Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту

№ 2
травень
2008

Науковий журнал

Засновник:
Донецький інститут
автомобільного транспорту

Видавець:
ТОВ «Дончанка-інформ»
Адреса: 83000, м. Донецьк,
вул. Горького, 146

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: diat@yandex.ru

Рекомендовано до друку вченою радою Донецького інституту автомобільного транспорту.
Протокол № 7 від 07.05.2008 р.

Редакційна колегія:

Головний редактор
Енглезі І.П., *ректор ДІАТ, канд. техн. наук*

Члени редколегії:
Бєлов Ю.В., *канд. техн. наук, доцент*
Бєлоусов В.В., *д-р техн. наук, професор*
Вербицький В.Г., *д-р фіз.-мат. наук, професор*
Вовк Л.П., *д-р техн. наук, професор*
Головченко І.П., *канд. техн. наук, доцент*
Горожанкін С.А., *д-р техн. наук, професор*
Доля В.К., *д-р техн. наук, професор*
Жирнов А.А., *канд. техн. наук, доцент*
Заренбін В.Г., *д-р техн. наук, професор*
Казанцев Є.І., *д-р техн. наук, професор*
Лук'янченко Н.Д., *д-р економ.. наук, професор*
Макаров В.А., *канд. техн. наук, доцент*
Макогон Б.П., *канд. фіз.-мат. наук, доцент*
Міщенко М.І., *д-р техн. наук, професор*
Муромець Н.Є., *канд. економ. наук, доцент*
Поліщук В.П., *д-р техн. наук, професор*
Сахно В.П., *д-р техн. наук, професор*
Спорихін В.Я., *д-р техн. наук, професор*
Сунцов М. В., *д-р хім. наук, професор*
Тернов С.О., *канд. техн. наук, ст.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:
ТОВ «Дончанка-інформ»
Адреса: 83000, м. Донецьк,
вул. Горького, 146

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

В 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: diat@yandex.ru

Рекомендовано до друку вченою радою Донецького інституту автомобільного транспорту
Протокол № 7 від 07.05.2008 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 07.05.2008 Формат 60x84/8. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 7 Наклад 300 прим.

Віддруковано у друкарні «ЮрСервіс»
83000, м. Донецьк, вул. Артема, 97
Тел.: (062) 387-20-31

© **Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту, 2008**

Зміст

Транспортні технології

Бударецький Ю.І., Грубель М.Г., Наумець М.О. **Особливості конструкції ППМ автоматизованого контрольно-випробувального комплексу ДТЗ** **4**

Чеклов В.Ф., Чеклова В.М., Шеховцов О.І. **Автоматизована система розподілу порожніх вагонів** **13**

Малиненко Е.М., Пирогов Ю.И., Федоров А.О. **Задание метрики при исследовании сложных систем** **19**

Лисенко Е.В., Шостак И.В., Хоменко В.В. **Подход к синтезу систем управления знаниями на производственных предприятиях с использованием онтологий** **22**

Абрамова Л.С., Бугайов І.С., Горбатій П.О. **Оптимізація параметрів локального управління на багатосмугових перехрестях у містах** **28**

Економіка транспорту

Денисенко Т.Н., Энглези И.П. **Показатели внутреннего анализа финансового предприятия** **34**

Транспорт і двигуни внутрішнього згоряння

Зайцев В. Г., Макаров В.А., Костенко А.В. Дугельний В.М., Макарова Т.В. **До питання про забезпечення курсової стійкості руху легкового автомобіля під час його експлуатації** **40**

Автори номеру **47**

УДК 629.113: 656.13

БУДАРЕЦЬКИЙ Ю. І., к.т. н., НАУМЕЦЬ М. О., НВП «Ефір-С»,
ГРУБЕЛЬ М. Г., ст. викл., Львівський інститут Сухопутних військ

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ППМ АВТОМАТИЗОВАНОГО КОНТРОЛЬНО-ВИПРОБУВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДТЗ

Розглянуто особливості побудови приймально-передаючого модуля (ППМ) автоматизованого контрольно-випробувального комплексу (АКВК), що забезпечує точну фіксацію фактичної швидкості руху та пройденого шляху

Вступ

Для офіційного затвердження будь-якого дорожньо-транспортного засобу (ДТЗ) ефективність його основних характеристик повинна визначатися в ході дорожніх випробувань. На таких випробуваннях оцінюються швидкісні, гальмівні характеристики ДТЗ і його паливна економічність. Об'єм і вимоги до проведення дорожніх випробувань встановлюються відповідними нормативними документами.

Основна частина

При проведенні швидкісних випробувань оцінці піддаються такі показники і характеристики швидкісних властивостей ДТЗ як: максимальна швидкість; час розгону на заданому шляху; час розгону до заданої швидкості; швидкісна характеристика «Розгін-вибіг»; швидкісна характеристика «Розгін на передачі, що забезпечує максимальну швидкість» [1].

Ефективність гальмівних систем оцінюється по довжині гальмівного шляху і /або визначається за допомогою вимірювання середнього значення граничного уповільнення, які визначаються в ході гальмівних випробувань ДТЗ [2].

Для оцінки паливної економічності ДТЗ у процесі проведення випробувань оцінці піддаються такі показники і характеристики як: контрольна витрата палива; витрата палива в магістральному циклі на дорозі; витрата палива в міському циклі на дорозі; витрата палива в міському циклі на стенді; паливна характеристика сталого руху; паливно-швидкісна характеристика на магістрально-горбистій дорозі [3].

Засоби вимірювань, що створюються, для забезпечення дорожніх випробувань ДТЗ повинні:

– бути компактними, простими у встановленні і використанні;

– забезпечувати необхідну пропускну спроможність палива і необхідну точність вимірювань при температурі повітря від мінус 40° С до +40° С;

– забезпечувати вібростійкість при всіх режимах руху ДТЗ, включаючи максимальну швидкість і екстрені режими гальмування; їх установка не повинна чинити опір руху ДТЗ.

– забезпечувати точність вимірювань при якій відносні похибки не повинні перевищувати значень, що наведені в табл. 1 [1, 2].

Вказані вимоги враховувались при створенні автоматизованого контрольно-випробувального комплексу (АКВК), який призначений для проведення дорожніх випробувань по оцінці гальмівних, швидкісних, паливо-економічних та експлуатаційних характеристик ДТЗ, насамперед повнопривідних, при русі по ґрунтових і піщаних дорогах та бездоріжжю [4]. Проведення таких випробувань на базі традиційного для автомобілебудування «п'ятого колеса» не забезпечує достатньої точності фіксації фактичної швидкості руху та пройденого шляху [5]. Кардинальним для випробувань, у т. ч. і на бездоріжжі, рішенням є використання в АКВК

безконтактного вимірювання фактичної швидкості, прискорення руху і пройденого шляху за допомогою доплерівського радіолокаційного датчика з двома приймально-передаючими антенами, діаграми спрямованості яких розташовані під кутом 90° і направлені вперед — назад під кутом 45° відносно полотна дороги [6].

Таблиця 1

Вимоги до засобів вимірювання при випробуваннях ДТЗ

№ п/п	Показник	Похибка, не більше %
1	Витрата палива	1
2	Час руху	0,05
3	Пройдений шлях	0,5
4	Швидкість руху	0,5
5	Сповільнення	0,5

Функціонально АКВК складається з чотирьох основних складових частин: приймально-передаючого модуля (ППМ), блоку цифрових вимірювань (БВ) з двонаправленим інтерфейсом RS-232, портативного комп'ютера (ПК) і блоку джерел вторинного електроживлення (БЖ). В залежності від типу випробувань до БВ можуть підключатись додаткові датчики — підпедальний давач гальм, витратомір палива, датчик температури та ін. До комплекту поставки входять засоби кріплення ППМ на корпусі ДТЗ і кабелі з'єднання та підключення. Конструктивно БВ, БЖ розміщені в корпусі типу кейс-дипломат. ПК може розміщатись як в окремому відсіку цього корпусу, так і в будь-якому зручному місті в межах ДТЗ [6].

Структурна схема основного складу комплексу наведена на рис. 1.

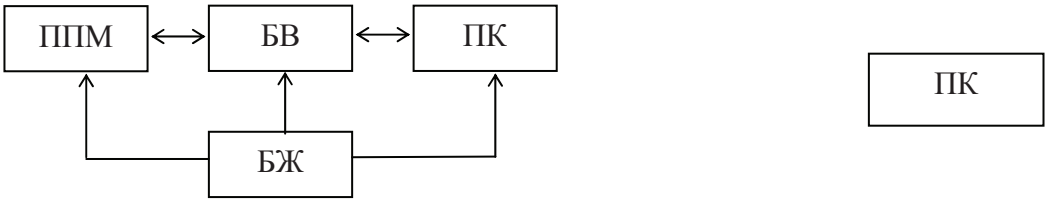


Рис. 1. Структурна схема АКВК

АКВК призначений для роботи в умовах ударних навантажень, вібрацій і широкого діапазону температур і може бути використаний для проведення шляхових випробувань, колісних і гусеничних транспортних засобів, а також для вирішення інших прикладних задач, що вимагають високоточного вимірювання параметрів руху в умовах руху як по залізниці і автодорожніх шляхах з твердим покриттям, так і по бездоріжжю. Для забезпечення роботи комплексу за призначенням його основні складові частини виконують наступні функції.

ППМ здійснює формування і випромінювання зондуючого сигналу, прийом відбитого від полотна дороги сигналу з доплерівським зміщенням частоти, виділення і підсилення сигналу доплерівської частоти.

Блок вимірювань здійснює попередню обробку доплерівських сигналів, що поступають з ППМ і їх фільтрацію. Особливістю його побудови є використання цифрових методів обробки і фільтрації імпульсних сигналів, що дозволяє уніфікувати обробку сигналів, які поступають від різнотипних датчиків.

БЖ забезпечує формування всіх необхідних напруг живлення ППМ, БВ і ПК від бортової мережі об'єкту встановлення з напругою як 12 так і 24 В.

Програмне забезпечення ПК здійснює початкову установку і функціональний контроль АКВК, керує режимами його роботи, забезпечує накопичення й обробку даних, відображення вихідної інформації як в табличному, так і в графічному виді [4].

Розглянемо особливості побудови найбільш оригінальної частини АКВК — ППМ, оптимізація побудови якого значно впливає як на економічні, так і на експлуатаційні характеристики комплексу.

ППМ являє собою автодиний прийомопередавач 5-ти міліметрового діапазону хвиль.

Структурна схема ППМ наведена на рис. 2, згідно якої блок складається з передавального, приймального і антенного трактів.

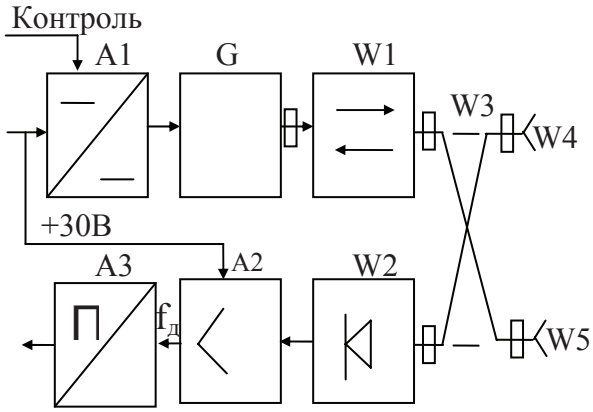


Рис. 2. Структурна схема ППМ

До складу передавального тракту входять:
- стабілізатор струму А1;
- ЛПД-генератор G1;
- вентиль W1.

До складу приймального тракту входять:
- змішувальна камера W2;
- підсилювач доплерівської частоти А2;
- формувач імпульсів А3.

До складу антенного тракту входять:
- щилинний міст W3;
- рупорні антени W4, W5.

Конструктивно ППМ змонтований в оригінальному литому корпусі з габаритами 187 × 164 × 70 мм (рис. 3). Маса блоку не перевищує 2,5 кГ.

У верхній частині корпусу (рис. 4) розміщені низькочастотні складові ППМ: стабілізатор струму А1 і підсилювач доплерівської частоти.

У нижній частині корпусу ППМ розміщені антенний, передавальний і НВЧ частина приймального тракту (Рис. 5).

Основною конструктивною особливістю корпусу є те, що він забезпечує розташування вісей діаграм спрямованості антен (ДСА) W4, W5 під кутом 45° до полотна дороги вперед-назад відносно напрямку руху (рис. 3).

Другою конструктивною особливістю побудови ППМ є те, що хвильоводні вузли передавального тракту G1, W1, приймального тракту W2, та антенного тракту W3, W4, W5 жорстко з'єднані між собою без перехідних волноводів, що дозволяє оптимально мінімізувати габарити блоку в цілому і забезпечити його роботу в умовах вібрацій і ударних навантажень (Рис. 5).

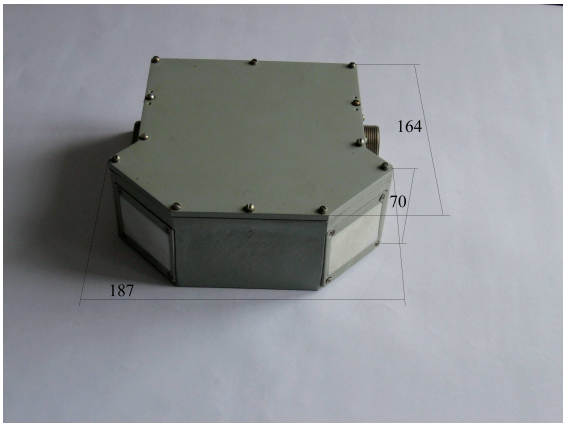


Рис. 3. Корпус ППМ

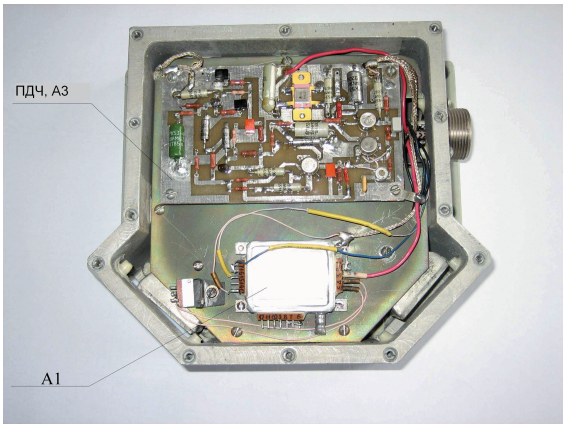


Рис. 4. Верхня частина корпусу ППМ

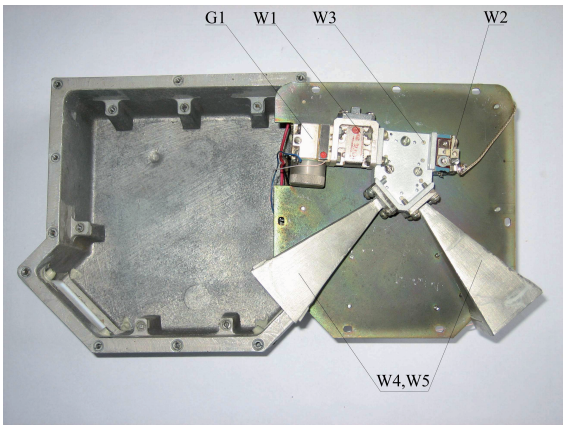


Рис. 5. Нижня частина корпусу ППМ

За функціональним призначенням робота блоку відбувається наступним чином.

Генератор G1 видає НВЧ сигнал $u_n(t) = A_n \cos \omega_o t,$ який через невзаємний пристрій (вентиль) W1, що служить для розв'язки та погодження генератора з антенним трактом, поступають на одне з плечей щілинного мосту W3. Тут відбувається розділення потужності між антенами W4, W5 на дві рівні частини, при чому невелика частина потужності з рівнем (–15…–20) дБ поступає на змішувальну камеру W2.

Сигнал, що відбивається від полотна дороги, приймається антенами W4, W5 і має доплерівське зміщення частоти, яке в першому наближенні, без урахування кінцевої ширини ДСА, описується виразами:

$$u_{w4}(t) = A_4 \times \cos(w_o + \Omega_д)t,$$
$$u_{w5}(t) = A_4 \times \cos(w_o - \Omega_д)t, \quad (1)$$

де $\Omega_д = 2\pi F_д$, $F_д$ — доплерівське зміщення частоти зондуючого сигналу.

У подальшому ці сигнали додаються в плечі щилинного мосту, який навантажений на змішувальну камеру. Тут відбувається перемноження відбитих сигналів $u_{W4}(t)$, $u_{W5}(t)$ з сигналом $u_п(t)$, що відгалужується з виходу передавача:

$$u_д(t) = u_{w4}(t) \times u_п(t) \oplus u_{w5}(t) \times u_п(t) =$$
$$A_4 \cos(w_o + \Omega_д)t \times A_п \cos\omega_o t \oplus \quad (2)$$
$$A_5 \cos(w_o - \Omega_д)t \times A_п \cos\omega_o t \ .$$

Після фільтрації гармонік з частотою $2\omega_o$ виділяється сигнал різніцевої частоти доплера, який поступає в підсилювач доплеровської частоти (ПДЧ) А2:

$$u_д(t) = A_д[\cos \Omega_д t + \cos(-\Omega_д t) = A_д \cos \Omega_д t. \quad (3)$$

Як відмічалось, основною особливістю побудови ППМ є те, що діаграми спрямованості антен W4, W5 розташовані під кутом 90° і направлені під кутом 45° до полотна дороги вперед-назад відносно напрямку руху. Таке розташування антен і наведена схема селекції доплерівських сигналів значно зменшують похибки вимірювань, які виникають за рахунок подовжніх коливань корпусу об'єкту встановлення АКВК відносно його центру мас. Суть особливості пояснюється рис. 6 і полягає в наступному.

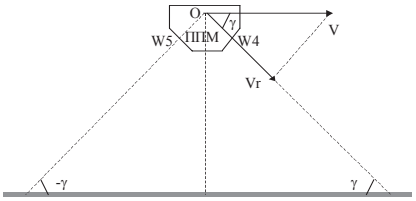


Рис. 6. Діаграми спрямованості антен

Під час руху об'єкта, на якому встановлено АКВК, відносно поверхні, що опромінюється його ППМ, значення доплерівської частоти $F_д$ і радіальної швидкості $V_г$ пов'язані між собою відомим виразом [7]:

$$F_д = 2V_г \frac{f_o}{C}, \quad (4)$$

де $F_д$ [Гц] доплерівське зміщення частоти, $V_г$ [м/с] — радіальна складова швидкості

взаємного переміщення об'єктів, fo [Гц] — несуча частота зондуючого сигналу, $C = 3 \times 10^8$ [м/с] — швидкість розповсюдження радіохвиль.

Величина $V_г$ пов'язана зі швидкістю переміщення об'єкту встановлення відносно поверхні, що опромінюється V, як

$$V_г = V^* \cos\gamma, \qquad (5)$$

де γ — кут між вектором швидкості об'єкта, на якому встановлено АКВК, і напрямком на поверхню, що опромінюється.

При русі по пересіченій місцевості кут γ буде постійно змінюватись за рахунок коливань ППМ відносно точки О. З рис. 3 і виразів (1) … (5) видно, що при наявності в складі ППМ тільки одної антени W4 при цьому буде виникати відповідна зміна доплерівської частоти, що веде до похибок оцінки швидкості руху, а при наявності двох антен W4 і W5 ці похибки компенсуються в наведеній схемі побудови ППМ.

Важливою особливістю побудови ППМ є те, що кожна антена опромінює полотно дороги з шириною ДСАθ =10 кутових градусів. Така ширина ДСА вибрана на основі експериментальних досліджень і, з одного боку, дозволяє підвищити точність вимірювань за рахунок усереднення амплітудних флюктуацій сигналу, що відбивається від полотна дороги в межах ширини променя, а з другого боку, веде до складнощів вимірювання, які пов'язані з вторинним ефектом Доплера. Причина складнощів полягає в наступному.

У зв'язку з тим, що ДСА має кінцеву ширину, відбитий сигнал на вході приймача не являє собою монохроматичні коливання надвисокої частоти як це описують вирази 1–3, а займає деяку смугу частот $\Delta F_{доп}$ (рис. 7).

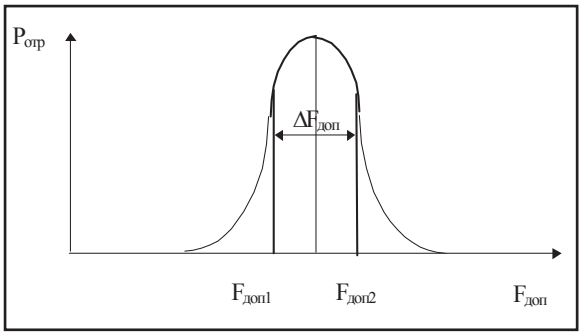


Рис. 7. Ширина відбитого сигналу на вході приймача

Причина цього явища полягає в тому, що зондуючий сигнал відбивається не однією точкою земної поверхні, а множиною точок, які знаходяться в межах площини, що освітлюється променем антени. Поскільки напрямки на ці точки з місця розташування антен різні, різними виявляються проекції шляхової швидкості на напрямки, з яких ведеться прийом відбитих сигналів, і доплерівські зсуви частоти сигналів, що приймаються. При цьому інтенсивність різних складових спектру неоднакова.

Найбільшу інтенсивність мають складові спектру відбитого сигналу, що формуються в напрямку максимуму ДСА. Потужність спектральних складових, що формуються в напрямках, які не співпадають з напрямком максимуму, тим меншна чим менше значення відповідних ним ординат ДСА, і змінюється пропорційно квадрату ДСА по потужності. Таким чином, огинаюча спектру сигналів, що приймаються, визначається квадратом ДСА по потужності, а результуючий

сигнал на вході приймача являє собою сукупність коливань биття близьких між собою частот. Тому огинаюча результуючого коливання змінюється в часі. Досвід шляхових випробувань і лабораторні дослідження показують, що огинаюча результуючого коливання являє собою досить складне коливання, і це коливання має вигляд випадкових змін напруги, яке за своїм характером нагадує випадковий процес. Для його опису в другому наближенні коливання на вході приймача можна представити в вигляді двох еквівалентних дискретних частот $F_{доп1}$ і $F_{доп2}$, які характеризують ширину ДСА на рівні 0,5. Різниця між цими частотами складає ΔF. Можна показати, що в спектрі відбитого коливання переважають частоти, які знаходяться в межах ширини доплерівських частот ΔF. Механізм їх формування показаний на рис. 8, на якому наведена схема опромінення полотна дороги.

