, e-mail, службовий або домашній телефони).

Вимоги до рукописів

Стаття подається у 2-х варіантах — у друкованому вигляді на папері формату А4 (2 прим, з нумерацією сторінок) та електронному (на дискеті 3,5 дюйми).

Структура статті:

1. Код УДК (універсальний десятинний класифікатор) (вирівнювання по лівому краю).
2. Ініціали та прізвище (прізвища) автора (авторів), науковий ступінь, вчене звання, повна назва організації (вирівнювання по центру сторінки).
3. Назва статті (вирівнювання по центру сторінки).
4. Анотація мовою оригіналу статті (не більш 80 слів, ширина рядка 130 мм).
5. Основний текст статті.
6. Перелік літератури, який виконується згідно ГОСТ 7.1-84 «Бібліографічний опис документа. Загальні вимоги й правила укладання» та в порядку посилання.

Текст рукопису повинен містити такі розділи, як:

– постановка проблеми, де відображається історія предмету дослідження, актуальність та сучасний стан проблеми;
– аналіз останніх досліджень, на які спирається автор, виділення невирішених раніше аспектів загальної проблеми, яким присвячується означена стаття;
– мета статті (постановка задачі);
– основний розділ (можливі підрозділи);
– висновки, де стисло та чітко підсумовуються основні результати, що були одержані автором (-ами).

Обсяг наукової статті 5–10 сторінок тексту, які включають таблиці, ілюстрації (4 рисунки дорівнюються 1 сторінці), перелік літератури. Обзорні статті — до 12 сторінок.

Текст повинен бути набраний у форматі Word for Windows версії 6.0–8.0.

– параметри сторінки — А4 (210 х 297 мм);
– орієнтація — книжкова;
– поля: верхнє — 15 мм, нижнє — 25 мм, ліве — 20 мм, праве — 20 мм;
– шрифт — Times New Roman, розмір — 12 пунктів;
– весь текст повинен бути набраний стилем «Звичайний » (Normal);
– перша строка — відступ 7,5 мм;
– міжрядковий інтервал — 1,5;
– вирівнювання — по ширині сторінки.

Таблиця повинна мати тематичну назву та порядковий номер (без знаку №), на який дається посилання у тексті.

Рисунки та графіки повинні бути пронумеровані в порядку посилання у тексті. Кожний рисунок розміщується в окремому файлі (формати bmp, tif; інші — тільки з дозволу редакції). Підписи під рисунками з номером рисунка пишуться на окремій сторінці. Кольорові та фонові рисунки не допускаються.

Усі формули повинні бути набрані у редакторі формул Microsoft Equation 2.0, 3.0 (MathType). У редакторі формул повинні бути наступні параметри:

– відстань до знаку — 60%;

– розмір — звичайний — 12 пт.; великий індекс — 8 пт.; маленький індекс — 6 пт.; великий символ — 12 пт.; маленький символ — 10 пт.

Нумерація формул дається арабськими цифрами в круглих дужках праворуч.

При виборі одиниць виміру слід дотримуватись системи СІ. Ціла частина числа від десятичної відділяється комою. Посилання на джерела беруться у квадратні дужки.

Наприкінці статті розташовуються анотації двома іншими мовами.

Статті, що не відповідають вимогам, повертаються авторам для доробки.