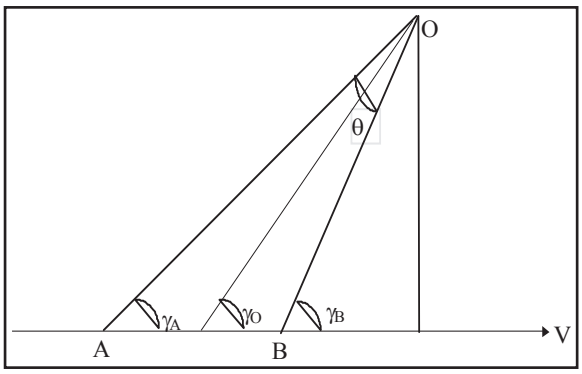


Рис. 8. Механізм формування частот в спектрі відбитого коливання

При опромінюванні полотна дороги антеною з діаграмою спрямованості кінцевої ширини θ^o внаслідок складання сигналів, що відбиваються від різних точок поверхні, яка опромінюється, виникають биття, які називають вторинним ефектом Доплера.

Для запису форми сигналу, що відбивається, відокремимо дві крайні точки плями А і В, при цьому будемо вважати, що вектор швидкості V співпадає з відрізком АВ. Частоти коливань, що відбиваються від точечних цілей А і В при розміщенні антени давача в точці О, визначаються як:

$$\begin{aligned} f_{ДА} &= f_O + \frac{2V\cos\gamma_A}{\lambda}, \\ f_{ДА} &= f_O + \frac{2V\cos\gamma_B}{\lambda}, \end{aligned} \tag{6}$$

де f_O і λ несуча частота і довжина хвилі РЛС.

При цьому частота биття результуючих коливань від точечних цілей буде:

$$F_Д = f_{ДА} - f_{ДВ} = \frac{2V(\cos\gamma_A - \cos\gamma_B)}{\lambda} = \frac{2V}{\lambda} 2\sin\frac{\gamma_A + \gamma_B}{2}\sin\frac{\gamma_A - \gamma_B}{2} \tag{7}$$

З урахуванням того, що:

$$\gamma_A = \gamma_O - \frac{\theta}{2}, \gamma_A = \gamma_O + \frac{\theta}{2}, \tag{8}$$

$$\sin\frac{\gamma_B+\gamma_A}{2}=\sin\gamma_o,\sin\frac{\gamma_B-\gamma_A}{2}=\sin\frac{\theta}{2}, \tag{9}$$

максимальне значення вторинної частоти Доплера дорівнює:

$$^{\text{ї}}F_Д=\frac{2V}{\lambda}\sin\gamma_o\sin\frac{\theta}{2}. \tag{10}$$

Значення доплерівського зміщення частоти сигналу, що відбивається від полотна дороги з врахуванням виразів (2, 3) можно записати

$$f_Д=\frac{2V}{\lambda}\cos\gamma_o. \tag{11}$$

Формули (10), (11) дозволяють встановити коефіцієнт зв'язку між частотами первинного $f_Д$ і вторинного $F_Д$ ефекту Доплера, який дорівнює:

$$K=\frac{f_Д}{F_Д}=\frac{ctg\gamma_o}{2\sin\frac{\theta}{2}}. \tag{12}$$

З (12) видно, що частоти $f_Д$ і $F_Д$ пов'язані між собою, при чому коефіцієнт зв'язку не залежить від швидкості руху. Наприклад, для прийнятих в системі значень параметрів: $\gamma_o=45^o$, $\theta=10^o$ коефіцієнт зв'язку дорівнює $K=\frac{f_Д}{F_Д}\approx 5{,}7.$

З урахуванням того, що сказано, орієнтовна форма сигналу на виході ПДЧ А2 показана на рис. 9.

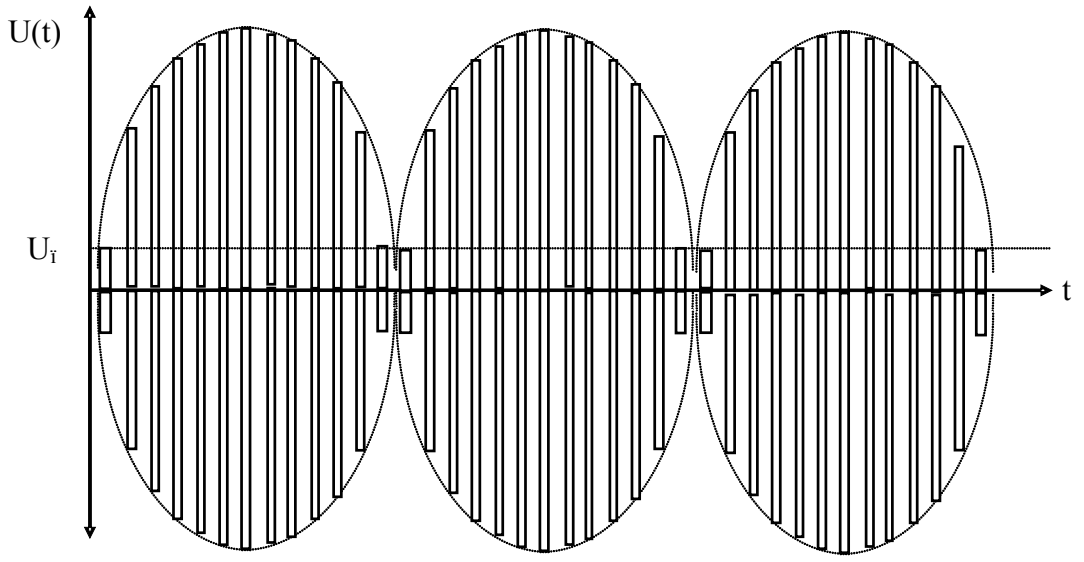


Рис. 9. Орієнтовна форма сигналу на виході ПДЧ А2

Таким чином, сигнал на лінійному виході ППМ має 100% амплітудну модуляцію, сильну фазову флюктуацію і шумову складову. Тому безпосередні вимірювання на основі такого сигналу ведуть до значних похибок при оцінці параметрів руху і потребують застосування алгоритмів фільтрації для виділення з прийнятого спектру домінуючих коливань і формування опорних синхроімпульсів з метою зменшення цих похибок. Для зменшення впливу амплітудних шумів такий сигнал поступає на пороговий пристрій і вже після цього на подальшу обробку до БВ.

Орієнтовна форма імпульсного сигналу на виході порогового пристрою показана на рис. 10.

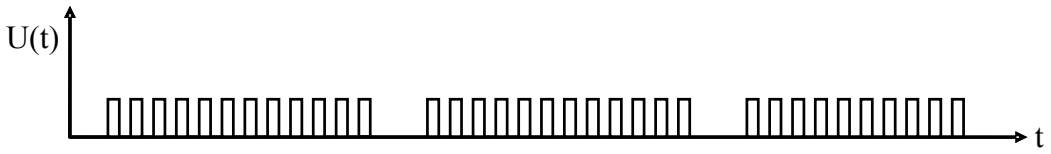


Рис. 10. Орієнтовна форма імпульсного сигналу на виході порогового пристрою

Обробка такого сигналу вимагає прийняття спеціальних заходів для відновлення втрачених імпульсів, що обумовлює специфіку побудови БВ.

Для запезпечення фунціонального контролю в ППМ передбачена можливість подачі сигналу «Контроль». Меандровий сигнал «Контроль» поступає з БВ і має частоту, яка знаходиться в діапазоні доплерівських частот. В ППМ цей сигнал поступає на стабілізатор струму і за рахунок 100% амплітудної модуляції зондуючого і гетеродинного сигналів формує на виході приймального тракту сигнал биття тої самої частоти.

Висновки

Вказані особливості побудови ППМ надають підставу для формування алгоритмів цифрової обробки і забезпечують задану точність та високі експлуатаційні характеристики АКВК.

Перелік літератури

1. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. ГОСТ 22576–90 (СТ СЭВ 68-93-89).

2. Правила № 13. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения.

3. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. ГОСТ 20306–90.

4. Л.В. Крайник, Ю.І Бударецький. Я.Ф. Митник, М.Г. Грубель, Автоматизований контрольно-випробувальний комплекс для досліджень характеристик ДТЗ на різних типах доріг.

5. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. М.: Машиностроение 1980 — 207 с.

6. С.М. Непорада. Радіолокаційний вимірювач параметрів руху наземних транспортних засобів. Патент України № 23871 G01S15/08.

7. Теоретические основы радиолокации: Учебн. Пособие для вузов/А.А. Коростылев, Н.Ф. Клюев, Ю.А. Мельник и др.; Под ред. В.Е. Дулевича. — М., Сов. Радио, 1978. — 608 с.

Аннотация

Рассмотрены особенности строения приемно-передающего устройства (ППУ) автоматизированного контрольно-испытательного комплекса (АКИК), что обеспечивает точную фиксацию фактической скорости движения и пройденного пути.

Abstract

In the article the features of construction of the receiving-transmitting module (RTM) of automated control — tester complex (ACTC), that provides the exact fixing of actual rate of movement and passed way.

Стаття надійшла до редакції 15.05.2008 р.

УДК 656.212

ЧЕКЛОВ В. Ф., к.т.н., доц., ЧЕКЛОВА В. М., інженер, ст. викл., ШЕХОВЦОВ О. І., інженер, ас.,
Донецький державний інститут залізничного транспорту

АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА РОЗПОДІЛУ ПОРОЖНІХ ВАГОНІВ

Запропонована система підтримки рішення автоматизованого розподілу порожніх вагонів під навантаження. Представлено методику роботи з системою. Зроблено висновки про доцільність використання системи

Постановка задачі

Раціональний розподіл порожніх вагонів під навантаження — одна з найголовніших задач експлуатаційної роботи залізничного транспорту.

Розподілом порожніх вагонів на рівні дирекції та дорожнього центру управління (ДЦУ) займається диспетчер з регулювання вагонного парку (ДГПВ), який належить до єдиної зміни служби перевезень і саме від нього залежить своєчасність і витрати на доставку порожніх вагонів до станцій навантаження.

ДГПВ отримує оперативну інформацію про дислокацію вагонів і поїзну ситуацію за допомогою системи концентрації диспетчерського управління (СКДУ) (рис. 1). Але в існуючих системах відсутня функція підтримки рішень вибору оптимального варіанту транспортування порожніх вагонів відповідно заявок клієнтів [3].

Створення системи підтримки рішення ДГПВ є однією з найважливіших задач при розподілі порожніх вагонів.

Актуальність задачі

Зростання темпів розвитку промисловості викликає зростання її потреб у сировині, матеріалах, реалізації готової продукції, тобто у перевезеннях, і саме залізничний транспорт може забезпечувати масову доставку вантажів, для якої необхідне постійне оновлення й удосконалення рухомого складу. Проте на даному етапі розвитку держави знос рухомого складу є дуже значним, а його повне оновлення неможливе, тому постає питання оптимізації використання рухомого складу [1]. У зв'язку з цим для кожної станції розробляється класифікатор, що дозволить на основі введеної в комп'ютер інформації про вагони оцінити на придатність під навантаження конкретних видів вантажів трьома — чотирма категоріями. Кожен порожній вагон, придатний у комерційному (іноді й у технічному) відношеннях для проходження в поїзді без підготовки і ремонту, може бути поданий під навантаження без обмежень тільки під визначену групу вантажів [2].

Для забезпечення заявок навантаження із мінімальними витратами авторами пропонується система підтримки ДГПВ — «Автоматизована система розподілу порожніх вагонів» (АСРПВ).

У процесі регулювання вагонного парку виникають суб'єктивні фактори впливу на забезпечення порожніми вагонами — надання «вікон» для ремонтних чи відновлювальних робіт, що збільшує час доставки вагонів до пункту навантаження. Використання АСРПВ зменшить вплив цих факторів на роботу залізниць, тому що при неможливості доставки порожніх вагонів за оптимальним варіантом система пропонує інші раціональні варіанти.

Аналіз останніх досліджень

Оскільки проблема раціонального використання рухомого складу постає на сьогоднішній день дуже гостро, то саме їй приділяється особлива увага. Так, у серпні 2007 року почалося пілотне впровадження «Автоматизованої системи динамічного розподілу порожніх вагонів»

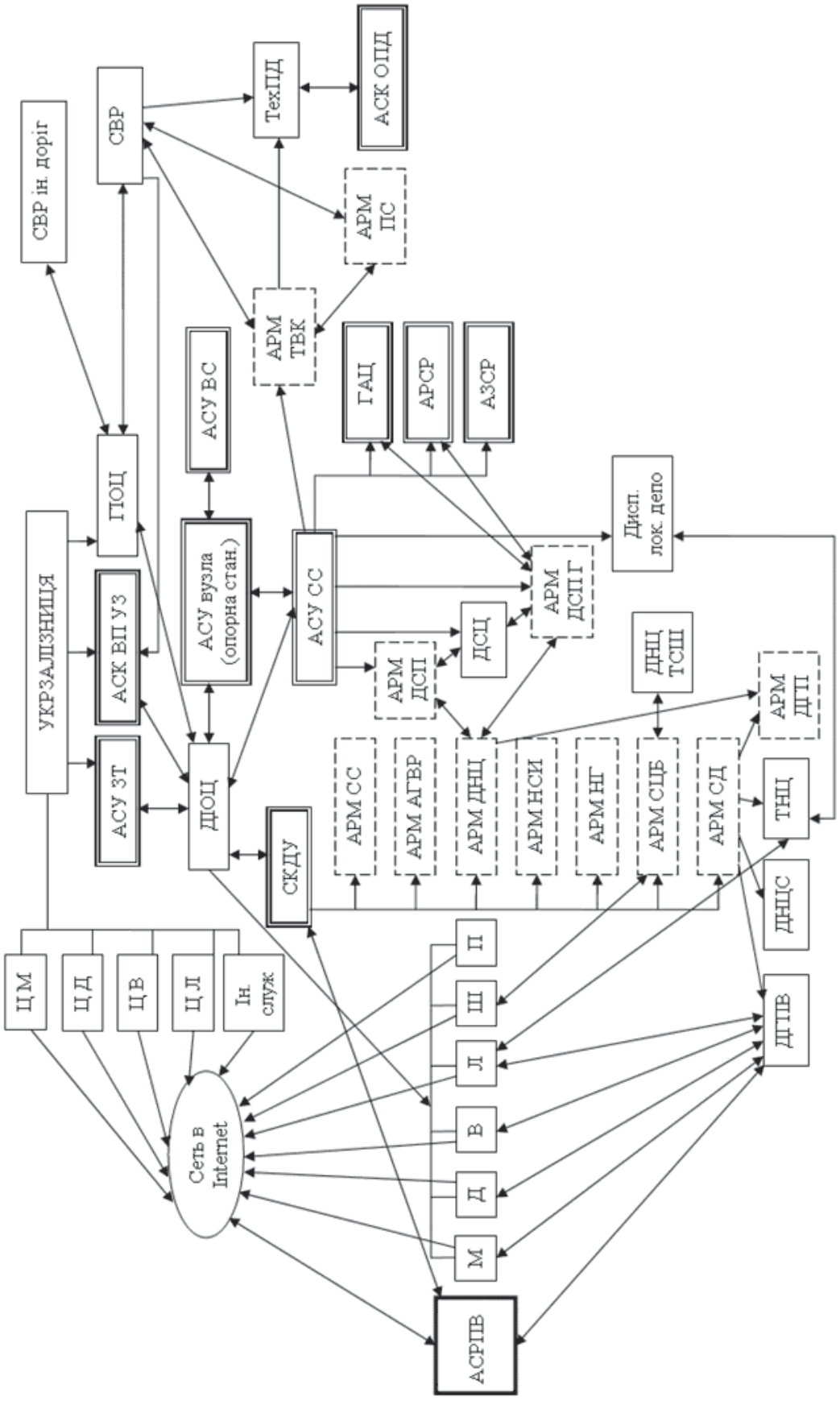


Рис. 1. Схема автоматизації управління залізничним транспортом

(АС ДРПВ) для керування парком цементовозів ВАТ «Російські Залізниці», який складає близько 14 000 вагонів.

Як зазначає розробник системи ЗАТ «ІнтелЛекс», АС ДРПВ — програмно-технічний комплекс, який реалізує технологію пономерного керування парком рухомого складу, метою застосування є раціональний розподіл вагонів під заявки вантажовідправників за критерієм мінімальності порожнього пробігу. Управління парком вагонів у АС ДРПВ виконується централізовано. Відомості про дислокацію вагонів надходять у систему з ГОЦ ВАТ «РЗД», а перевізні документи автоматично формуються системою ЕТРАН [4].

Перший віце-президент ВАТ «РЗД» В. Морозов зазначає наступне: «Система АС ДРПВ визначає вагон як «кандидата» для подачі під заявку відправникові вантажу ще на початку навантаженого рейсу до місця призначення, вирішуючи одночасно задачу, відому як «комплексне регулювання». Безумовно, закріплення вагона за заявкою враховує значну кількість параметрів: рід вагону, планований до перевезення і раніше перевезений вантаж, сумісність вантажів, відстань перевезення, тариф, надлишковий пробіг, термін деповського ремонту, дату подачі вагона за заявкою й інше. Індивідуальний підхід до вагона на етапі планування поліпшує не тільки якість обслуговування клієнтів, але і показники експлуатації вагона» [5].

Однією з головних переваг АС ДРПВ виділено скорочення диспетчерського апарату для контролю над розподілом парку вагонів, для прикладу, парком цементовозів керувала лише одна людина. Планується поступове введення цієї технології для керування всім парком вагонів ВАТ «РЗД» [6].

Зазначений критерій мінімальності порожнього пробігу відіграє важливу роль, але в багатьох випадках суб'єктивні фактори (технологічні «вікна», метеорологічні умови) можуть призвести до того, що віддаленіші вагони зможуть прибути швидше, однак АС ДРПВ формує перевізні документи автоматично, що разом зі скороченням диспетчерського апарату унеможливлює втручання в перевізний процес для його оптимізації.

Основний матеріал дослідження

АСРПВ, на відміну від АС ДРПВ, є гнучкою і надає можливість керування вагонним парком мережі залізниць з урахуванням оперативного становища на окремих підрозділах Укрзалізниці. При вході до системи ДГПВ бачить вікно попереднього вибору варіанту роботи з системою (рис. 2).

Якщо у вікні попереднього вибору варіанту роботи з системою користувач натискає кнопку «Так», то він погоджується розпочати новий розрахунок (рис. 3). При натисканні «Ні» йому пропонується переглянути одну з існуючих заявок (рис. 5). Натискання на кнопку «Відмінити» система розцінює як помилковий вхід і виконується вихід з АСРПВ.

У вікні введення початкових даних заявки (рис. 3), необхідних для розрахунку, користувач має: ввести номер замовлення на перевезення вантажів, обрати необхідний тип і індекс класифікатора рухомого складу (для кожного типу РС окремий розрахунок), ввести необхідну кількість вагонів, обрати станцію призначення (тобто станцію, на яку ці порожні вагони мають бути доставлені), вибрати полігон пошуку (від окремої під'їзної колії до всієї залізниці), вибрати дату, на яку необхідні вагони (для відкидання варіантів дуже швидкої або занадто пізньої доставки вагонів), обрати приналежність рухомого складу. Після введення початкових даних користувач натискає кнопку «Далі». Система звертається до бази даних, в якій знаходяться відомості про наявність порожніх вагонів на даний момент (з розподілом по родах та станціях), і видає результати пошуку згідно обраних критеріїв (рис. 4).

У випадку помилкового введення номеру існуючої заявки система інформує про це користувача і запитує, чи бажає він переглянути вже існуючу заявку з таким номером. У разі згоди йому демонструється існуюча заявка, після перегляду якої він може повернутися до щойно створеної і змінити номер. У випадку відмови від перегляду система одразу пропонує змінити номер поточної заявки.

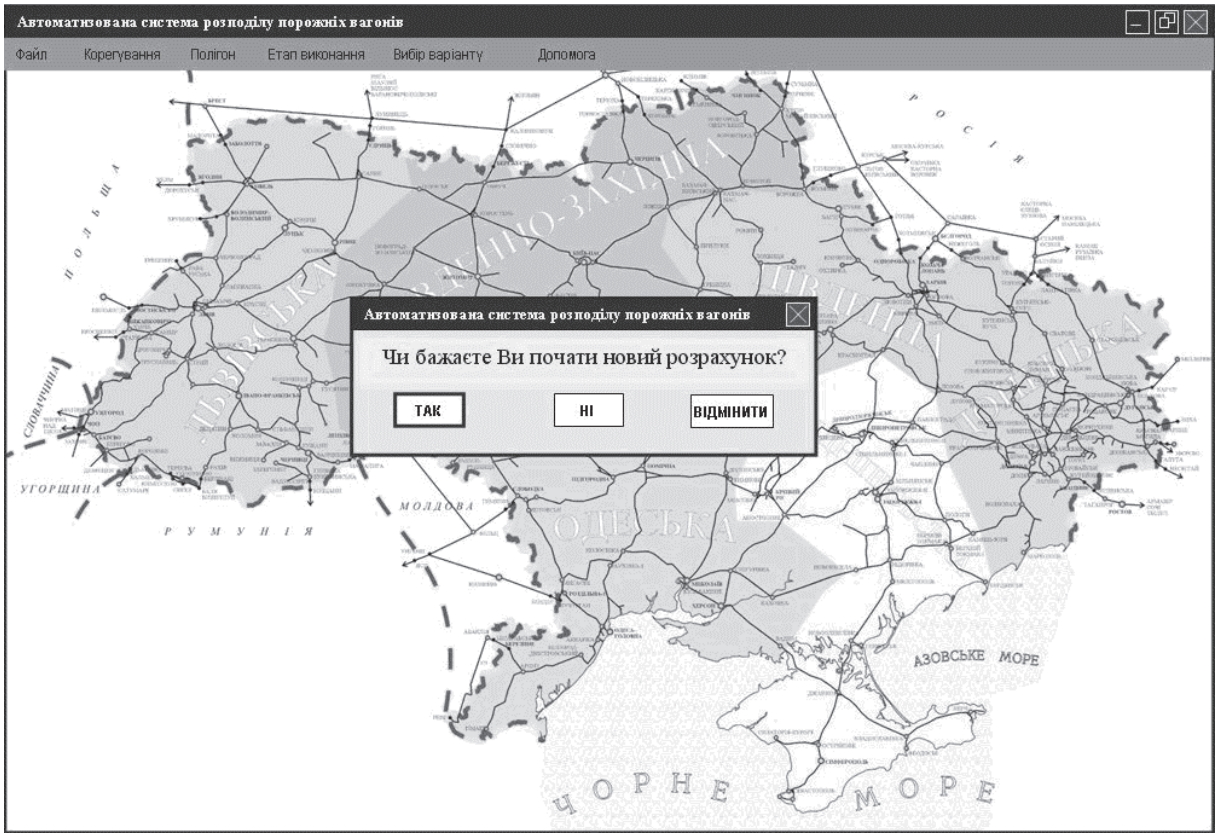


Рис. 2. Вікно попереднього вибору варіанту роботи з АСРПВ

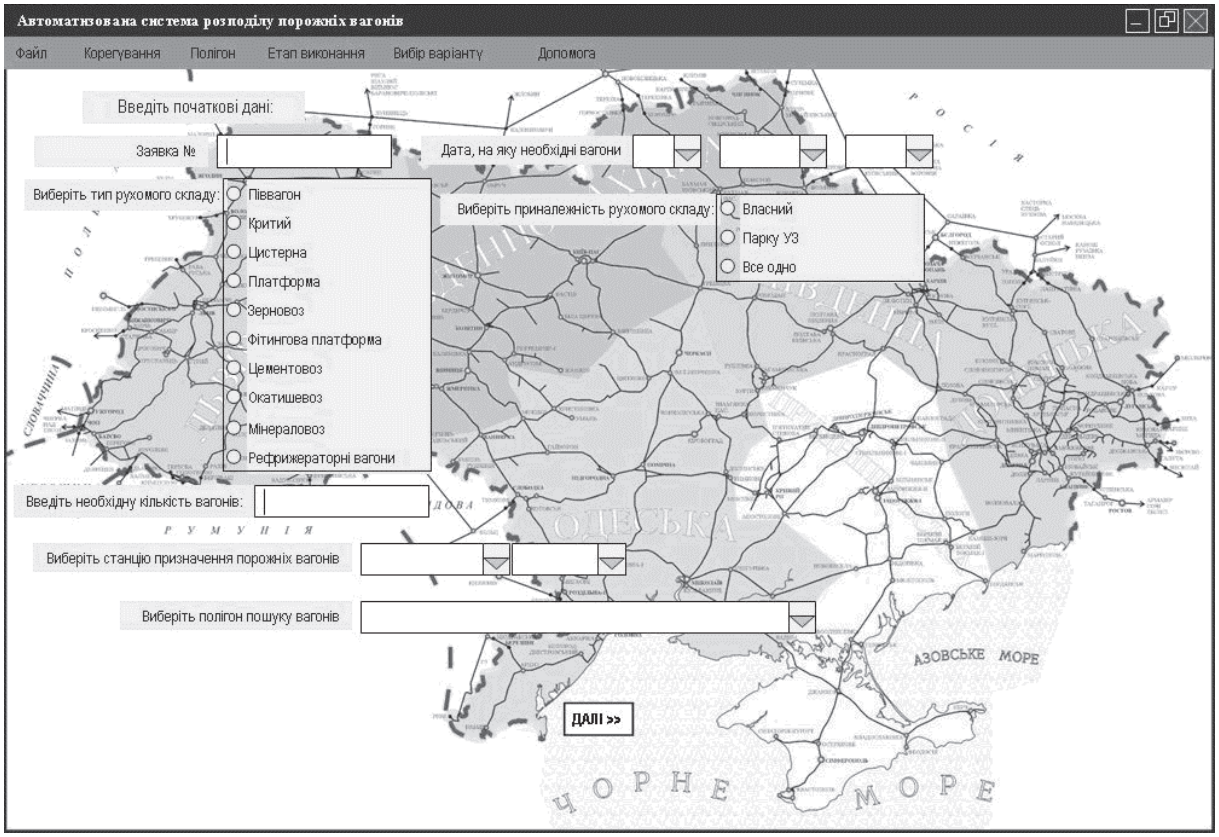


Рис. 3. Вікно введення початкових даних заявки

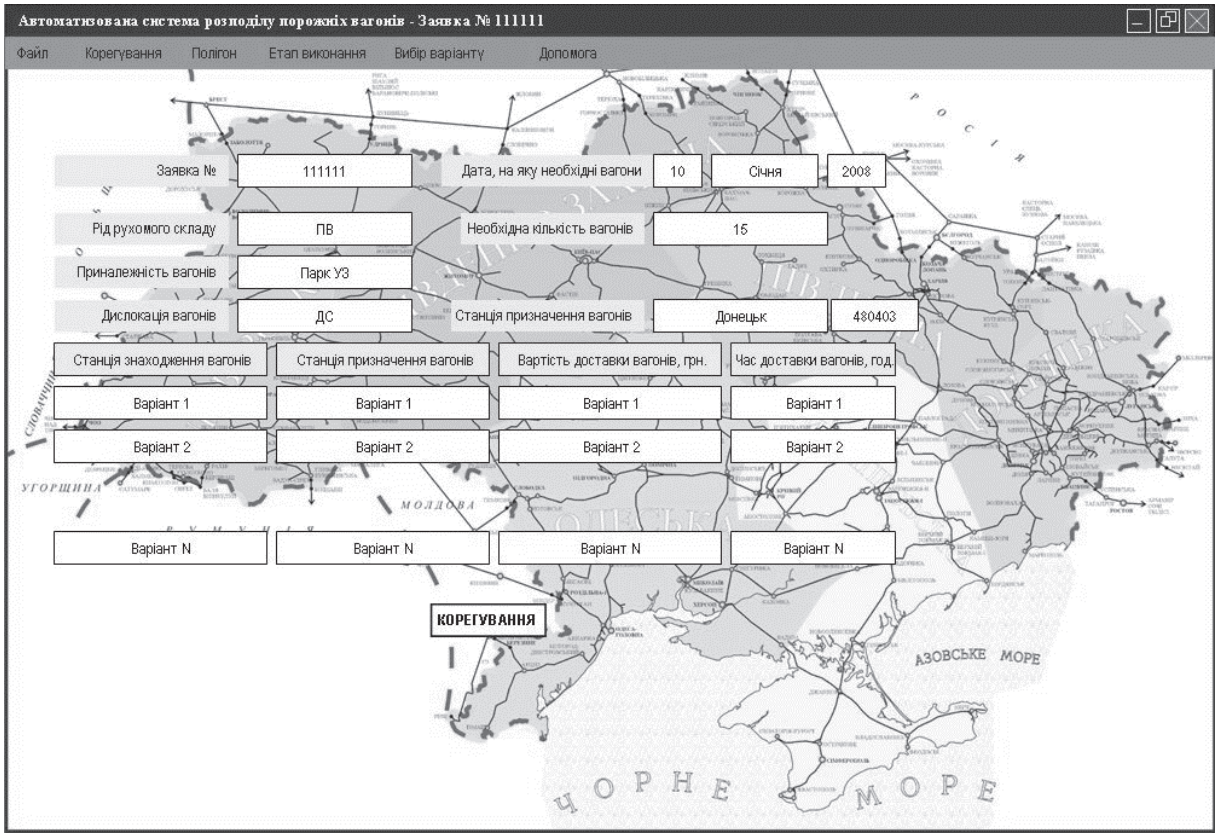


Рис. 4. Вікно результатів пошуку

При корегуванні вихідних даних вже існуючої заявки (рис. 4) при натисненні кнопки «Корегування», система запитує у користувача, чи бажає він зберегти внесені до заявки зміни.

У вікні результатів пошуку (рис. 4) міститься інформація про вихідні дані, введені користувачем, а також результати пошуку варіантів доставки порожніх вагонів, які містять станцію знаходження порожніх вагонів, вартість доставки вагонів та орієнтовний час доставки при відсутності надзвичайних ситуацій. Далі користувач, спираючись на відому йому додаткову інформацію, може обрати необхідний варіант доставки порожніх вагонів до пункту призначення.

Коли користувач бажає одразу приступити до перегляду однієї з існуючих заявок, він натискає у вікні попереднього вибору варіанту роботи АСРПВ (рисунок 2) кнопку «Ні» і вибирає варіант перегляду однієї з попередніх заявок, після чого у наступному вікні вводить її номер та натискає кнопку «Далі». У випадку введення неіснуючого номеру заявки, система повідомляє про це користувача і просить повторно ввести номер. Вигляд можливої послідовності кроків у цьому випадку зображений на рис. 5.

Якщо у будь-якому вікні користувач натискає кнопку «Відмінити» (при її наявності), то він повертається до попереднього вікна. Крім того, якщо на питання «Чи бажаєте Ви переглянути одну з попередніх заявок?» користувач дає негативну відповідь, перед цим не захотівши починати новий розрахунок, система розцінює це як помилку і відбувається автоматичний вихід із системи.

Система побудована на принципі взаємодії користувача з машиною за допомогою діалогових вікон, має зручний та зрозумілий інтерфейс. У верхній частині має строку меню, за допомогою якої користувач у будь-який момент може переглянути одну з існуючих заявок та відкоригувати її, створити нову, вивести текстовий варіант розрахунків на друк. Крім цього, існує можливість зайти до меню «Допомога», в якому міститься детальна інформація про всі функції, які виконує АСРПВ.

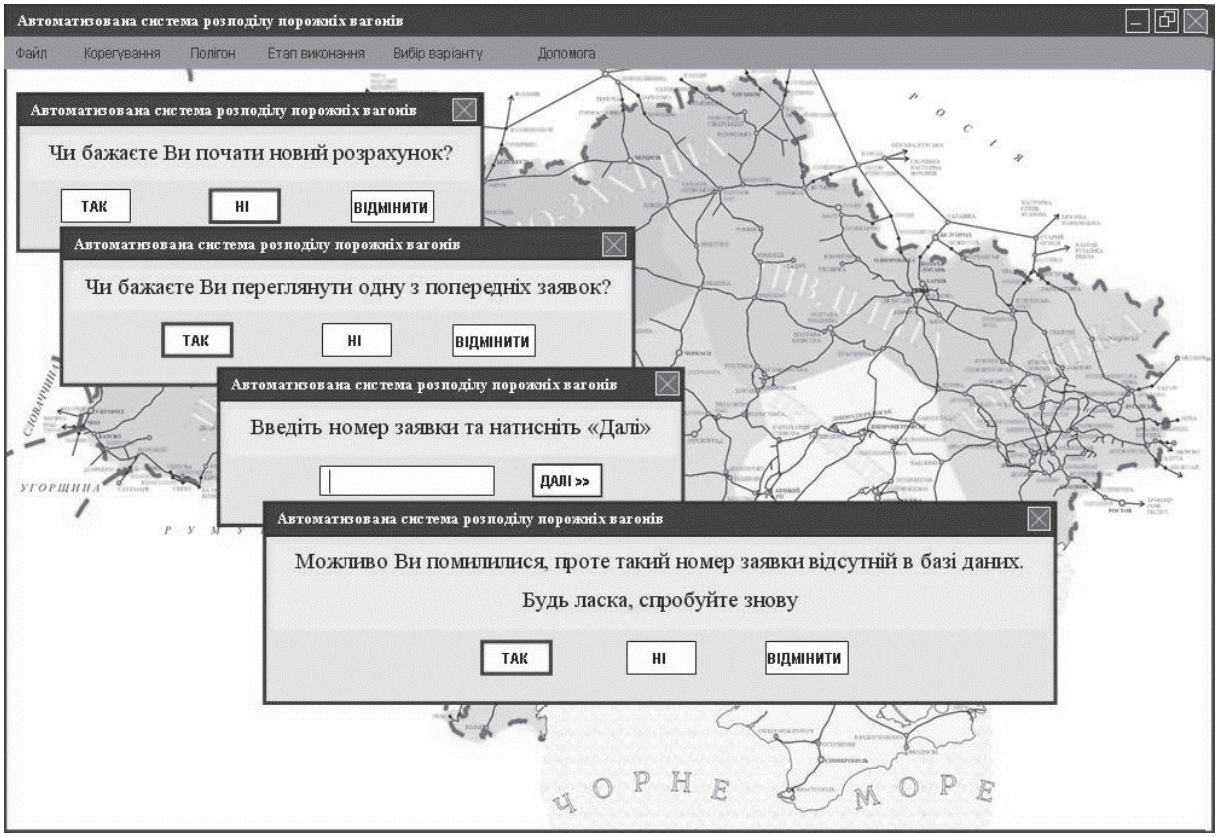


Рис. 5. Варіант роботи при перегляді вже існуючої заявки

Висновки

Оптимізація використання рухомого складу на сьогоднішній день є ключовою задачею експлуатаційної роботи залізничного транспорту. Одним зі шляхів розв'язання цієї задачі при мінімальних витратах є зменшення порожнього рейсу вагону, що дозволяє прискорити оборот вагону, а також поліпшити обслуговування клієнтів. Система підтримки рішення АСРПВ надає можливість оперативного керування вагонним парком на мережі залізниць.

Список літератури

1. Чеклова В.М. Удосконалення технології розподілу порожніх вагонів при виконанні перевізного процесу на рівні залізниці//Збірник наукових праць ДонІЗТ. — 2007. — № 10. — С.33–42.

2. Чеклов В.Ф., Чеклова В.М. Автоматизація процесу забезпечення вантажної роботи на залізниці//Збірник наукових праць ДонІЗТ. — 2006. — № 5. — С.67–73.

3. Система концентрации диспетчерского управления. Общее описание системы. — Донецк. — 1999.

4. http://www.intellex.ru/projects/.

5. http://www.rzd.ru/wps/portal/.

6. http://www.gudok.ru/index.php/57701.

Аннотация

Предложена система поддержки решения автоматизированного распределения пустых вагонов под погрузку. Представлена методика работы с системой. Сделаны выводы о целесообразности использования системы.

Abstract

The system of support of the decision of the automatic distribution of empty cars under loading was offered. The system of the automatic distribution of empty cars under loading was designed. Methods of work with system were presented. Conclusions about practicability of the use of the system were made.

Стаття надійшла до редакції 01.05.2008 р.

УДК 330.101.8

ФЕДОРОВ А.А., к.т.н, Харьковский национальный технический университет, МАЛИНЕНКО Е.М. к.ф.-м.н., доц., Донецкий университет автомобильного транспорта, ПИРОГОВ Ю.И., к.т. н., Донецкий государственный университет управления

ЗАДАНИЕ МЕТРИКИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ

Предложены некоторые меры близости объектов, которые могут быть использованы при анализе и синтезе структур сложных систем различной природы

Введение

Необходимость управления развитием городов, разработкой их транспортной инфраструктуры, восстановление психологического здоровья в больших коллективах людей (в частности, после ежедневного пользования общественным транспортом) явилась одной из причин эволюции теории управления и, главным образом, в направлении разработки и внедрения в практику методов исследования динамики функционирования сложных систем.

Сложность систем проявляется через количество элементов системы и структуру взаимосвязей между ними. На начальном этапе исследования сложных систем основное значение имеет не столько изучение конкретной физической реальности, сколько формальных взаимосвязей между наблюдаемыми признаками, которые, собственно, и делают совокупность некоторых индивидуально воспринимаемых частей сложной системой большой размерности. В связи с этим исследование структуры взаимосвязи элементов сложной системы играет первостепенную роль как при анализе, так и при синтезе.

Цель статьи

Разработать метрики (меры близости), которые могут быть использованы в задаче классификации объектов при анализе и синтезе структур сложных систем.

Основной раздел

Результаты анализа множества входных и выходных переменных системы позволяют оценивать степень связности и возможность разбиения сложной системы на подсистемы. Методы разделения сложных систем на части нашли широкое применение в различных задачах оптимизации, они успешно применяются в задачах управления (декомпозиция систем управления декомпозиция графов и автоматов). Для количественной оценки степени связанности необходимо задаться мерой близости.

Для множества элементов системы, каждый из которых характеризуется конкретным значением некоторого набора признаков (числовым вектором), близость может быть выражена наличием или отсутствием определенных признаков.

Понятие близости основано на некоторых топологических понятиях. Если $x = \{x_i\}, i = \overline{1,n}$ некоторое конечное множество элементов системы, то пара $T = (X, E)$, где E - топология на этом множестве, называется топологическим пространством. Такое определение топологии можно свести к заданию на множестве X бинарного отношения d в виде некоторого правила, связывающего попарно любые два элемента множества X: если $X_i d X_j$, то $X_j d X_i, i, j = \overline{1,n}$, где d означает близость между элементами, X_i, X_j — числовые векторы измерений признаков, характеризующие соответственно i-ый и j-ый элементы.

В топологическом пространстве можно ввести много различных мер близости, согласованных с имеющейся в нем топологией и неравносильных друг другу. Наиболее употребительной в настоящее время является евклидова мера, хотя она обладает существенным недостатком — не учитывает возможной неравномерности осей пространства. Обобщением евклидовой метрики является мера Махаланобиса, которая инвариантна относительно аффинных преобразований

$$d = \left\{ \left(X_i - X_j \right)^T W^{-1} \left(X_i - X_j \right) \right\}^{1/2}, \tag{1}$$

где W^{-1} — матрица, обратная матрице рассеяния.

Разумный выбор той или иной меры близости зависит от особенностей структуры сложной системы. Так, для рассматриваемого в (1) множества элементов X, характеризующихся структурой отношений

$$X_i \cap X_j \neq \varphi, \qquad X_i \not\subset X_j,$$

$$\left| X_i \right| \neq \left| X_j \right| \qquad i \neq j$$

$$X_i = \left\{ g_{ik} \right\}, g_{ik} \in \left\{ 0,1 \right\}, i, j = \overline{1,n}, k = \overline{1,m}$$

в качестве количественной характеристики близости использовалась матрица

$$d_1 = 1 - \frac{\left| X_i \cap X_j \right|}{\left| X_i \cup X_j \right|} \tag{2}$$

Используя теорему о необходимых условиях экстремума функции в [2] показана выполнимость метрических свойств для меры (2).

С точки зрения практических приложений для рассматриваемого выше множества элементов X, признаки которых являются двоичными переменными, могут оказаться полезными следующие метрики:

$$d_2 = 1 - \frac{\left| X_i \cap X_j \right|}{\left| X_i \right| + \left| X_j \right|} \tag{3}$$

$$d_3 = 1 - \frac{2\left| X_i \cap X_j \right|}{\left| X_i \right| + \left| X_j \right|} \tag{4}$$

Метрики d_2 и d_3 в множестве X топологически эквивалентны, так как тождественные отображения X на себя являются гомеоморфизмом пространств $\left(X, d_2 \right)$ на $\left(X, d_3 \right)$.

Для более широкого класса объектов, признаки которых описываются переменными $g_{ik} \in \left\{ 0,1,2 \right\}$, меры (2–4) не дают удовлетворительной классификации, тогда в качестве меры близости предлагается использовать одно из следующих выражений:

$$d_4 = 1 - \frac{\left(X_i \right)^T \left(X_j \right)}{\sqrt{\left(X_i \right)^T \left(X_j \right) \left(X_j \right)^T \left(X_i \right)}} \tag{5}$$

$$d_5 = 1 - \frac{\sum_k \alpha_{ij}^k}{R} \qquad (6)$$

где $\alpha_{ij}^k = \begin{cases} 0, если g_{ik} \cdot g_{jk} = 0 \\ g_{ik} + g_{jk}, если g_{ik} \cdot g_{jk} \neq 0 \end{cases}$

$$R = \sum_k g_{ik} + \sum_k g_{jk}$$

Предлагаемые метрики (2–6) отражают естественное соотношение между сравниваемыми объектами, характеризуются простой и ясной геометрической интерпретацией. Меры (2–4), (6) отличаются малой трудоемкостью вычислений по сравнению с мерами (1) и (5), что делает доступными задачи классификации с весьма большим числом объектов и характеризующих их признаков.

Если существование классов является следствием зависимости между признаками в исходной системе объектов, то предлагаемые выше меры близости нельзя признать удовлетворительными, потому что они используют признаки с одинаковым весом. Мера Махаланобиса частично компенсирует влияние корреляции и одновременно нормирует единицы измерения, но веса при этом вычисляются по матрице исходных данных независимо от классификации, поскольку классы невозможно отождествлять априори.

Пример меры близости, при вычислении которой используются признаки с различными весовыми коэффициентами можно найти в (3).

Меры близости (2–4), (6) апробированы на примере разработки структурных планов для периодов различной длительности. Сравнительный анализ показал, что адекватность моделей с использованием меры (5) выше, чем моделей с мерами (2–4).

В заключении отметим, что приведенные метрики могут быть использованы при анализе и синтезе структур сложных систем различной природы.

Выводы

В статье предложены метрики (меры близости), которые могут быть использованы при анализе и синтезе структур сложных систем различной природы.

Список литературы

1. Салыга А.А., Свиридов В.В., Федоров А.А. Модель текущей специализации в задаче распределения квартальной программы//Электротехническая промышленность. — Вып. 8. — 1977. — С. 498.

2. Федоров А.А. Об одной мере близости объектов в признаковом пространстве//Автоматизированны е системы управления. — Вып. 2. — Харьков: Изд-во ХАИ, 1979. — С. 198.

3. Боннер Р.Е. Некоторые методы классификации//Автоматический анализ сложных изображений. — М: Мир, 1969. — С. 253.

Анотація

У статті запропоновані деякі міри близькості об’єктів, які можуть бути використані в аналізі та синтезі структур складних систем різної природи.

Abstract

In the article some degrees of objects closeness applicable in the process of analysis and synthesis of complex structures of different nature are offered.

Стаття надійшла до редакції 23.05.2008 р.

УДК 004.896

ЛЫСЕНКО Э.В., ШОСТАК И.В., ХОМЕНКО В.В., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»

ПОДХОД К СИНТЕЗУ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЗНАНИЯМИ НА ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОНТОЛОГИЙ

Рассмотрен подход к созданию единого пространства знаний в рамках интеллектуальной системы управления предприятием, основанный на разработке предметных онтологий как моделей знаний административно-управляющего персонала уровня цехов и производственных отделов

Введение

Основой успешного функционирования производственной среды является принятие решений, адекватных условиям, в которых функционируют объекты [1]. Системы поддержки принятия решений, в которых сконцентрированы мощные методы математического моделирования, науки управления, информатики, являются инструментом, призванным оказать помощь руководителям в своей деятельности во все усложняющемся динамичном мире.

На первых этапах использования ЭВМ в процессе принятия решений копировался человеческий подход к решению проблем [2].

Преимущество компьютера состоит в большом быстродействии и памяти с возможностями расширения до необходимых размеров, что делает его необходимым практически во всех областях человеческой деятельности.

В принятии решений важнейшими областями, в которых компьютер становится ближайшим помощником человека, являются [3]:

– быстрый доступ к информации, накопленной в компьютере, лица принимающего решение (ЛПР) или/и в компьютерной сети, к которой подключен;

– осуществление оптимизации или интерактивной имитации, основанных на математических или эвристических моделях;

– нахождение в базах данных принятых ранее решений в ситуациях, подобных исследуемым, для использования ЛПР в подходящий момент;

– использование знаний лучших в своей области специалистов, включенных в базы знаний экспертных систем;

– представление результатов в наиболее подходящей для ЛПР форме. Но традиционное использование ЭВМ не самое эффективное. Руководитель, кроме информации из базы данных и некоторых экономических или технологических расчетов, в своей деятельности встречается с большим количеством задач по управлению системой, которые не решаются в рамках традиционной информационной технологии. Указанная проблема привела к разработке нового типа компьютерных систем, называемых интеллектуальными системами поддержки принятия решений (ИСППР). В настоящее время эти системы реализуются с использованием оболочек экспертных систем [8]. Вместе с тем, экспертные системы являются по своей природе системами закрытого типа, что не дает возможности создать на их основе единое информационное пространство предприятия в аспекте единого пространства знаний. Выходом из создавшегося положения может быть использование онтологического подхода [4] к представлению знаний, поскольку система онтологий позволяет на основе специальных алгебр производить операции над отдельными предметными онтологиями, тем самым обеспечивая открытость отдельных моделей знаний.

Цель статьи

Цель состоит в изложении подхода к синтезу системы управления знаниями административно-управляющего персонала уровней цехов и производственных отделов промышленного предприятия, что обеспечивает открытость отдельных подсистем в рамках единой АСУП.

Постановка задачи

Исходными данными являются, представленные в вербальной и графической форме текстологические источники знаний, регламентирующие действия административно-управляющего персонала (главного инженера, главного технолога, главного металлурга, главного энергетика, главного механика) по организации производства. Этими источниками являются следующие документы:

– положения о главных специалистах предприятия;
– СТП;
– ДСТУ;
– конструкторская документация на изделия (чертежи и спецификации);
– технологическая документация (технологические карты, технологические процессы, ведомости расцеховки и др.).

Необходимо, во-первых, разработать предметные онтологии (предприятия, системы менеджмента качества, технологических процессов), а затем объединить их в систему; во-вторых, объединить их в единую систему на основе онтологии верхнего уровня (онтологии предприятия).

Онтология промышленного предприятия

Для управления знаниями [6] внутри современного промышленного предприятия должна быть создана технологическая инфраструктура — информационно-программная система управления знаниями (СУЗ). СУЗ, основанная на Интернет/интранет и web-технологиях (портал СУЗ), позволяет преодолевать коммуникационные и пространственно-географические барьеры на пути совместного использования знаний. Преимущество web-среды в том, что она обеспечивает удобный доступ к разнородным информационным ресурсам как внутри предприятия, так и к информационным ресурсам всей сети Интернет.

К сожалению, разнородность затрудняет обнаружение взаимосвязей («знание о том, что мы знаем»), а неструктурированные форматы (спроектированные для чтения людьми) не позволяют выполнять поиск программно. Очевидно, что онтология занимает центральное место в портале СУЗ. Представляя собой не что иное, как единую модель знаний промышленного предприятия, она способствует интеграции разнородных ресурсов в рамках портала СУЗ на концептуальном уровне, обеспечивая единый подход к описанию их семантики.

Модель знаний используется для составления описаний объектов СУЗ и построения поисковых запросов с учетом смысла понятий. Кроме того, она играет важную роль в формировании профессионального языка общения специалистов, помогает ориентироваться в предметной области при обучении.

Создание единой онтологии для детального описания модели знаний промышленного предприятия является весьма трудоемкой задачей. Речь идет о длительном проекте с привлечением коллектива экспертов, знания которых должны охватывать все направления деятельности исследуемой компании. Однако, исходя из того, что служебная деятельность административно-управляющего персонала строго регламентирована соответствующими документами, извлечение знаний может быть ограничено анализом лишь текстологических источников, без работы с экспертами.

Решением проблемы может быть отказ от глубокой декомпозиции системы и включение в онтологию только наиболее значимых понятий из рассматриваемых предметных областей [13]. Другим решением является выделение одного из направлений деятельности промышленного предприятия и создание для этого направления детальной, но узко специализированной онтологии. Очевидно, что оба подхода имеют свои недостатки. Первый подход дает слишком грубую и обобщенную модель, а второй не позволяет использовать модель для взаимодействия между всеми подразделениями компании.

Как правило, в пространстве знаний промышленного предприятия можно выделить несколько подобластей, которые используются её специалистами. Для каждой из подобластей знаний может быть разработана собственная онтология. Ограничение масштабов модели рамками конкретной подобласти приводит к упрощению модели, позволяет задействовать экспертов узкой специализации. Таким образом, может быть существенно снижена трудоемкость разработки. Согласование этих относительно небольших онтологий может быть обеспечено разработкой онтологии верхнего уровня и программных средств для ее сопровождения.

Для достижения гибкости и масштабируемости модели знаний при ее формировании целесообразно использовать модульный принцип. Авторами предлагается структура модели знаний предприятия, показанная на рис.1.

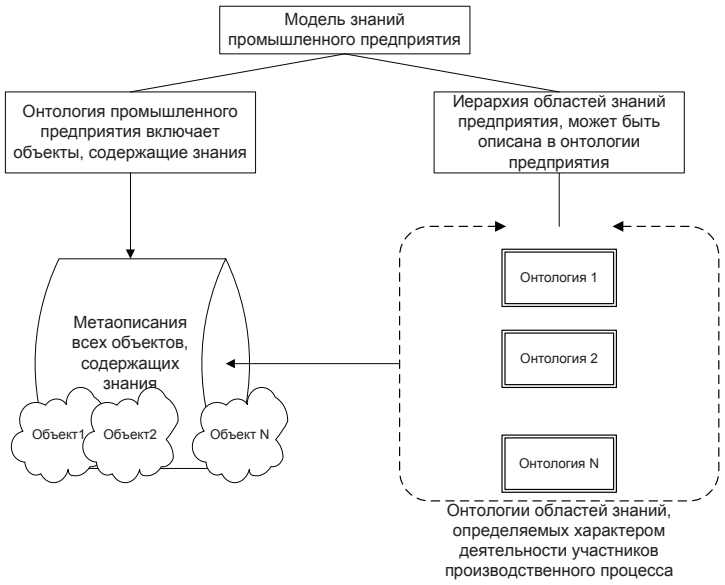


Рис. 1. Структура модели знаний промышленного предприятия

Онтология предприятия описывает основные понятия: организационную структуру, сотрудников, связи между сотрудниками, производственные процессы и т. д.), а также объекты, служащие источниками знаний для предприятия (рис. 2). Онтология предприятия также содержит понятия и отношения, необходимые для формирования иерархии областей знаний и последующего использования этой иерархии приложениями СУЗ. Эта иерархия [12] отражает предметные области, связанные с производственной, руководящей или иной деятельностью предприятия, то есть те области, знания в которых представляют интерес для организации производственного процесса.

Онтологии областей знаний (ОЗ) связаны с иерархией областей знаний из онтологии предприятия. Состав и структура онтологий ОЗ не фиксированы и могут меняться по ходу использования модели знаний в СУЗ. Онтологии ОЗ обеспечивают определенный уровень гибкости модели знаний и возможность её постепенного наращивания.



Рис. 2. Пример онтологии предприятия

Для объектов, обладающих знаниями, которые описаны в онтологии предприятия (документам, специалистам, проектам, продуктам и т. д.), создаются метаописания, которые используются при работе СУЗ.

Метаописания объекта i имеет следующий вид: $M_i = \{M_{ik}, M_{ic}\}$, где M_{ik} — набор метаданных, соответствующих свойствам понятия онтологии, экземпляром которого является описываемый объект. Структура этих метаданных (свойства понятий) описана в онтологии предприятия. Значениями элементов этих метаданных являются либо ссылки на другие экземпляры понятий, либо литералы. Таким образом, эти метаданные связывают экземпляр объекта — источника знаний с другими экземплярами объектов, описанными в онтологии, в связи с чем эта составляющая может быть названа «контекстными метаданными». Контекстные метаданные описывают внешние атрибуты объекта и среду, в которой он существует в пределах предприятия и ее непосредственного окружения.

Вторая составляющая метаописания M_{ic} непосредственно описывает знания, которые в явной или неявной форме заключены в объекте. Эта часть метаописания связывает объект с экземплярами понятий из онтологий ОЗ и может быть названа «контентными метаданными». Контентные метаданные для объекта i могут быть описаны следующим образом: $M_i = \{(tr_{i1}, k_{i1}), ..., (tr_{if}, k_{if})\}$, где $tr_{ij} = <s_{ij}, p_{ij}, o_{ij}>$ — триплет; s_{ij} — некоторое понятие из онтологии предметной области, знания о которой содержатся в описываемом объекте; p_{ij} — отношение определенное в онтологии предметной области; o_{ij} — ссылка на экземпляр понятия в онтологии предметной области; $k_{ij} \in (0,1]$ — коэффициент, обозначающий релевантность триплета tr_{ij} объекту i. При описании триплета метаданных элементы p_{ij} и o_{ij} могут отсутствовать. Процесс составления таких метаописаний называется аннотированием объектов и выполняется с использованием специальных редакторов.

Система управления знаниями производственного предприятия

Структура СУЗ, основанной на единой модели знаний предприятия представлена на рис. 3. Модель знаний представляет собой концептуальную основу СУЗ: определяет множество понятий и отношений, а также правила их совместного использования. База знаний СУЗ (экземпляры понятий) формируется из метаописаний всех объектов, которые могут содержать знания.

Подсистема поиска знаний обрабатывает метаданные объектов и отбирает те из них, которые удовлетворяют запросу пользователя. Возможности подсистемы поиска знаний используются функциональными подсистемами веб-портала СУЗ, которые предоставляют пользователям различные сервисы (навигация по элементам базы знаний и репозитарию документов).

Работа различных подсистем портала (поиск, категоризация знаний) связана с оценкой семантической близости пар объектов, а точнее, их метаописаний. Для выполнения логического вывода используются дескриптивные логики. Дескриптивные логики описывают знания в

терминах понятий и ограничений ролей, которые используются для автоматического вывода классификационных таксономий. Эти логики имеют сильное влияние на современные языки онтологий. Все языки, начиная с OIL, DAML+OIL и OWL получили их формальную семантику от дескриптивных логик.

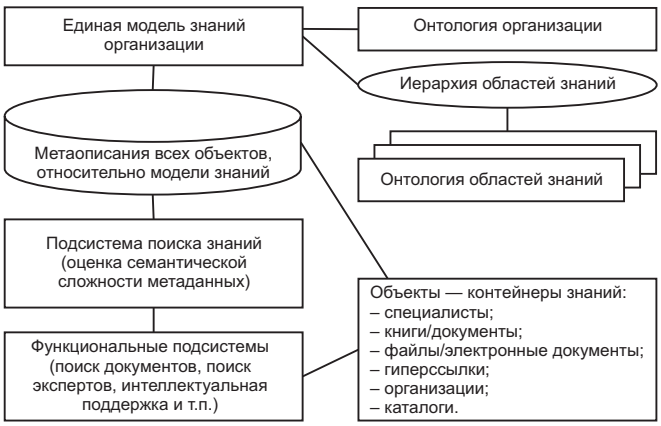


Рис. 3. Структура системы управления знаниями на основе единой модели знаний промышленного предприятия

Определение меры подобия между документами сводится к поиску подобия между наборами взвешенных терминов онтологий. Методы расчета оценки подобия/расстояний между семантическими метаданными можно найти в [6]. Использование понятий онтологий и оценок семантической близости позволяет создать единое пространство знаний, в котором размещены все субъекты предприятия, содержащие знания. Схема такого интеллектуального пространства показана на рис. 4.

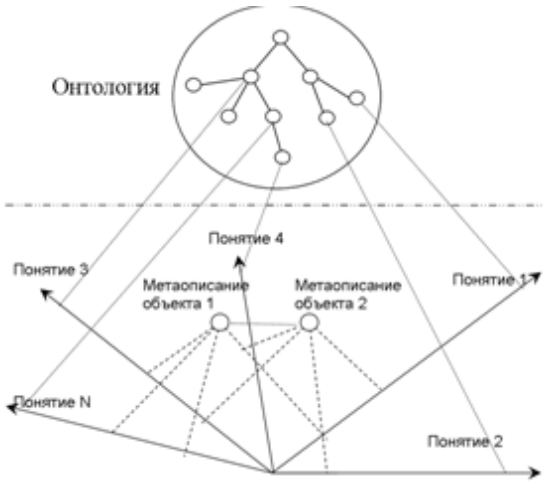


Рис. 4. Схема единого пространства знаний предприятия

Заключение

Данный подход использовался при разработке проекта и базовых элементов системы управления знаниями компании АО «Хартрон» (г. Харьков), в подразделении «Хартрон-Аркос» основной деятельностью которой является разработка систем управления сложными объектами

(атомными электростанциями, космическими аппаратами и др.). Совместно со специалистами предприятия была создана онтология организации и выполнено онтологическое описание одной предметной области. Онтология предприятия содержит основные объекты — контейнеры знаний организации и ключевые понятия, связанные с ними (Документ, Специалист, Организация, Проект, Процесс, Продукт и т. д.). Разработанная модель знаний компании включает 24 области знаний, разделенных на три группы:

– Приборы и средства автоматизации;

– Системы и комплексы АСУ ТП;

– Теория, методы и программное обеспечение для создания средств и систем автоматизации.

Детально была разработана онтология «Автоматизация», которая описывается с помощью 463 понятий и 5 отношений. В качестве основной предметной области была выбрана «Знания по разработке технологических процессов», в которой было выделено 232 понятий, что составляет около 71% от общего количества понятий онтологии.

Разработанная онтология используется в составе семантического портала управления знаниями для решения следующих задач:

– в качестве терминологической базы для описания источников знаний;

– для семантического поиска источников знаний (сотрудников, технологической документации, организаций смежников);

– для категоризации всех объектов предприятия, содержащих знания.

Список литературы

1. Ларичев О.И., Петровский А.В. Системы поддержки принятия решений. Современное состояние и перспективы их развития//Итоги науки и техники. Сер. Техническая кибернетика. - Т. 21. - М.:ВИНИТИ, 1987.

2. Keen P.G. W. Decision support system: the next decade.//Elsevier Science Publishers (Nort Holland) IFIP, 1986.

3. Klein M.R. Progress and challenges in the application of Decision Support Systems to management.//Proceedings of the IFIP 13 th World Computer Congress, Hamburg, Germany, v.3 North — Holland, 1994.

4. Gruber T. A Translation Approach to Portable Ontology Specifications//Knowledge Acquisition, 5 (2):199–220, 1993.

5. W3C, «RDF/XML Syntax Specification (Revised),»//электронный ресурс http://www.w3.org/TR/rdf-syntax-grammar/

6. Тузовский А.Ф., С.В. Чириков, В.З. Ямпольский Системы управления знаниями (методы и технологии)//Томск: Изд-во НТЛ, 2005.

7. Little I.D. C. Models and Managers: The Concept of a Decision Calculus//Management Science, 1970,v. 16, Nr.8

8. Thieranf R.J. Decision Support Systems for Effective Planing and Control. -Englewood Cliffs, N. J: Prentice Hall, Inc, 1982.

9. Sprague R.H. A Framework of Development of the Decision Support Systems//MIS Quarterly, 1980, v. 4, Nr.4

10. Ginzberg M.I., Stohr E.A. Decision Support Systems: Issues and Perspectives//Processes and Tools for Decision Support/ed. by H.G. Sol, Amsterdam, North-Holland Pub I. Co, 1983.

11. Radulescu D., Gheorghiu 0. Optimizarea flexibila si decizia asistata de calculator. Bucuresti, Ed.stiintifica, 1992.

12. Davenport T., Prusak L. Working Knowledge//Boston: Harvard Business School Press, 1998.

13. Тузовский А.Ф., Васильев И.А., Усов М.В. Программная реализация основных компонент информационно-программного обеспечения системы управления знаниями//Известия ТПУ. — 2004. - № 7. — С. 116–122.

Анотація

Викладено онтологічний підхід до створення виробничих систем зі штучним інтелектом. Наведено предметні онтології, що описують основні аспекти організації виробничого процесу, а також онтологія рівня підприємства, яка їх об'єднує. Зазначений підхід надасть можливість

організації формувати виробничі рішення з урахуванням знань фахівців, що були накопичені на всіх етапах життєвого циклу виробу.

Abstract

Ontological approach to the development of the production systems with artificial intelligence is denoted. Subject ontologies contained main aspects of production process organization and upper ontology of enterprise level which unites these subject anthologies together are described. Mentioned approach will allow forming of production decisions based on specialists knowledges, gathered during all stages of product life cycle.

Стаття надійшла до редакції 24.05.2008 р.

УДК 625.72:656.11

АБРАМОВА Л.С., к.т.н., доц., БУГАЙОВ І.С., ас., ГОРБАТІЙ П.О., ст. викл.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЛОКАЛЬНОГО УПРАВЛІННЯ НА БАГАТОСМУГОВИХ ПЕРЕХРЕСТЯХ У МІСТАХ

Розглядаються питання визначення раціональної послідовності включення фаз світлофорного регулювання за критерієм мінімізації затримок проїзду транспортних засобів через багатосмугові перехрестя. Визначено, що отримані результати значно сприяють підвищенню ефективності локального управління на перехрестях

Вступ

В даний час в Україні спостерігається зростання економіки і народного господарства, підвищення доходів населення і, як наслідок, зріст автомобілізації у містах. З ростом кількості транспортних засобів (ТЗ) на вулично-дорожній мережі міст підвищується кількість аварійних ситуацій і дорожньо-транспортних пригод (ДТП). Як свідчить статистика, значна кількість ДТП (до 70%), відбувається на перехрестях вулиць і доріг. Організація дорожнього руху на перетинанні багатосмугових магістралей загальноміського значення регульованого руху потребує ретельної проробки як з точки зору визначення параметрів організації руху, так і з боку планування топології перехрестя.

Постановка задачі

Перехрестя багатосмугових магістралей загальноміського значення відносяться до складних перехресть за параметрами топології (велика площа перехрестя) та рівнем інтенсивності транспортних потоків. Значний попит на проїзд таких перехресть міста впливає на збільшення часових затримок при проїзді, а також на виникнення передзаторових та заторових ситуацій на вулично-дорожній мережі міста. Таким чином, визначення оптимальних параметрів світлофорного регулювання на перехрестях багатосмугових магістралей міста є вельми актуальним при розробці схем організації дорожнього руху.

Мета роботи — підвищення ефективності локального управління регульованими перехрестями багатосмугових магістралей.

Задачею роботи є визначення оптимального варіанту управління на регульованому перехресті багатосмугових магістралей за рахунок раціональної послідовності включення фаз регулювання.

Основний розділ

При виборі варіанту управління виникають ті чи інші позитивні чи негативні якості, які властиві лише цьому варіанту. Мета вибору оптимального варіанту організації дорожнього руху з множини варіантів полягає в досягненні умов безпечного проїзду ТЗ при мінімумі витрат часу.

Передбачається проводити оцінку якості організації руху на регульованих перехрестях багатосмугових магістралей за наступними критеріями:

– ступеню небезпеки перехрестя [1]. Цей критерій визначає рівень аварійності на перехресті;

– середньої затримки ТЗ [4]. Цей критерій впливає на викиди шкідливих речовин, швидкість сполучення та середній час проїзду. Але він не враховує безпеку дорожнього руху.

Процес розподілу транспортних потоків, які прямують у різних напрямках, здійснюється на перехрестях та характеризується зниженням середньої швидкості руху та утворенням конфліктних ситуацій. Зони виникнення конфліктних ситуацій, де з'єднуються, перетинаються та розділяються потоки, визначаються як конфліктні точки. Відомо, що вірогідність скоєння ДТП у таких зонах може бути визначена через небезпеку конфліктної точки, яку можна оцінити за можливою аварійністю в ній (кількість ДТП за 1 рік) [1]

$$q_i = K_i M_i N_i \frac{25}{K_r} 10^{-7}, \qquad (1)$$

де K_i — відносна аварійність конфліктної точки;

M_i, N_i — інтенсивності руху пересічних у даній конфліктній точці потоків, авт./добу;

K_r — коефіцієнт річної нерівномірності руху.

Ступінь небезпеки перехрестя оцінюється показником безпеки руху, що характеризує кількість ДТП на 10 млн. автомобілів, що пройшли через перетин [1]

$$K_a = \frac{G \cdot 10^7 K_r}{(M+N)25}, \qquad (2)$$

де $G = \sum_{1}^{i=n} q_i$ — теоретично вірогідна кількість ДТП на перетині за 1 рік;

n — кількість конфліктних точок на перехресті;

M — інтенсивність на головній дорозі, авт./добу;

N — те ж, для другорядної дороги.

Окрім наслідків від наявності конфліктних точок при русі через перехрестя, виникають затримки руху автотранспортних засобів, які є наслідком необхідності пропуску транспортних та пішохідних потоків по конфліктним напрямкам.

Введення світлофорного регулювання зменшує кількість конфліктних точок, що сприяє підвищенню безпеки руху. Чергове право проїзду перехрестя ТП здійснюється завдяки пофазному роз'їзду, який забезпечує розподіл конфліктних потоків у часі [2]. Кількість фаз залежить від інтенсивності транспортних потоків по напрямках та від топології перехрестя. З точки зору безпеки руху, кількість фаз світлофорного регулювання повинно бути таким, щоб ліквідувати якнайбільше конфліктних точок при проїзді. Але збільшення кількості фаз призводить до як до збільшення циклу світлофорного регулювання, так й до збільшення загальної тривалості проміжних тактів, що, відповідно, збільшує затримку транспортних засобів на перехресті. Тривалість проміжного такту визначається з урахування того, що за цей період автотранспортні засоби повинні своєчасно закінчити проїзд перехрестя. Тривалість проміжного такту в існуючих методиках [2] рекомендується приймати як $3 < t_n < 4$ с. Однак, при проїзді складних перехресть

(за топологією та великою інтенсивністю транспортних потоків) існують випадки, коли автотранспортному засобу потрібно більше часу для звільнення зони перехрестя. Тоді виникає конфліктна ситуація між такими транспортними засобами та конфліктним потоком наступної фази регулювання.

В існуючих методиках оцінки небезпеки регульованих перехресть розглядаються конфліктні точки у кожній фазі окремо, але не враховується ризик виникнення ДТП в міжфазний період, коли перехрестя переходить із стану «регульоване» в стан «нерегульоване» і навпаки.

На цій підставі пропонується оцінювати безпеку руху в міжфазний період за рахунок визначення послідовності включення фаз регулювання руху.

При оптимальному виборі послідовності фаз регулювання можливо зменшити кількість конфліктних точок у міжфазний період і відповідно небезпечність перехрестя.

Вибір порядку чергування фаз проводиться по мінімуму ступеня небезпеки перехрестя.

Другим критерієм, за допомогою якого запропоновано проводити оцінку ефективності функціонування перехрестя, є середня затримка ТЗ.

Найбільш розповсюдженою для розрахунку затримок є формула Вебстера [2]

$$d = \frac{T(1-g/T)^2}{2\left[1-(g/T)X\right]} + \frac{X^2}{2q(1-X)} - 0{,}65\left(\frac{T}{q^2}\right)^{\frac{1}{3}} X^{2+5(g/T)}, \qquad (3)$$

де d — середня затримка ТЗ на перехресті в напрямку, що розглядається, с/авт.;

T — тривалість циклу, с;

g — тривалість сигналу, що дозволяє рух, с;

q — інтенсивність руху ТЗ в даному напрямку, авт./с;

X — ступінь насичення напрямку ($X = {q \cdot T}/{S \cdot g}$);

S — потік насичення в напрямку, що розглядається, авт./с.

Слід відзначити, що закордонні автори вже давно виявили [3,4], що використання формули Вебстера призводить до значних похибок (дає завищені значення циклу, тактів і фаз регулювання, що призводить до збільшення затримок) у порівнянні з формулами, які були отримані пізніше іншими авторами. На підставі проведеного аналізу в якості формули визначення середньої затримки ТЗ на перехресті було обрано формулу, яку представлено в [4]

$$d = 0{,}5T\frac{(1-\lambda)^2}{1-\lambda X} + 900T\left[(X-1) + \sqrt{(X-1)^2 + (8kIX/cT)}\right], \qquad (4)$$

де d — середня затримка автомобіля, с/авт.;

T — тривалість циклу, с;

λ — відношення тривалості зеленого сигналу до тривалості циклу;

X — відношення інтенсивності до пропускної здатності (ступінь насичення);

c — пропускна здатність для напрямку руху.

Існує твердження, що затримки транспортних засобів залежать від двох компонент: від часу, за який автомобіль проїхав би через заторне місце за відсутності черги і від поведінки потоку в межах заторної ділянки.

При цьому зміст управління потоками полягає в максимальному використанні пропускної спроможності існуючої транспортної мережі, у створенні таких режимів роботи управляючих пристроїв (світлофорної сигналізації, знаків, покажчиків), що забезпечують мінімальні затримки користувачам транспортної мережі при виконанні обмежень, які накладаються вимогами безпеки руху [1].

При проведенні аналізу існуючих методів визначення затримок руху ТЗ було виявлено, що одним із параметрів, які на неї впливають, є цикл регулювання, T, с, який розраховується за формулою

$$T = \frac{1{,}5 \cdot L + 5}{1 - Y}, \tag{5}$$

де L — сумарний час проміжних тактів за цикл, с;

Y — сума фазових коефіцієнтів.

$$L = \sum_{i=1}^{n} t_{ni}, \tag{6}$$

де t_{ni} — тривалість проміжного такту в і-й фазі регулювання, с

Тривалість проміжних тактів фіксована та передбачає горіння послідовності сигналів: жовтого — червоно-жовтого — червоного — зеленого. Оскільки проміжний такт призначений для закінчення руху транспортних потоків, які не приймають участь в наступних фазах, то для великих перехресть необхідно збільшувати тривалість жовтого сигналу більше лімітного за умови безпеки руху.

Якщо по якомусь з напрямків закінчується рух, то в такому випадку найбільш повна послідовність сигналів буде наступною: зелений додатковий — зелений миготливий — жовтий — червоний… Призначення зеленого додаткового сигналу свідчить, що можливо продовжити сигнал, який дозволяє рух в проміжному такті, якщо час звільнення перехрестя після включення жовтого сигналу менше, ніж максимальний аналогічний час у цьому такті.

В загальному вигляді формула визначення тривалості проміжного такту має наступний вигляд:

$$t_n = t_{PK} + t_T + t_i - t_{i+1}, \tag{7}$$

де t_{PK} — час реакції водія на зміну сигналів світлофора, с;

t_T — час, який необхідний автомобілю для проїзду відстані, рівній гальмівному шляху, с;

t_i — час руху автомобіля до найдальшої конфліктної точки, с;

t_{i+1} — час, який необхідний для проїзду від стоп-лінії до дальньої конфліктної точки автомобілю, який починає рух у наступній фазі.

Оскільки складові формули (7) t_{PK} та t_{i+1} у своїй більшості за значенням близькі один до одного, в практичних розрахунках їх зазвичай виключають з розрахунків. З урахуванням цієї ситуації та припущення про постійне уповільнення при гальмуванні ТЗ перед стоп-лінією, формулу проміжного такту можна записати в наступному вигляді [2]:

$$t_n = \frac{V_i}{7{,}2 a_T} + \frac{3{,}6(l_i + l_a)}{V_i}, \tag{8}$$

де V_i — середня швидкість АТЗ при русі на підході до перехрестя та в зоні перехрестя без гальмування, км/год.;

a_T — середнє уповільнення АТЗ при включенні заборонного сигналу, м/с^2, ($a_T = 3 \div 4$);

l_i — відстань від стоп-лінії до дальньої конфліктної точки в і-й фазі, м;

l_a — довжина АТЗ, який найбільше зустрічається в потоці, м ($l_a = 5$).

Оскільки на перехрестях багатосмугових магістралей відстані, які проходять АТЗ для закінчення руху в і-й фазі та відстань, яку проходять АТЗ в фазі і+1 до точки, де вони конфліктують, великі та різні для послідовності фаз, то необхідне уточнення часу проміжного такту. Уточнене значення тривалості проміжного такту розраховується за формулою [5]:

$$t_n = 2 + \frac{V_i}{7,2a_T} + \frac{3,6(l_i + l_a)}{V_i} - \sqrt{\frac{2l_{i+1}}{a_T} + 3}\,, \qquad (9)$$

де l_{i+1} — відстань від стоп-лінії до дальньої конфліктної точки в фазі і+1, м.

Таким чином, можна дослідити, як фактичний час розвантаження перехрестя після включення жовтого сигналу для напрямку залежить від того, який конфліктний з ним напрямок включається в наступній фазі, тобто від номера наступної фази.

Припускаємо, що при зміні черговості включення фаз можна зменшити середні затримки ТЗ за рахунок уточнення тривалості проміжних тактів та циклу регулювання.

Для проведення експериментальних досліджень було обрано Х-образне перехрестя з усіма дозволеними напрямками руху. На кожному підході до перехрестя мається по три смуги руху в кожному напрямку. Рух АТЗ з кожного підходу виділено в окрему фазу. По першій смузі рух дозволено праворуч та прямо, по другій смузі — прямо, по третій смузі — ліворуч. Схема перехрестя наведена на рис. 1, пофазний роз'зд — на рис. 2.

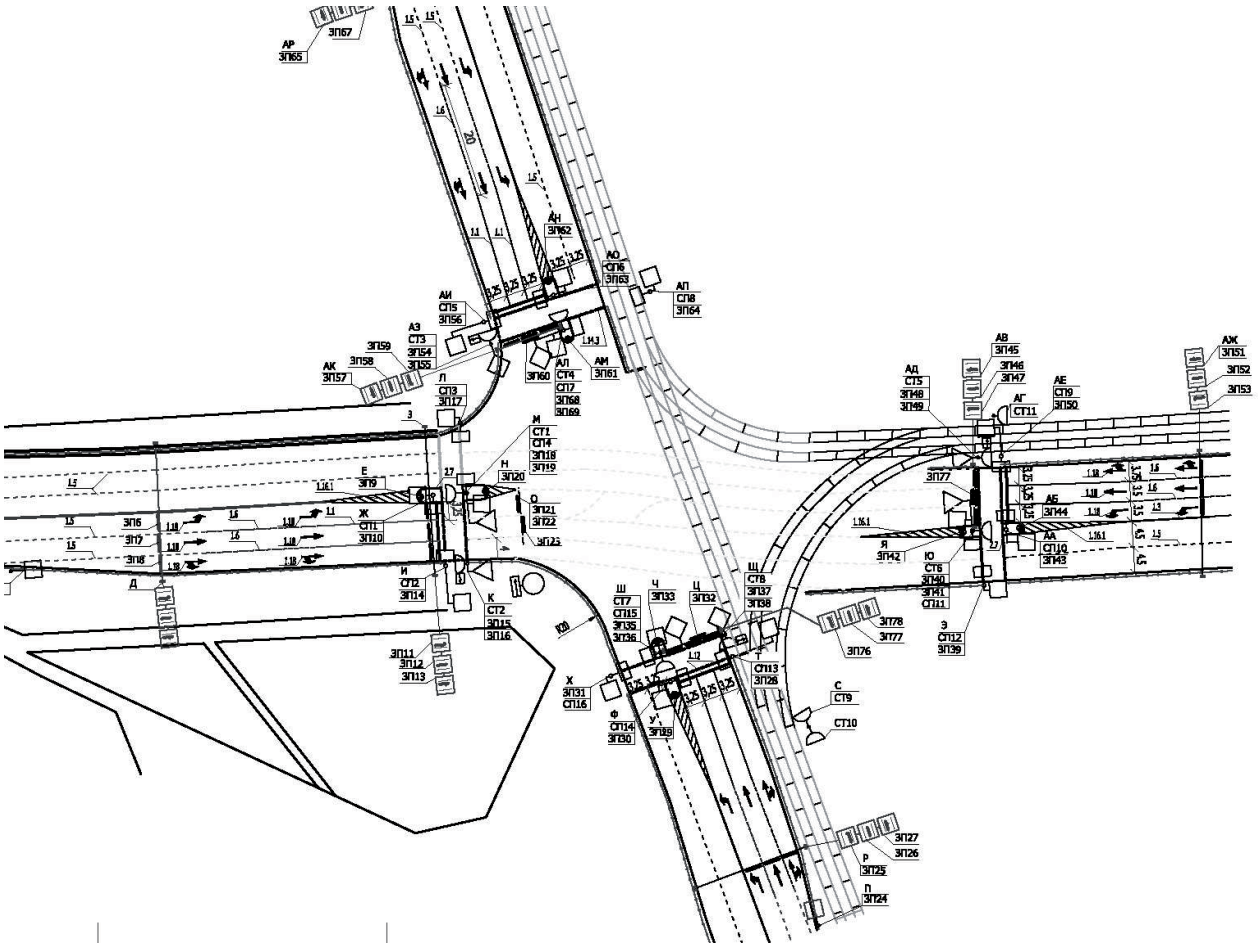


Рис. 1. Схема перехрестя

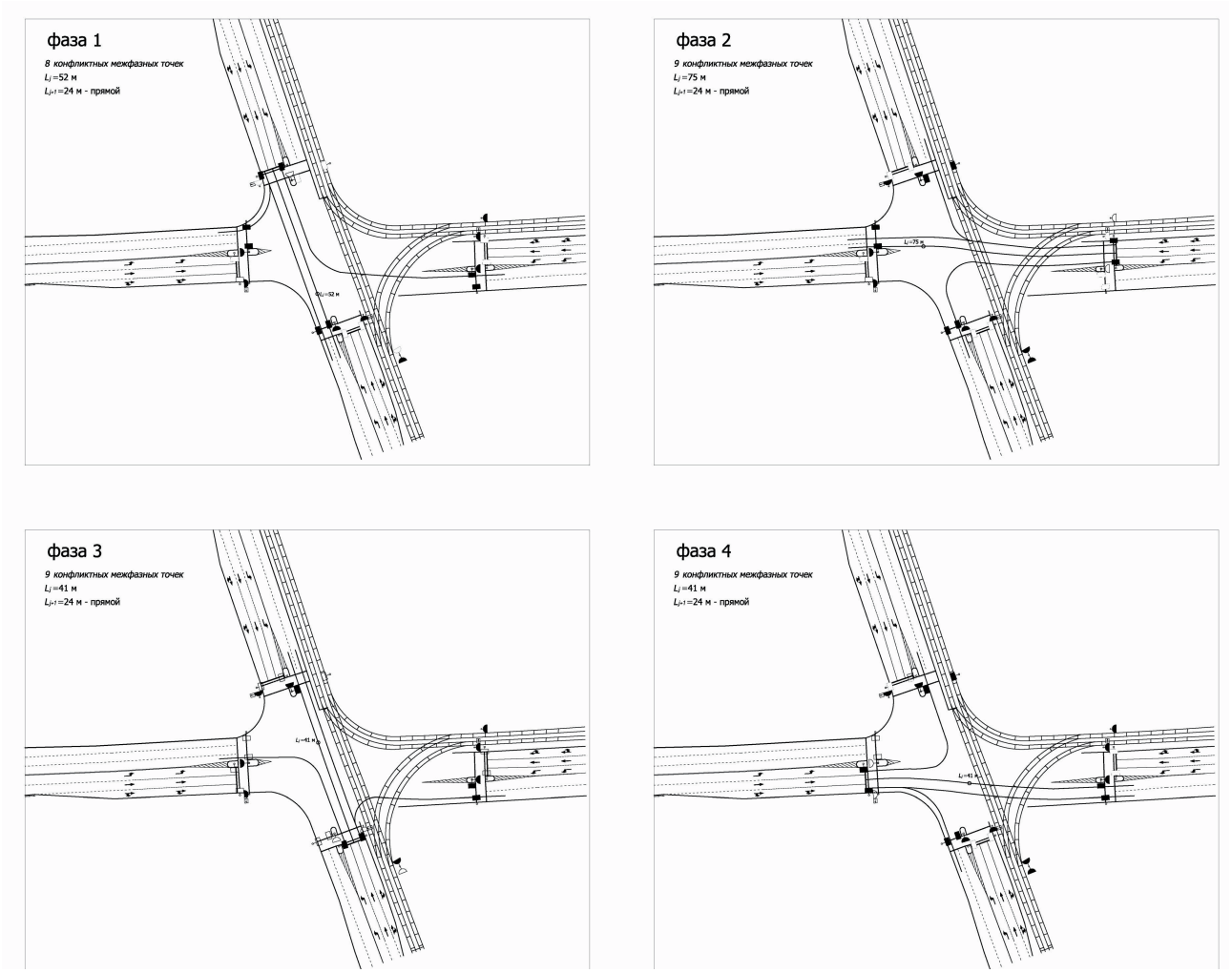


Рис. 2. Схема пофазного роз'їзду

Згідно схеми перехрестя і пофазного роз'їзду було визначено відстані від стоп-лінії до дальньої конфліктної точки в і-й та і+1 фазах для кожної фази при різних варіантах пофазного роз'їзду. За формулою (2) визначено ступінь небезпеки перехрестя (рис. 3) та середні затримки ТЗ на перехресті (рисунок 4) при різних варіантах послідовності фаз.

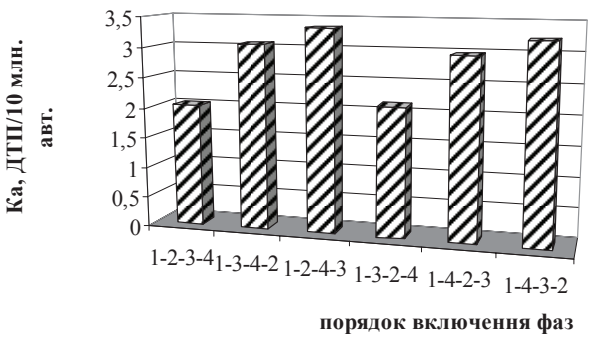


Рис. 3. Ступінь небезпеки перехрестя при різних варіантах послідовності фаз

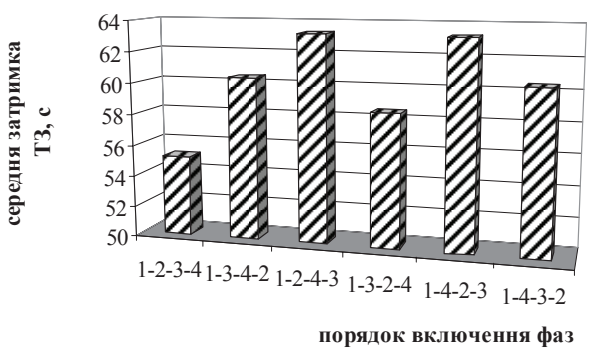


Рис. 4. Середні затримки ТЗ на перехресті при різних варіантах послідовності фаз

Експерименти щодо поведінки транспортних засобів при зміні послідовності фаз регулювання на перехресті були проведені за допомогою програмного забезпечення PTV Vision®Vissim по даним, які були отримані методом натурних спостережень на перехресті м. Харкова.

Результатом дослідження є визначення такої послідовності включення фаз регулювання, як 1–2–3–4, яка сприяє отриманню найменших значень відповідно обраним критеріям: $K_a = 2{,}03$, $d = 55{,}152$.

Висновки

Таким чином, вибір раціональної послідовності включення фаз регулювання при локальному управлінні на багатосмугових перехрестях міст дозволяє зменшити часові затримки транспортних засобів та сприяє підвищенню безпеки руху. Пропонується використовувати вищезазначений підхід вибору послідовності включення фаз регулювання при розробці схем локального управління на перехрестях багатосмугових магістралей міст.

Перелік літератури

1. ВСН 25-86. Указания по обеспечению безопасности движения на автомобильных дорогах. Дата введения 01.05.87.

2. Кременец Ю.А. Технические средства организации дорожного движения: Учебник для вузов. — М., ИКЦ «Академкнига», 2005. - 255 с.

3. Revised Traffic Flow Theory. A State-of-the-Art Report, 2001. - 367 p.

4. Highway Capacity Manual.//TRB, Washington, DC, 2000. — 1134 p.

5. Рушевский П.В. Организация и регулирование уличного движения с применением автоматических средств управления. Учеб. пособие, М. «Высшая школа», 1974. — 239 с.

Аннотация

Рассматриваются вопросы определения рациональной последовательности включения фаз светофорного регулирования по критерию минимизации задержек проезда транспортных средств через многополосные перекрестки. Определенно, что полученные результаты значительно способствуют повышению эффективности локального управления на перекрестках.

Abstract

Problems of determination of rational sequence of signalization phase activating according to minimization criterion of vehicle passage delays through multilane intersections have been researched. It has been established, that received results favour the increase of efficiency of local control at intersections.

Стаття надійшла до редакції 16.05.2008 р.

УДК 336.2

ДЕНИСЕНКО Т. Н. к.э.н., доц., ЭНГЛЕЗИ И. П., к.т. н., Донецкий институт автомобильного транспорта

ПОКАЗАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО АНАЛИЗА ФИНАНСОВОГО СОСТОЯНИЯ ПРЕДПРИЯТИЯ

Рассмотрены вопросы внутреннего анализа финансового состояния предприятия. Произведена оценка показателей, даны рекомендации по их выбору для внутренних пользователей

Постановка проблемы

Методики оценки финансового состояния предприятия как в национальной, так и в мировой практике значительно отличаются друг от друга как по составу анализируемых показателей, так и по набору процедур. Это объясняется различными целями анализа в зависимости от интересов пользователей. Проблема внутреннего пользователя заключается в многообразии целей и выборе конкретных методов анализа в условиях одного предприятия. Одной из важных целей внутреннего анализа является выбор оптимального соотношения собственного и заемного капитала предприятия.

Анализ последних исследований

Подходы внешних и внутренних пользователей к оценке финансовой стабильности одного и того же предприятия существенно отличаются друг от друга. Для банков и других кредиторов предприятия более надежной является ситуация, когда у клиента удельный вес собственного капитала в пассивах намного превышает долю заемного капитала, что снижает риск невозврата долгов. Для предприятия важнее оценить возможную выгоду от использования заемного капитала наряду с собственным с минимальной степенью риска.

Цель статьи

Целью статьи является оценка показателей анализа финансового состояния предприятия и выдача рекомендаций по их применению для внутреннего пользователя.

Основной раздел

В общем случае для внешних и внутренних пользователей анализ финансового состояния предприятия может проводиться по следующей схеме:

Этап 1. Общая оценка имущества и его отдельных частей.
Этап 2. Анализ производственного потенциала.
Этап 3. Анализ эффективности использования основных средств.
Этап 4. Анализ источников имущества (пассивов).
Этап 5. Анализ структуры и динамики оборотных активов.
Этап 6. Анализ ликвидности и платежеспособности.
Этап 7. Анализ показателей рентабельности.
Этап 8. Анализ финансовой стабильности.
Этап 9. Анализ движения денежных средств.
Этап 10. Анализ дебиторской и кредиторской задолженности.
Этап 11. Анализ деловой активности предприятия.

Финансовое состояние предприятия зависит прежде всего от целесообразности вложения капитала в его активы, поэтому для его оценки необходимо:

1. Изучить структуру активов и пассивов предприятия.
2. Определить количественные и качественные изменения (тенденции) в структуре по сравнению с предыдущими периодами.
3. Выявить причины этих изменений.
4. Провести глубокий анализ причин негативных тенденций.
5. Разработать стратегию и тактику по улучшению структуры активов и пассивов предприятия.

Структуру и изменения в составе активов и пассивов предприятия изучают с помощью горизонтального и вертикального анализа баланса.

Горизонтальный анализ — это сравнение значений отдельных статей баланса на конец периода и на начало периода и определение разности этих значений.

Разность между значениями статьи на конец и на начало периода называется абсолютной величиной изменения статьи баланса [1].

Данные горизонтального анализа находятся в большой зависимости от инфляции, поскольку изменение цен в течение года на закупаемые материалы, услуги, на производимую продукцию приводит к изменению статей и валюты баланса и нарушает сопоставимость данных. В связи с этим необходимо учитывать влияние инфляции путем приведения к сопоставимому виду значения статей на начало и на конец периода. Для этого используются специальные методы приведения [2].

Вертикальный анализ — это нахождение относительной величины (удельного веса, или доли) отдельных статей в процентах к общей сумме баланса. Необходимо проводить вертикальный анализ показателей баланса как на начало, так и на конец периода.

Разность между относительными величинами каждой статьи на начало и на конец периода называется величиной изменения структуры баланса.

Данные вертикального анализа находятся в меньшей зависимости от инфляции, т. к. относительные величины намного меньше изменяются при одновременном влиянии изменения цен на все статьи баланса.

При небольшой инфляции результаты вертикального анализа можно считать достаточно точными без дополнительной корректировки статей баланса.

В результате вертикального анализа определяют темпы роста оборотных и необоротных активов, собственного и заемного капитала. Если прирост доли оборотных активов больше, чем необоротных, это означает, что на предприятии существует тенденция ускорения оборотности имущества [3]. Это дает возможность высвобождения части денежных средств для других нужд (например, для расширения производства, для вложения в депозит, для инвестиций в другие предприятия и т. д.).

Термин «оборотность», или «мобильность», означает скорость окупаемости затрат на приобретение имущества через проданную продукцию. Ускорение оборотности означает, что активы быстрее окупаются, а значит, приносят дополнительный доход предприятию, что является положительным фактором для предприятия.

Далее определяют изменения в отдельных статьях активов и пассивов. Не существует единой методики оценки таких изменений, поскольку даже в пределах одной отрасли одни и те же изменения могут приводить к разным последствиям в зависимости от производственных условий, от субъективных факторов и др. Разработка рекомендуемых экономистами эталонных отраслевых показателей не представляется эффективной. Поэтому каждому предприятию в современных условиях приходится руководствоваться своими, чаще всего субъективными, критериями оценки качественных и количественных изменений статей баланса.

С точки зрения внутренних пользователей, финансовая стабильность предприятия зависит не столько от соотношения собственного и заемного капитала, сколько от их общей рентабельности. Получаемая прибыль от использования всех видов капитала должна быть достаточной не только для уплаты налога на прибыль и долгов по кредитам, но и для выплаты отпускных, дивидендов собственникам, для создания резервов и для других неотложных целей. Поэтому наиболее емким показателем финансовой стабильности можно считать рентабельность совокупных активов ROA, которая определяется как отношение суммы прибыли от обычной деятельности до налогообложения (без уплаченных процентов за кредит) к общей сумме всех активов предприятия, т. е. к валюте баланса:

$$ROA = \frac{Побычн.}{ВБ} * 100\%,$$

где: $П_{обычн}$ — прибыль от обычной деятельности (стр.170 формы № 2);

ВБ — валюта баланса.

Поскольку валюта баланса означает не только сумму совокупных активов, но и сумму совокупного капитала предприятия, то показатель ROA можно называть также рентабельностью совокупного капитала.

Для обеспечения финансовой устойчивости показатель ROA должен превышать среднюю цену заемных средств предприятия (среднюю процентную кредитную ставку) во столько раз, во сколько раз годовая сумма неотложных выплат из прибыли превышает годовую сумму погашения долгов по кредитам вместе с выплатой процентов.

Кроме показателя ROA, внутренние пользователи могут использовать общепринятые коэффициенты [4]:

Коэффициент финансовой автономии (т. е. уровень независимости от кредиторов) — это удельный вес собственного капитала в общей сумме валюты баланса [5].

$$K_{ФА} = \frac{СК}{ВБ},$$

где: СК — собственный капитал предприятия (стр.380 баланса);

ВБ — валюта баланса (стр. 640 баланса).

Рекомендуется, чтобы источники финансирования предприятия были хотя бы наполовину сформированы за счет собственных средств, т. е. нормальное значение КФА >0,5.

Коэффициент маневренности собственного капитала — это отношение собственных (т. е. закупленных на собственные, а не на заемные средства) оборотных активов к собственному капиталу. Этот показатель исходит из логики, что собственный капитал вкладывается прежде всего в необоротные активы, а оставшаяся его часть — в оборотные активы предприятия (когда собственного капитала недостаточно, привлекается заемный капитал для формирования оборотных активов). Таким образом, этот коэффициент показывает, какую долю в собственном капитале занимают собственные оборотные средства:

$$K_{МСК} = \frac{СК - НА}{СК},$$

где: СК — собственный капитал (стр. 380 баланса);

НА — необоротные активы (стр. 080 баланса).

Рост этого показателя свидетельствует об укреплении финансового положения предприятия [6].

Коэффициент финансового левериджа (риска) — это соотношение заемного и собственного капитала предприятия:

$$K_{ФЛ} = \frac{ДО + КО}{СК},$$

где: ДО — долгосрочные обязательства (стр. 480 баланса);

КО — краткосрочные обязательства (стр. 620 баланса);

СК — собственный капитал предприятия (стр. 380 баланса).

Считается, что собственный капитал должен как минимум вдвое превосходить заемный, т. е. оптимальное значение данного коэффициента должно быть КФЛ <0,5. Однако, с точки зрения внутреннего анализа, оптимальное значение КФЛ зависит от того, насколько эффективно работают заемные средства. Степень влияния заемного капитала на рентабельность собственного капитала получило название «эффекта финансового рычага», сущность которого заключается в следующем:

1. Если рентабельность совокупных активов предприятия превосходит среднюю процентную ставку кредитов, то использование заемного капитала для увеличения объема производства

способствует увеличению прибыли (а значит, и собственного капитала); если же средняя цена кредитов выше рентабельности совокупных активов, эффект от использования заемного капитала оказывается отрицательным и способствует снижению прибыли;

2. Сумма уплаченных процентов за пользование кредитом уменьшает налогооблагаемую прибыль, следовательно, предприятие платит меньшую сумму налога на прибыль по сравнению с теми же финансовыми результатами операционной деятельности, но полученными без привлечения кредитов, а только за счет увеличения собственного капитала;

3. В условиях инфляции сумма кредита обычно не индексируется, а доход от реализации увеличивается за счет роста цен на продукцию предприятия, следовательно, растет чистая прибыль и возможности предприятия по досрочному возврату кредита.

Покажем «эффект финансового рычага» на примере использования предприятием заемного капитала с относительно низкой и с более высокой процентной ставкой.

Предприятие на начало года имеет собственный капитал в сумме 500 тыс. грн. Текущие обязательства по оплате труда, расчетам с поставщиками и бюджетом составляют 100 тыс. грн. Сумма совокупных активов (валюта баланса) составляет 600 тыс. грн. За предыдущий (базовый) год прибыль до налогообложения составила 150тыс.грн. Рентабельность совокупных активов составила 150:600=25%. Предприятие собирается увеличить объем производства за счет получения долгосрочных банковских кредитов:

либо в сумме 200 тыс. грн. под 23% годовых (вариант № 1);

либо в сумме 300 тыс. грн. под 27% годовых (вариант № 2).

Произведем необходимые расчеты для определения эффективности привлечения заемного капитала (без учета инфляции) и сведем их в таблицу:

Таблица 1

Необходимые расчеты для определения эффективности привлечения заемного капитала

№ п/п	Показатель	Ед. изм.	Базовый вариант	Вариант № 1	Вариант № 2
1.	Собственный капитал	тыс. грн.	500	500	500
2.	Текущие обязательства	тыс. грн.	100	100	100
3.	Кредиты	тыс. грн.	—	200	300
4.	Совокупные активы предприятия	тыс. грн.	600	800	900
5.	Расширение производства (к базовому варианту)	раз	—	800 : 600 = 1,33	900 : 600 = 1,5
6.	Прибыль до уплаты процентов за кредит	тыс. грн.	150	150 * 1,33 = 199	150 * 1,5 = 225
7.	Рентабельность совокупных активов	%	150 : 600 = 25%	199 : 800 = 25%	225 : 900 = 25%
8.	Средняя процентная ставка платы за кредит	%	—	23	27
9.	Сумма платы за пользование кредитом	тыс. грн.	—	200 * 23% = 46	300 * 27% = 81
10.	Прибыль до налогообложения	тыс. грн.	150	199 – 46 = 153	225 – 81 = 144
11.	Налог на прибыль по ставке 25%	тыс. грн.	150 * 25% = 38	153 * 25% = 38	144 * 25% = 36
12.	Чистая прибыль	тыс. грн.	150 – 38 = 112	150 – 38 = 115	144 – 36 = 108

Из таблицы 1 видно, что в варианте № 1 налог на прибыль не увеличился по сравнению с базовым, несмотря на то, что объем производства вырос в 1,33 раза.

Прибыль до налогообложения в первом варианте увеличилась по сравнению с базовым на 3 тыс. грн.

Общий положительный эффект (прирост чистой прибыли) от использования кредита в первом варианте равен 3тыс.грн., что составляет 2,7% от чистой прибыли базового варианта:

3тыс.грн: 112 тыс.грн = 0,027, или 2,7%.

Во втором варианте налог на прибыль уменьшился по сравнению с базовым вариантом на 2 тыс. грн., при том, что объем производства вырос в 1,5 раза.

Прибыль до налогообложения во втором варианте уменьшилась по сравнению с базовым вариантом на 6 тыс. грн.

Общий отрицательный эффект от использования кредита во втором варианте равен –4 тыс.грн., что составляет –3,6% от чистой прибыли базового варианта:

4тыс.грн: 112 тыс.грн = 0,036, или –3,6%.

Нетрудно подсчитать, что при увеличении суммы кредитов в два раза при тех же процентных ставках и пропорциях роста производства положительный эффект для первого варианта составит 6,5 тыс.грн., или +5,8%, а отрицательный эффект для второго варианта составит 8,5 тыс.грн, или –7,6% по сравнению с базовым вариантом.

Эти расчеты подтверждают два первых положения «эффекта финансового рычага».

В условиях инфляции при правильной ценовой политике предприятие может получить дополнительный эффект от роста цен. При неизменной рентабельности продукции, пропорциональном росте себестоимости продукции и выручки от ее реализации, абсолютная величина прибыли растет пропорционально индексу инфляции. Сумма кредита обычно не индексируется банком при инфляции. Если в кредитном договоре также не предусмотрена индексация процентной ставки, то положительный эффект от использования заемного капитала в условиях инфляции составит:

$$\Delta Э = ЧП * I_{цен} - ЧП = ЧП(I_{цен} - 1), \text{ тыс. грн.}$$

где ЧП — чистая прибыль предприятия на начало отчетного периода (стр.220 формы №2);

$I_{цен}$ — индекс роста цен за отчетный период.

Выводы

Из множества известных показателей для целей внутреннего анализа финансового состояния предприятия наиболее емким и информативным является показатель рентабельности совокупного капитала. Его минимально допустимая величина может расчитываться предприятием, исходя из средней процентной ставки по используемым кредитам и числа раз необходимого превышения суммы неотложных выплат из прибыли над суммой платежей по кредитам. При сравнении вариантов финансирования предприятия необходимо учитывать реальные положительные и отрицательные эффекты от использования заемного капитала.

Список литературы

1. Кизим Н.А., Иваненко В.В. Финансовый анализ. — Х.: ИД «Инжек», 2005. — 248 с.

2. Мец В.О. Економічний аналіз фінансових результатів та фінансового стану підприємства. — К.: Вища шк., 2003. — 278 с.

3. Басовский Л.Е., Лунев А.М., Басовский А.Л. Экономический анализ. — М.: ИНФРА М, 2007. — 222 с.

4. Слав'юк Р.А. Фінанси підприємств. — К.: «Центр навчальної літератури», 2004. — 460 с.

5. Азаренкова Г.М., Журавель Т.М., Михайленко Р.М. Фінанси підприємств. — К.: Знання, 2004. — 291 с.
6. Цал-Цалко Ю.С. Фінансова звітність підприємства та її аналіз. — К.: «ЦУЛ», 2002. — 360 с.

Анотація

Розглянуто питання внутрішнього аналізу фінансового стану підприємств. Зроблена оцінка показників, надані рекомендації по їх вибору для внутрішніх користувачів

Abstract

The questions of analysis of the financial state of enterprise are considered in the article. Estimation of indexes is done, recommendations on their choice for internal users are given.

Стаття надійшла до редакції 15.06.2008 р.

УДК 629.113

ЗАЙЦЕВ В. Г., офіційний представник концерну Robert Bosch в Донецькій обл., МАКАРОВ В. А., к.т. н., доц., КОСТЕНКО А. В., к.т. н., ст. викл., МАКАРОВА Т. В, ас., Донецький інститут автомобільного транспорту, ДУГЕЛЬНИЙ В. М., к.т. н., доц., Автомобільно-дорожній інститут Донецького національного технічного університету

ДО ПИТАННЯ ПРО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ РУХУ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ПІД ЧАС ЙОГО ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Розглянуто питання про вплив зміни технічного стану шин на показники курсової стійкості руху легкового автомобіля, що рухається в транспортному потоці. Наведені способи діагностування технічного стану шин. Показані можливі показники курсової стійкості руху - біфуркаційні множини, за допомогою яких є можливість прогнозування поведінки автомобіля

Вступ

Курсова стійкість руху (КСР) легкового автомобіля, що переміщається з великою швидкістю по дорозі з асфальто-бетонним покриттям, завжди розглядалась як важлива передумова для забезпечення раціональної керованості колісного транспортного засобу (КТЗ) і, тим самим, підвищення безпеки руху автомобіля. Набагато більше ймовірність дорожньо-транспортної пригоди (ДТП) залежить від КСР великої кількості автомобілів, що швидко рухаються в безперервних та інтенсивних транспортних потоках (ТП). Причому, чим більше розвинуті ТП, тим краще для економічного і соціального життя країни.

Мета статті

Підвищення безпеки руху автомобілів.

Основна частина

Якщо під поняттям ТП розуміти систему, що містить множину різних транспортних засобів, об`єднану визначеними напрямками рухів таким чином, що забезпечується доставка вантажів та пасажирів точно в заданий час та в необхідних обсягах вантажів і кількості пасажирів, то успішно виконується функція забезпечення динамічного розвитку суспільства, промисловості та сільського господарства. Однак, чим ефективніше буде виконуватися функція ТП, тим більше

слід займатися забезпеченням безпеки автомобілів при їх переміщенні. Як вирішується ця задача сучасними виробниками автомобілів і шин?

Є декілька виробників автомобілів (наприклад, Audi, BMW, Mercedes Benz, Porsche), котрі високо піднімають планку технічних вимог, якщо вони дозволяють виробнику шин виконувати комплектацію автомобіля із заводу [1]. Метою виробника Audi є реалізація в шинах трохи більше, ніж дозволяє рівень технології виготовлення шин в даний час. Перевірка шини, як елемента передачі сил на дорогу, виконується кваліфікованими водіями на випробувальних треках, а також на барабанних стендах (шини повинні доказати свою стійкість на високих швидкостях — до 300 км/год) [2].

Насамперед, виробник Audi розглядає критерії безпеки [1]. У цілому, фірми, що випускають автомобілі вимагають перевірки біля 50 (!) точно визначених характеристик шин, серед яких раціональне бічне відведення та висока стійкість на поворотах.

Однак, сотні мільйонів шин експлуатуються на автомобілях, що рухаються з великими швидкостями в ТП. На рис. 1 показано, яким чином забезпечується контроль технічного стану (ТС) шин під час їх інтенсивної експлуатації.

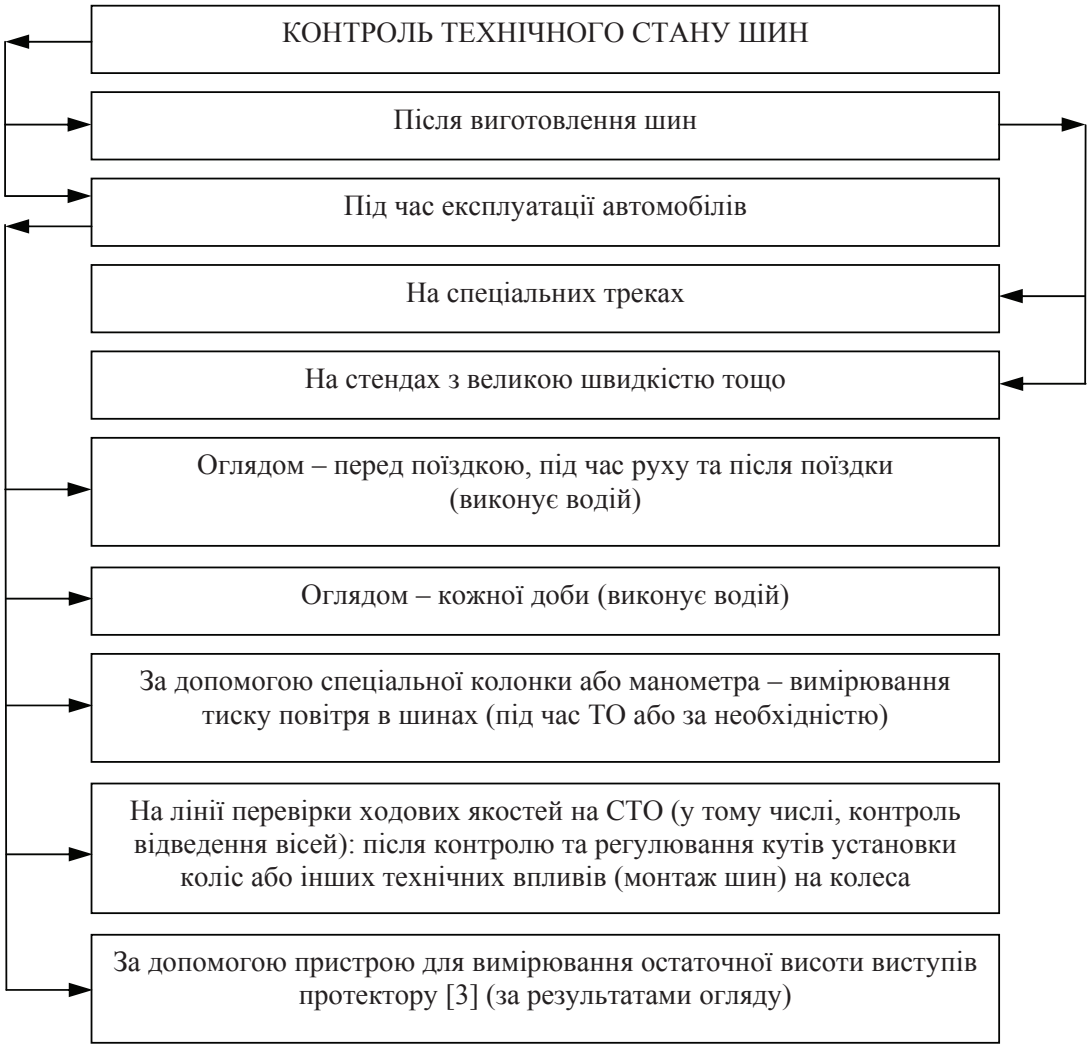


Рис. 1. Ступені та обладнання контролю технічного стану шин

Отже, ефективність виконання контролю ТС шин, що експлуатуються, значно поступається аналогічній перевірці виробником автомобілів і шин. Окрім того, інструментальне діагностування

і прогнозування КСР можуть проводитись тільки на СТО за допомогою лінії перевірки ходових якостей [3, 4], на стенді для визначення відведення вісі. Такими стендами офіційний дилер фірми Robert Bosch Г.І. Зайцев обладнав низку СТО в м. Донецьку (рис. 2).



Рис. 2. Лінія діагностики ходових якостей з автомобілем, що досліджується ДІАТ на СТО «Opel»

На стенд для вимірювання відведення вісі заїжджає кожний другий автомобіль з тих, що відвідують СТО (за даними директора СТО «Онікс-Дон» Карпова П.Е.); при цьому, нульове відведення практично не визначається. Нерідко зустрічаються випадки, коли відведення передньої і задньої вісей мають різний знак. Таким чином, відведення вісей автомобіля, що експлуатуються, потребують подальшого дослідження.

Нижче виконаний аналіз можливої поведінки автомобілів, що рухаються в ТП, у яких зустрічається два типи відведення:

– одного знаку, діють бічні сили, що перебільшують значення наведене в ГОСТ [5], але зустрічаються при експлуатації автомобілів з еластичними шинами [6];

– різних знаків, що зумовлює крутний момент відносно вертикальної вісі, яка проходить крізь центр мас автомобіля.

Згідно ГОСТ [5], всі (!) радіальні шини з металокордним брекером повинні випробуватися у виробника. Конусний ефект цієї шини може бути до 2% максимально допустимого навантаження на колесо. Якщо брати економічне навантаження, то конусний ефект може обумовити бічну силу 98,5 Н, а з урахуванням допустимого коливання від 2,5 до 3,5%, можна прийняти значення цієї сили 95–101 Н. Нижче розглянуто ТП, що рухається по дорозі з чотирма смугами руху в різних напрямках (рис. 3).

Згідно аналізу, другий і третій автомобілі можуть потрапити у ДТП з боковим переднім ударом. Для автомобіля з боковим переднім правим ударом можуть бути наступні наслідки (рис. 4).

У цьому випадку на СТО повинні виконати наступні роботи:

– відремонтувати або замінити праве крило, передній бампер, повторювач поворотів, праву фару, підкрилок, протитуманну праву фару, резонатор повітряного фільтру, стійку стабілізатора, правий амортизатор, правий рульовий важіль, правий поворотний кулак, гальмівну трубку, підшипник маточини, капот, передню панель;

– усунути перекіс моторного відсіку;

– виконати контроль регулювання передніх фар та кутів установки коліс;

– пофарбувати капот, бампер, крила, панелі.

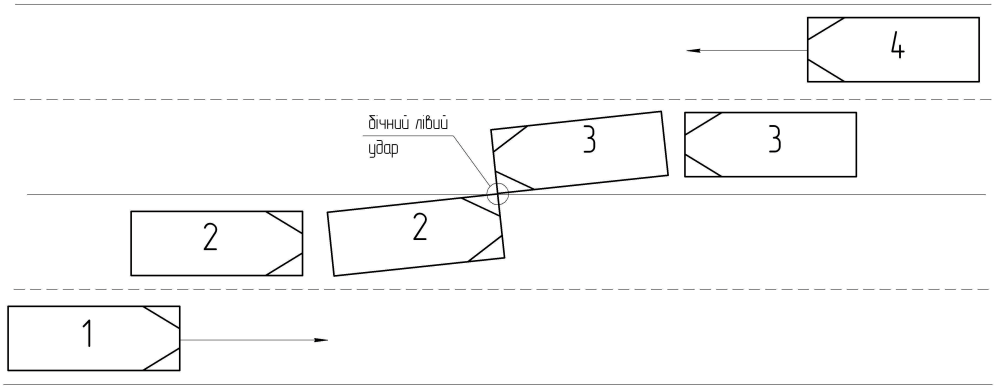


Рис. 3. Схема руху автомобілів ТП, які мають різнознакові відведення для передньої та задньої вісей

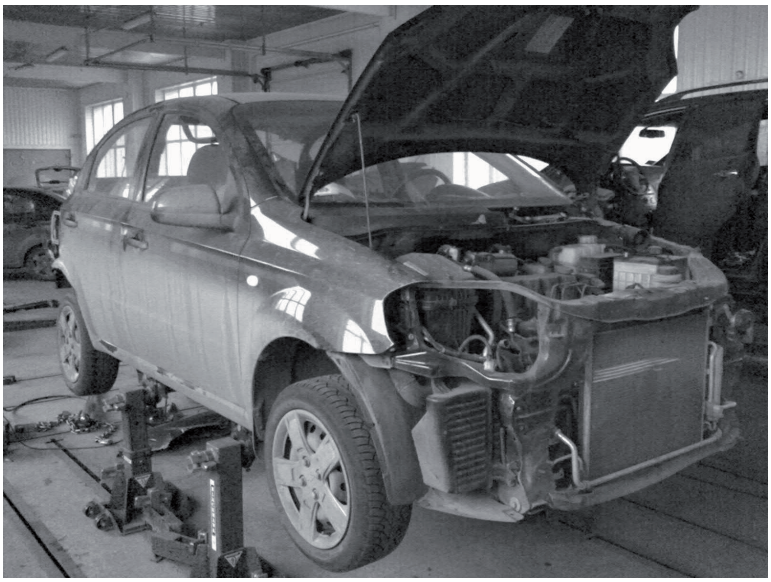


Рис. 4. Автомобіль Chevrolet Aveo доставлений після ДТП на СТО

Загальна сума на виконання наведених робіт складає 22 тис. грн, хоча в подібній ситуації, безумовно, в першу чергу мова йдеться про долю людей, що знаходились в автомобілі під час ДТП.

За умови одержання при діагностуванні характеристик бічного відведення можливе отримання характеристики КСР — біфуркаційної множини, що наведена на рис. 5.

Вигляд біфуркаційної множини обумовлений бічними силами, що в свою чергу зумовлені відведеннями еластичних коліс автомобіля. Можна прогнозувати наявність трьох стаціонарних режимів руху автомобіля в зоні 1, причому один з них буде стійким, а два інші — нестійкими (див. рис. 5). Для безлічі режимів руху, що характеризуються сукупністю точок Bn у зоні 2 (вище графіка) не існує стійких стаціонарних режимів — будь-які значення параметрів швидкості v або курсового кута повороту θ із цієї області викликають втрату курсової стійкості автомобіля — це зона нестійких режимів руху. Точка А (вершина біфуркаційної діаграми або точка повернення) характеризує умови втрати стійкості стаціонарного режиму руху автомобіля і визначає максимальну критичну швидкість руху. Самі криві графіка, що ведуть від точки А до горизонтальної осі, відповідають граничним значенням параметрів v та θ і визначають момент

втрати стійкості кругових стаціонарних режимів руху автомобіля. Особливої уваги заслуговує зона 3, що перебуває в безпосередній близькості під кривими на всій їхній протяжності, і де відбувається зміна курсової стійкості стаціонарного руху. Запас стійкості в цій зоні практично нульовий, тому в експлуатації необхідно уникати режимів руху, що характеризуються сукупністю крапок DK в зоні 3.

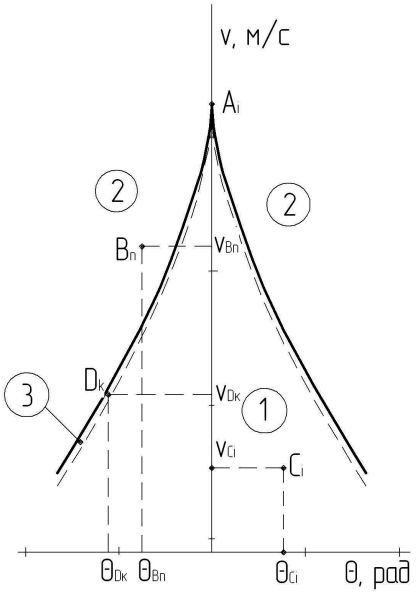


Рис. 5. Біфуркаційна множина

Таким чином, використовуючи результати вимірювання відведення для вісі при прямолінійному русі автомобіля та математичне моделювання, можна прогнозувати наступні ймовірні зони (для керуючих параметрів v і θ): найбільш сприятлива (зона 1 з параметрами v_1 і θ_1); недопустима при експлуатації (зона 2); критична або гранична зона, що потребує додаткового дослідження (зона 3).

З іншого боку, є можливість прогнозувати наявність стійких і нестійких стаціонарних режимів руху (рис. 6).

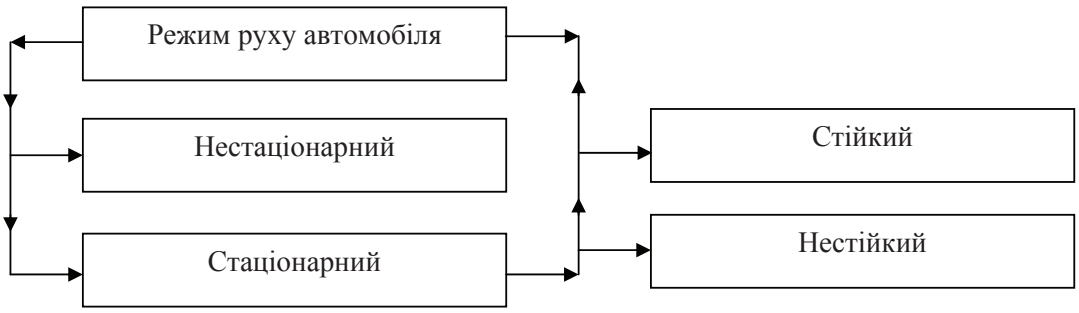


Рис. 6. Режими руху автомобіля

На стенді СТО «Онікс-Дон» відведення вісі автомобіля діагностується після ретельного вимірювання та регулювання кутів установки керованих коліс. Якщо відведення знаходиться в допустимих межах (0–7 м/км), то вид біфуркаційної множини може бути подібний графіку, що зображено на рис. 5. Більші значення відведення свідчать про наявність значної бічної або бічних сил (для двох вісей), напрямки дії яких можуть бути різними. В цьому випадку графік може зміщуватись відносно вісей координат (рис. 7) або змінюється вид лінії біфуркаційної множини (рис. 8).

Значення зон на рис. 7 відповідаю описаним вище зонам для рис. 5. Але для біфуркаційної множини, що представлена на рис. 8, значення зон буде наступним. Зона 1 характеризується наявністю двох стаціонарних режимів руху, з яких один буде стійким, а другий — нестійким. В зоні 2 не існує стаціонарних режимів руху. В зоні 4 існують чотири стаціонарних режимів руху, з яких два стійких та два нестійких.

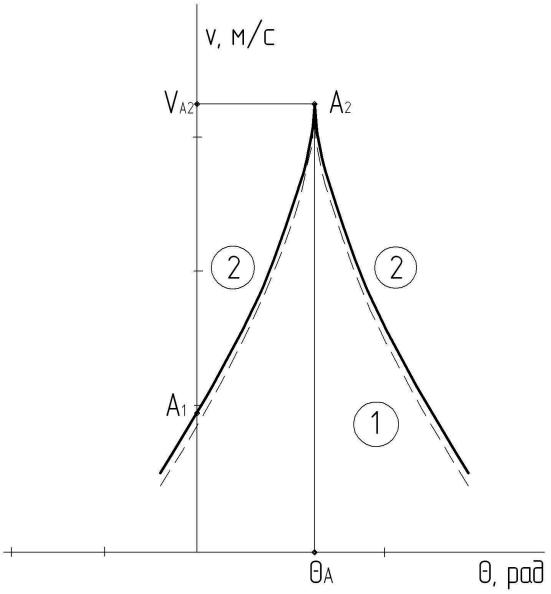


Рис. 7. Біфуркаційна множина при дії значних бічних сил одного напрямку

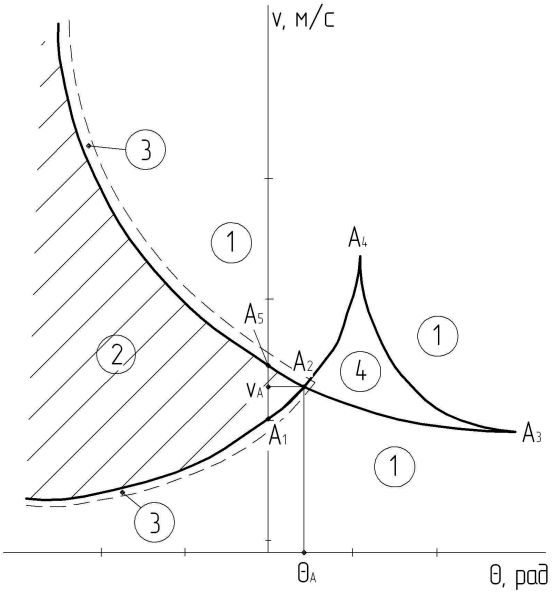


Рис. 8. Біфуркаційна множина у випадку, коли напрямки дії бічних сил передньої і задньої вісей протилежні

У випадку одержання подібних показників КСР після регулювання установки коліс з великою ймовірністю можна зробити висновок про нерівномірний знос протектора та нераціональне розташування шин на автомобілі.

Таким чином, вимірювання відведення при прямолінійному русі автомобіля (зі швидкістю пішохода) може дозволити одержати оцінки КСР і прогнозувати поведінку АТЗ.

Однак, найбільш цінною, з точки зору зниження ймовірності ДТП, є інформація про відведення еластичних шин КТЗ при його стаціонарному русі по колу [7]. Наведена важлива характеристика залежить від конструкції конкретного автомобіля та його окремих елементів, дороги і т.і., що обумовлює раціональність експериментального визначення відведення при випробуванні КТЗ.

Висновки

У випадку використання під час експлуатації автомобіля рекомендованих засобів, в тому числі стенда для вимірювання відведення вісі автомобіля, і за умов використання показників стійкості руху автомобіля, можна прогнозувати можливу поведінку КТЗ в ТП. Забезпечення КСР легкового автомобіля може бути ще надійніше, якщо використати метод визначення відведення шини під час руху КТЗ по колу.

Подальший розвиток

В подальшому планується експериментальним шляхом дослідити відтворюваність та точність визначення бічного відведення осей автомобіля на стенді для визначення відведення коліс, що входить до складу лінії діагностики ходової частини легкових автомобілів. У разі отримання прийнятних для наукових досліджень результатів — скласти план експерименту та дослідити вплив на КСР розташування та зносу шин, а також таких експлуатаційних факторів, як тиск повітря в шинах та вертикальне навантаження.

Список літератури

1. Бакфиш К., Хайнц Д. Новая книга о шинах. — М.: ООО «Изд-во Астрель»: ООО «Изд-во АСТ», 2003. — 303 с.

2. Бруннер Х., Аусбург К., Ешор М., Шмалер І. Нова лабораторія для випробувань шин та ходової частини автомобілів у технічному університеті Дрездена//Вісник північного наукового центру ТАУ. — 2002. — Вип. 5. — С. 59–62.

3. Каталог оборудования для СТО и автомобильных запчастей//BOSCH.— 2007.—1987720174/01.— С.30.

4. http://www.amtech.com.ua/d/vic3000.htm

5. ГОСТ 4754–97. Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. — Взамен ГОСТ 4754–80; Введ. в Украине 01.01.2000. — К.: Изд — во стандартов, 1999. — 24 с.

5. Дугельний В.М. Покращання показників курсової стійкості легкового автомобіля з урахуванням силової неоднорідності його шин: Автореф. дис.… канд. техн. наук: 05.22.02/Національний. трансп. ун-т. — Київ, 2006. — 20 с.

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

Аннотация

Рассмотрен вопрос о влиянии изменения технического состояния шин на показатели курсовой устойчивости движения легкового автомобиля, который двигается в транспортном потоке. Приведены способы диагностирования технического состояния шин. Показаны возможные показатели курсовой устойчивости движения — бифуркационные множества, с помощью которых есть возможность прогнозирования поведения автомобиля.

Abstract

The question about influence of changing of tyre technical condition on the factors of course stability of the moving passenger car, which is moving in transport flow, is considered. The ways of diagnosis of tyre technical condition are given. The possible factors of course stability of motion are shown — bifurcation sets, by means of which there is possibility of the forecasting of the car behaviour.

Стаття надійшла до редакції 12.04.2008 р.

АВТОРИ НОМЕРУ

1. Абрамова Л.С., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
2. Бугайов І.С., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
3. Бударецький Ю.І., НВП “Ефір-С” у Львівській області
4. Горбатій П.О., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
5. Грубель М.Г., Львівський інститут Сухопутних військ
6. Денисенко Т.Н., Донецький інститут автомобільного транспорту
7. Дугельний В.М., Автомобільно-дорожній інститут Донецького національного технічного університету
8. Енглезі І.П., Донецький інститут автомобільного транспорту
9. Зайцев В.Г., представництво концерну Robert Bosch в Донецькій області
10. Костенко А.В., Донецький інститут автомобільного транспорту
11. Лисенко Е.В., Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»
12. Макаров В.А., Донецький інститут автомобільного транспорту
13. Макарова Т.В., Донецький інститут автомобільного транспорту
14. Маліненко Є.М., Донецький інститут автомобільного транспорту
15. Наумець М.О., НВП “Ефір-С” у Львівській області
16. Пирогов Ю.І., Донецький державний університет управління
17. Федоров А.О., Харківський національний технічний університет
18. Чеклов В.Ф., Донецький державний інститут залізничного транспорту
19. Чеклова В.М., Донецький державний інститут залізничного транспорту
20. Хоменко В.В., Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»
21. Шеховцов О.І., Донецький державний інститут залізничного транспорту
22. Шостак І.В., Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»

Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту

№ 3
жовтень
2008

Науковий журнал

Засновник:
Донецький інститут
автомобільного транспорту

Видавець:
ТОВ «Дончанка-інформ»
Адреса: 83000, м. Донецьк,
вул. Горького, 146

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: diat@yandex.ru

Рекомендовано до друку вченою радою Донецького інституту автомобільного транспорту.
Протокол № 1 від 08.10.2008 р.

Редакційна колегія:

Головний редактор
Енглезі І.П., *ректор ДІАТ, канд. техн. наук*

Члени редколегії:
Бєлов Ю.В., *канд. техн. наук, доцент*
Бєлоусов В.В., *д-р техн. наук, професор*
Вербицький В.Г., *д-р фіз.-мат. наук, професор*
Вовк Л.П., *д-р техн. наук, професор*
Головченко І.П., *канд. техн. наук, доцент*
Горожанкін С.А., *д-р техн. наук, професор*
Доля В.К., *д-р техн. наук, професор*
Жирнов А.А., *канд. техн. наук, доцент*
Заренбін В.Г., *д-р техн. наук, професор*
Казанцев Є.І., *д-р техн. наук, професор*
Лук'янченко Н.Д., *д-р економ.. наук, професор*
Макаров В.А., *канд. техн. наук, доцент*
Макогон Б.П., *канд. фіз.-мат. наук, доцент*
Міщенко М.І., *д-р техн. наук, професор*
Муромець Н.Є., *канд. економ. наук, доцент*
Поліщук В.П., *д-р техн. наук, професор*
Сахно В.П., *д-р техн. наук, професор*
Спорихін В.Я., *д-р техн. наук, професор*
Сунцов М. В., *д-р хім. наук, професор*
Тернов С.О., *канд. техн. наук, ст. 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:
ТОВ «Дончанка-інформ»
Адреса: 83000, м. Донецьк,
вул. Горького, 146

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

В 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: diat@yandex.ru

Рекомендовано до друку вченою радою Донецького інституту автомобільного транспорту.
Протокол № 1 від 08.10.2008 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 08.10.2008 р. Формат 60x84/8. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 7 Наклад 300 прим.

Віддруковано у друкарні «ЮрСервіс»
83000, м. Донецьк, вул. Артема, 97
Тел.: (062) 387-20-31.

© **Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту, 2008**

Зміст

Транспортні технології

Селяков Е.Б., Селякова С.М. **Методологические аспекты управления требованиями в проектируемых системах** **4**

Федоров Е.Е. **Методика шумоочистки для вербальной системы управления автомобилем** **8**

Калюжный М.В. **Закономерности изменения времени простоя транспортных средств на остановочных пунктах маршрута городского пассажирского транспорта** **15**

Транспорт і двигуни внутрішнього згоряння

Банников В.О., Вербицкий В.Г. **Анализ устойчивости прямолинейного движения трехколесного экипажа** **20**

Волков В.П., Дюкарев Н.В., Волков Ю.В. **Анализ и перспективы развития тормозного управления автомобиля** **32**

Макаров В.А., Воловненко Е.Г., Даценко А.С., Макарова Т.В. **О подходе к оценке экологических последствий роста интенсивности автомобильных потоков** **36**

Сунцов Н.В., Макаров В.А., Куплинов А.В. **К вопросу об оценке коєффициента сопротивления воздуха и числа Рейнольдса при движении автомобиля** **42**

Автори номеру **47**

Правила подання та оформлення статей **48**

УДК 004.414.22

СЕЛЯКОВ Е.Б., СЕЛЯКОВА С.М.,
Государственный университет информатики и искусственного интеллекта

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УПРАВЛЕНИЯ ТРЕБОВАНИЯМИ В ПРОЕКТИРУЕМЫХ СИСТЕМАХ

Рассмотрены методологические аспекты процесса управления требованиями при проектировании сложных систем. Процесс управления требованиями представлен в виде спиральной модели развития системы. Выделены составные элементы одного итерационного шага спиральной модели

Постановка проблемы

Любая сложная работа по проектированию вновь создаваемых систем и решений проходит этап выявления и обработки требований к решению, где *требование* — условие, которое должна удовлетворять система, или свойство, которым она должна обладать, чтобы удовлетворить потребность пользователя в решении некоторой задачи, а также удовлетворить требования контракта, стандарта или спецификации [1]. Однако в настоящее время в отраслях производства и общественных служб не существует единого подхода к проблеме определения и управления требованиями при разработке и внедрении в них вновь создаваемых проектов. Этот этап работ часто не выделяется в виде отдельной, логически и организационно обособленной стадии разработки проекта, что является следствием недостаточного понимания важности строгого подхода в данном вопросе. Список требований нередко окончательно формируется разработчиками и заказчиками уже на более поздних стадиях разработки, поэтому часто возникает необходимость коренной переработки уже сделанного по проекту. Вообще стоимость устранения ошибок, допущенных при определении требований к системе, может достигать 80% от первоначальной сметы проекта, что характеризует процесс определения и обработки требований как один из важнейших при проектировании любых сложных систем и решений. Таким образом, актуальной является проблема разработки единой методологии управления требованиями, применение которой обеспечивало бы эффективность работы с требованиями на всех этапах проектирования систем.

Анализ литературных источников

В настоящее время основным подходом к определению и организации требований является составление технических заданий на разработку проектов. Достоинством этого подхода является его методическая обеспеченность, квалификация существующих кадров. К его недостаткам можно отнести трудоёмкость процедуры разработки, отсутствие инструментальных средств поддержки, каскадную идеологию цикла разработки. Это приводит к тому, что зачастую технические задания не вполне проработаны, поскольку заказчик не готов ожидать месяцы, пока техническое задание будет создано в полном объёме. Отсутствие инструментальных средств замедляет процесс разработки технических заданий и ставит конечный результат в зависимость от индивидуальных предпочтений разработчика, что означает отсутствие единообразия в составляемых заданиях. В рамках каскадной идеологии цикла разработки проектов этап разработки технического задания должен быть полностью завершён до начала непосредственных работ по проектированию.

Вместе с тем, существуют и развиваются теоретические и методологические основы проектирования информационных систем [1, 2], особенно процессов разработки программного

обеспечения. В рамках этих подходов, в частности, выделены принципы управления требованиями (*requirements management*) [3] и разработаны методологии моделирования требований. На основании этого предлагается рассматривать процесс управления требованиями при проектировании систем с позиции идеологии спирального жизненного цикла развития требований.

Постановка задачи

Представить процесс управления требованиями в проектируемых системах в виде спирального жизненного цикла развития требований.

Основной раздел

С учётом специфики проектов по сравнению с разработкой программного обеспечения предлагается рассматривать процесс управления требованиями в виде ***спирального жизненного цикла развития требований***, представленного на рис. 1. Каждый виток спирали (итерация) состоит из следующих ***этапов развития требований***:

- сбор требований;
- классификация требований;
- определение атрибутов требований;
- устранение противоречий в требованиях;
- выбор требований, необходимых на данной итерации и отсев остальных;
- трассировка требований.

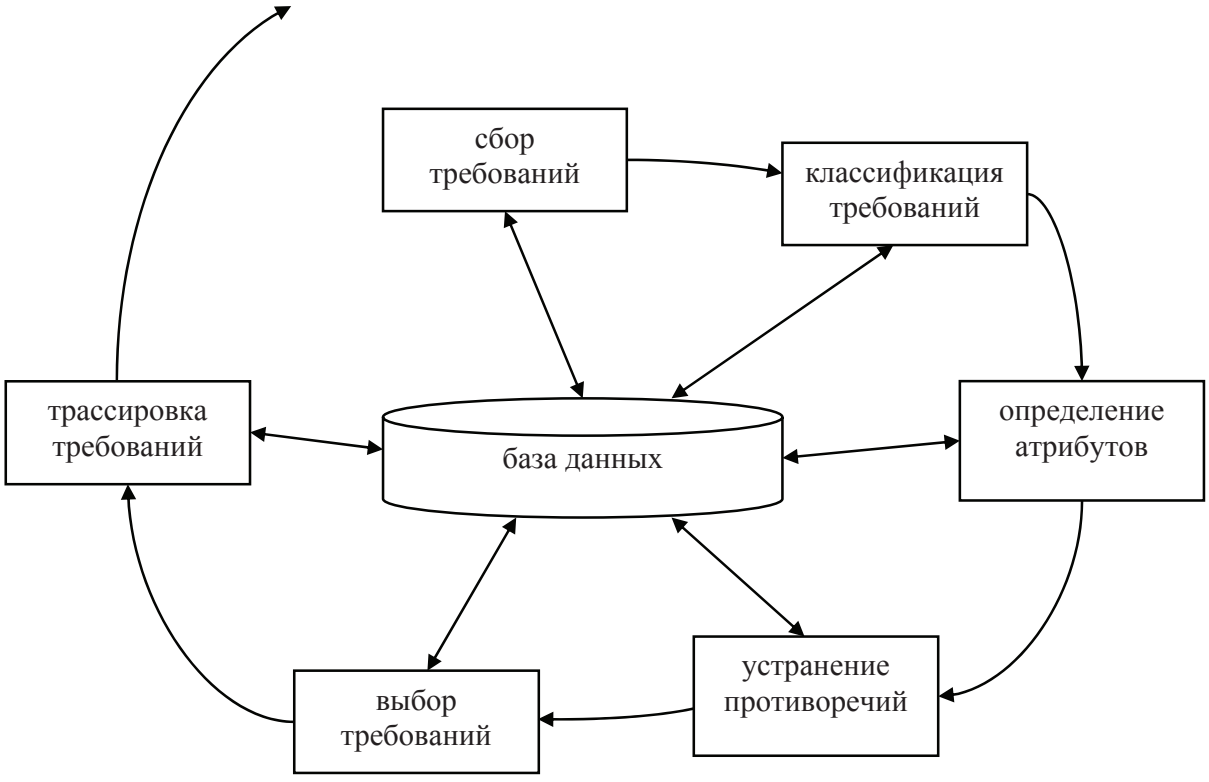


Рис. 1. Спиральный жизненный цикл развития требований

Исполнение указанных этапов итераций позволяет соответствовать 1–5 уровням зрелости процесса управления требованиями в терминах Rational Unified Process (RUP) [4]: требования записаны в согласованном формате; требования организованы, используются стандартные форматы и метаданные о требованиях, поддерживается контроль версий; требования структурированы в соответствии со своими типами; требования отслеживаются в соответствии с их типом; требования интегрируются с процессами.

Каждый уровень зрелости процесса управления требованиями отображает всё более высокую степень понимания требований проекта, как со стороны заказчиков, так и со стороны разработчика проекта. Чем выше степень понимания требований, тем выше вероятность успешного завершения проекта.

Этап сбора включает в себя процедуры выявления и извлечения требований. Для выявления требований используются следующие методы: собеседование; анкетирование; моделирование и анализ технологических процессов; сессии по выявлению требований; создание и демонстрация пользователям работающих прототипов систем (для выявления замечаний и дополнительных требований). Под *извлечением требований* будем понимать процесс разложения спецификаций и описаний известных реализованных систем в соответствующей предметной области. В результате сбора накапливается множество требований из различных источников с различными формами записи. В завершение этапа сбора происходит запись выявленных и извлечённых требований в едином формате представления. Формат представления требований выбирается исходя из соображений его соответствия предметной области.

Классификация требований представляет собой процесс их упорядочивания по классам и типам. Основное деление требований производится на классы функциональных и нефункциональных требований. *Функциональные требования* определяют действия, которые должна выполнять система, без учета ограничений, связанных с ее реализацией. Тем самым, функциональные требования определяют поведение системы в процессе работы. *Нефункциональные требования* не определяют поведение системы, но описывают ее атрибуты или атрибуты системного окружения. Примерами типов нефункциональных требований могут являться требования к применению, требования к производительности, требования к реализации, требования к надежности, требования к интерфейсам и т. д. [2] Важно отметить, что требование не должно быть проектным решением — способ реализации требования определяется на стадии проектирования системы. Если требование является проектным решением, то такое требование должно быть отмечено как ограничение.

На этапе определения ***атрибутов*** требований определяются значения некоторого набора характеристик, которые необходимы для целей обработки накопленных требований в рамках конкретного проекта либо предметной области. Стандартный набор атрибутов (который может быть расширен при необходимости) состоит из приоритета (высокий, средний, низкий); статуса (предложено, одобрено, утверждено, реализовано, верифицировано); стоимости (высокая, средняя, низкая или числовое значение); сложности реализации (высокая, средняя, низкая); стабильности (высокая, средняя, низкая); исполнителя (сотрудник, подразделение) [1]. В то время как для части атрибутов может быть найдено объективное правило определения значений, для значительной части атрибутов значения задаются исходя из субъективного видения руководителя проекта. Однако, даже такое субъективное задание значений атрибутов существенно снижает меру неопределённости в проекте в силу того, что оно явно исходит из единого источника, а не формируется в неявном виде, как это происходит в большинстве разрабатываемых проектов.

Этап ***устранения противоречий*** в требованиях предназначен для отсеивания требований, одновременное исполнение которых не возможно в рамках конкретного проекта. Выявление противоречивых требований возможно в силу того, что на предыдущих этапах итерации требования записываются в едином формате и разбиваются на классы и типы, позволяющие легко обнаруживать противоречия. Известные значения атрибутов требований дают возможность

формализовать процесс устранения противоречивых требований на основе приоритетности тех или иных требований. Устранение противоречия в требованиях осуществляется либо путём корректировки противоречащих требований, либо путём их исключения.

Выбор требований, необходимых на конкретной итерации, производится с целью определения того набора требований, который должен быть реализован на данной итерации циклического процесса разработки. Это позволяет производить последовательные приближения к конечному результату разработки проекта в рамках идеологии спиральной разработки, не отвлекаясь на реализацию малозначимых на данной итерации требований. Поддержка выбора может производиться посредством соответствующих программных средств анализа требований с учётом их принадлежности к классам и типам и их атрибутов. Анализ осуществляется при помощи графиков, диаграмм, таблиц соответствия и прочих средств представления данных.

Для обеспечения контроля состояния проекта и анализа воздействия изменений в требованиях на весь проект до того, как эти изменения будут произведены, а также для определения того, на какие компоненты повлияет внесение изменения, производится ***трассировка требований***. *Трассировка требований* — это установка связей требований с другими требованиями или проектными решениями [3]. Каждое изменение, появление новых и удаление старых требований фиксируется в базе данных проекта. Таким образом, в базе данных содержатся текущая конфигурация требований и все предыдущие состояния конфигурации. Это позволяет проследить историю всех изменений проекта, наладить контроль версий и отображать структуру требований.

Выводы

В работе представлены методологические аспекты управления требованиями в проектируемых системах. Научная новизна работы заключается в том, что на смену используемой идеологии представления требований в виде технических заданий предложена методология управления требованиями в контексте спиральной модели разработки системы. Практическая значимость работы состоит в том, что представленные аспекты управления требованиями можно применять на этапе определения требований к вновь разрабатываемым системам.

Список литературы

Вендров А.М. Проектирование программного обеспечения экономических информационных систем: Учебник. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Финансы и статистика, 2006.

Боггс У., Боггс М. UML и Rational Rose: Пер. с англ. — М.: ЛОРИ, 2000.

Леффингуэлл Д., Уидриг Д. Принципы работы с требованиями к программному обеспечению. Унифицированный подход: Пер. с англ. — М.: Вильямс, 2002.

Крантен Ф. Введение в Rational Unified Process: Пер. с англ. — М.: Вильямс, 2002.

Анотація

У статті розглянуті методологічні аспекти процесу управління вимогами при проектуванні складних систем. Процес управління вимогами представлений у вигляді спіральної моделі розвитку системи. Виокремлено складові елементи одного ітераційного кроку спіральної моделі.

Abstract

In the article the methodological aspects of requirements management process are considered at planning of the complex systems. The requirements management process is shown as a spiral model of the system development. The component elements of one iteration step of spiral model are chosen.

Стаття надійшла до редакції 11.08.2008 р.

УДК 004.934.1'1

ФЕДОРОВ Е.Е., к.т. н., доц., Донецкий институт автомобильного транспорта

МЕТОДИКА ШУМООЧИСТКИ ДЛЯ ВЕРБАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕМ

Для повышения надежности вербального управления автомобилем в статье предлагается методика шумоочистки на основе аппроксимированного непрерывного вейвлет-преобразования и обобщенной классификации звуков речи и проводится численное сравнение предложенной методики и адаптивной одноканальной фильтрации

Постановка проблемы

В современной отечественной и мировой практике активно ведутся разработки интеллектуальных систем управления движением транспорта. При создании интеллектуальной системы необходимо решить подавления шума в сигнале.

Анализ последних исследований и публикаций

В работе [1] приводится структура и функциональные особенности интеллектуальных систем управления. В работах [2–5] описываются методы цифровой обработки (дискретное преобразование Фурье, цифровая фильтрация, кепстральный анализ, кодирование с линейным предсказанием, непрерывное и дискретное вейвлет-преобразование) речевого сигнала.

В работах [2–5] не проводится количественный анализ предложенных методов очистки сигнала от шума, а в монографии [6] не исследуется розовый шум и адаптивная одноканальная фильтрация.

Цель статьи

Разработать методику шумоочистки и провести численное сравнение предложенной методики и адаптивной фильтрации.

Основной материал

В статье для повышения надежности вербальной системы управления автомобилем, предложенной в работе [7], создается методика подавления шума посредством непрерывного вейвлет-преобразования и учета классов звуков речи и проводится численное сравнение предложенной методики с традиционной адаптивной фильтрацией.

1. Одноканальный адаптивный фильтр

Вначале рассмотрим традиционно используемый для подавления помех в сигнале адаптивный фильтр.

Поскольку при речевом управлении объектами чаще всего используется один микрофон, в статье рассматривается только одноканальный адаптивный фильтр, использующий временную задержку длиной D (рис.1) [3].

Алгоритм построения одноканального адаптивного фильтра (рис.1) состоит из следующих шагов

0. Инициализация

$$a_i := 0, \quad i \in \overline{-M, M}$$

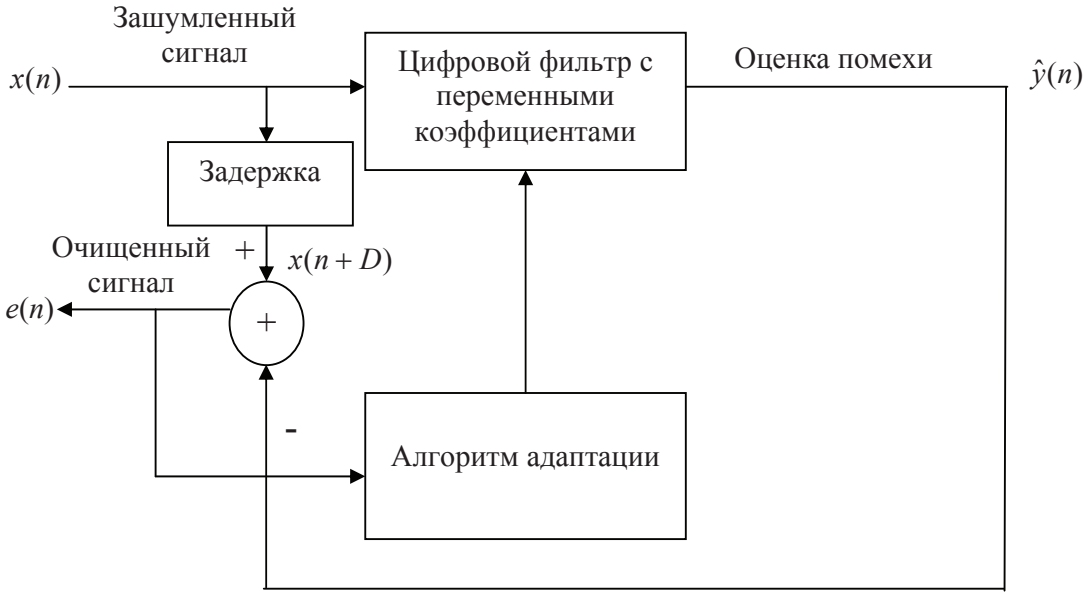


Рис. 1. Структурная схема одноканального адаптивного фильтра

$$e(n) := x(n), \quad n \in \overline{0, 2M + D}$$

$\tilde{y}(n) := x(n), \quad n \in \overline{0, N-1}$, N — длина сигнала

1. $\tilde{y}(n) := \sum_{i=-M}^{M} a_i \tilde{y}(n-i)$

2. Вычисление сигнала ошибки

$$e(n + (2M + 1 + D)) := x(n + (2M + 1 + D)) - \dot{y}(n),$$

3. Настройка коэффициентов фильтра

$$a_i := a_i + 2\mu \tilde{y}(n-i) e(n + (2M + 1 + D)), \quad i \in \overline{-M, M}$$

где μ — коэффициент адаптации, $0 < \mu < \frac{2}{(M+1)\overline{x}}$,

$$\overline{x} = \frac{\sum_{n=0}^{N-1} x^2(n)}{N}.$$

4. $n := n + 1$

Результатом работы алгоритма является сигнал $e(n)$, $e(n) \approx s(n)$

2. Авторская методика ФЕОС-НВП

Методика ФЕОС-НВП осуществляет очистку сигнала посредством аппроксимированного непрерывного вейвлет-преобразования [4,5] и учитывает обобщенную классификацию звуков речи. Она включает в себя разложение, преобразование коэффициентов разложения, восстановление сигнала.

2.1. Разложение сигнала

Производится декомпозиция сигнала $x(n)$ на P уровней.

$$d_{il} = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) a_0^{-i/2} \psi\left(a_0^{-i} n - b_0 l\right) \Delta t, \quad l \in \overline{0, N-1}, \quad i \in \overline{1, P}$$

где $\psi(\xi)$ — вейвлет, Δt — шаг квантования.

Например, если выбран вейвлет Морле $\psi(t)$,

$$\psi(t) = (2\pi)^{-1/2} \cos(\omega_0 t) e^{-t^2/2}, \quad \omega_0 = 5$$

2.2 Преобразование коэффициентов разложения

1) Сигнал разбивается на фреймы длиной ΔN. Для s-го фрейма на i-м уровне разложения вычисляется энергия

$$DE_{si} = \sum_{m=(s-1)\Delta N}^{s\Delta N} d_{im}^2$$

2) Для s-го фрейма по всем уровням разложения вычисляется мера контрастности:

$$Contr_{si}^{CWT} = DE_{si} \Big/ \sum_{j=1}^{i} DE_{sj}, \quad i \in \overline{1, P}$$

3) Тип каждого k-го фрейма определяется следующим образом:

$$n = \arg\max_t \left\{ \sum_{\gamma \in \Theta} \delta_{tk\gamma} \right\}, \quad \Theta \subset \{1, \ldots, P\},$$

$$\delta_{1k\gamma} = \begin{cases} 1, & \alpha_{1\gamma} < Contr_{k\gamma}^{CWT} < \alpha_{2\gamma} \\ 0, & \textit{иначе} \end{cases},$$

$$\delta_{2k\gamma} = \begin{cases} 1, & \alpha_{1\gamma} > Contr_{k\gamma}^{CWT} \\ 0, & \textit{иначе} \end{cases},$$

$$\delta_{3k\gamma} = \begin{cases} 1, & Contr_{k\gamma}^{CWT} > \alpha_{2\gamma} \\ 0, & \textit{иначе} \end{cases}$$

где $\alpha_{1\gamma}$, $\alpha_{2\gamma}$ — пороги, которые автоматически вычисляются в подсистеме адаптации и представляют собой минимальное и максимальное значение контрастности шума на уровне g, Q — подмножество уровней, получаемое в результате численного исследования.

$$n = \begin{cases} 1, & \textit{шум} \\ 2, & \textit{шипящий} \\ 3, & \textit{тональный} \end{cases}$$

Для совокупности фреймов при n=1 вычисляются средние энергии и отклонения от них:

$$AverageDE_i = \sum_k DE_{ki} \Big/ K,$$

$$SDE_i = \frac{1}{K}\sqrt{\sum_k \left(DE_{ki} - AveregeDE_i\right)^2}, \quad i \in \overline{1,P}$$

где K — количество фреймов, содержащих только шум

4) Производится изменение вейвлет-коэффициентов в соответствии с типом s-го фрейма:

4.1) Если фрейм содержит только шум, т. е. n=1, то обнуляются все вейвлет-коэффициенты

$$d_{im} = 0, \quad m \in \overline{(s-1)\Delta N, s\Delta N}, \quad i \in \overline{1,P}$$

4.2) Если фрейм содержит шумные глухие щелевые и смычно-щелевые звуки, т. е. n=2, и для вейвлет-коэффициентов выполняется условие

$$d_{im} < \sqrt{AveregeDE_i} + SDE_i,$$

то они обнуляются

$$d_{im} = 0;$$

иначе заменяются разностью

$$d_{im} - \sqrt{AverageDE_i / \Delta N}$$

4.3) Если фрейм содержит тональные (шумные звонкие, сонорные или гласные) звуки, т. е. n=3, и для вейвлет-коэффициентов выполняется условие

$$d_{im}^2 < AverageDE_i / \Delta N,$$

то они обнуляются

$$d_{im} = 0;$$

иначе заменяются разностью

$$d_{im} - \sqrt{AverageDE_i / \Delta N}$$

2.3. Восстановление сигнала

По полученным новым вейвлет-коэффициентам производится реконструкция сигнала.

$$\tilde{x}(n) = \sum_i \sum_l d_{il} a_0^{-i/2} \psi\left(a_0^{-i} n - b_0 l\right)$$

3. Численное исследование

Для проведения численного исследования метод одноканального адаптивного фильтра и авторская методика ФЕОС-НВП были программно реализованы. Для этих методов в качестве длины фрейма выбиралось ΔN =512 (примерно 20 мс). В качестве сигнала было выбрано слово «Саша» с частотой дискретизации 22050 Гц, 8-бит, моно (рис.2).

Этот сигнал вначале зашумлялся коричневым шумом (его энергетический спектр $W(k)$ обратно пропорционален квадрату частоты k) с отношением сигнал/шум 12 дб посредством стандартного звукового редактора CoolEdit 95. Этот вид шума был выбран исходя из того, что он характерен для помех, создаваемых внешней средой (шум дождя, транспорта и др.). На рис. 3–5 приведены:

зашумленный коричневым шумом (рис. 3), сигналы, очищенные с помощью одноканального адаптивного фильтра (M =10, D =1000) (рис. 4) и авторской методики ФЕОС-НВП (рис. 5).

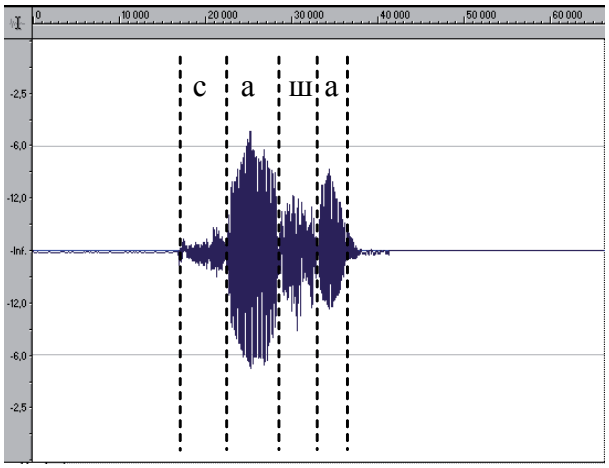


Рис. 2. Исходный сигнал

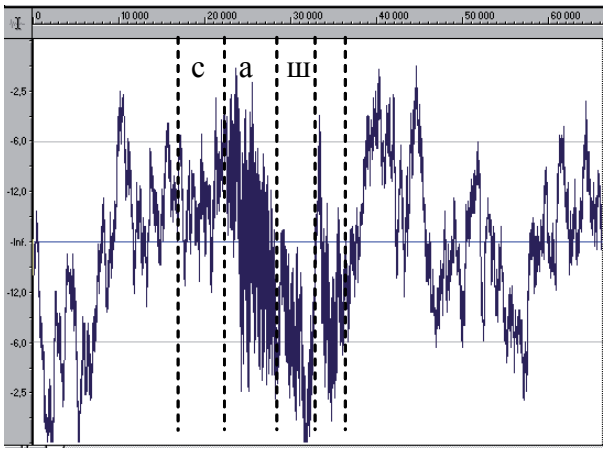


Рис. 3. Сигнал, зашумленный коричневым шумом

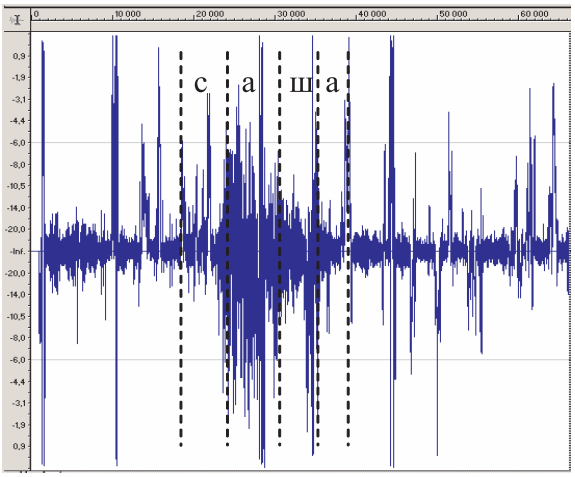


Рис. 4. Сигнал, очищенный от коричневого шума с помощью одноканального фильтра

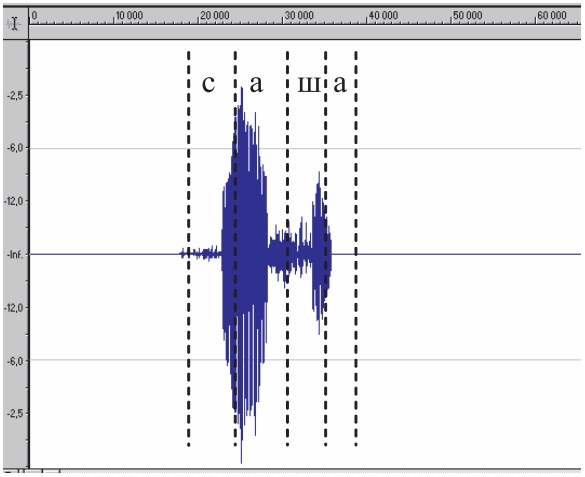


Рис. 5. Сигнал, очищенный от коричневого шума с помощью ФЕОС-НВП

Затем сигнал зашумлялся белым шумом (его энергетический спектр $W(k)$ равномерно распределен по частотному диапазону) с отношением сигнал/шум 12 дб посредством стандартного звукового редактора CoolEdit 95. Этот вид шума был выбран исходя из того, что он характерен для помех, создаваемых техническими устройствами. На рис. 6–8 приведены: сигнал, зашумленный белым шумом (рис. 6), сигнал, очищенный с помощью одноканального адаптивного фильтра (M =10, D =1000) (рис. 7) и авторской методики ФЕОС-НВП (рис. 8).

После чего сигнал зашумлялся розовым шумом (его энергетический спектр $W(k)$ прямо пропорционален квадрату частоты k) с отношением сигнал/шум 2.5 дб посредством стандартного звукового редактора CoolEdit 95. Этот вид шума был выбран исходя из того, что его частотный диапазон близок к частотному диапазону речи. На рис. 9–11 приведены: сигнал, зашумленный белым шумом (рис. 9), сигнал, очищенный с помощью одноканального адаптивного фильтра (M =10, D =1000) (рис. 10) и авторской методики ФЕОС-НВП (рис. 11).

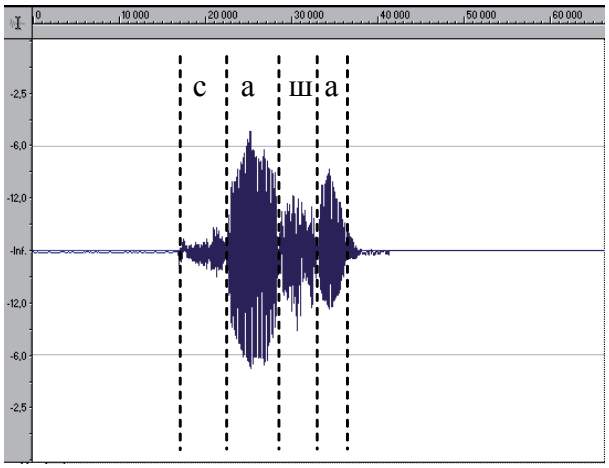


Рис. 6. Сигнал, зашумленный белым шумом

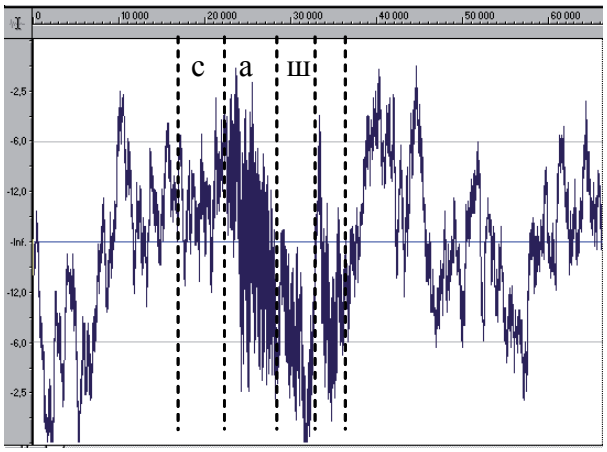


Рис. 7. Сигнал, очищенный от белого шума с помощью одноканального фильтра

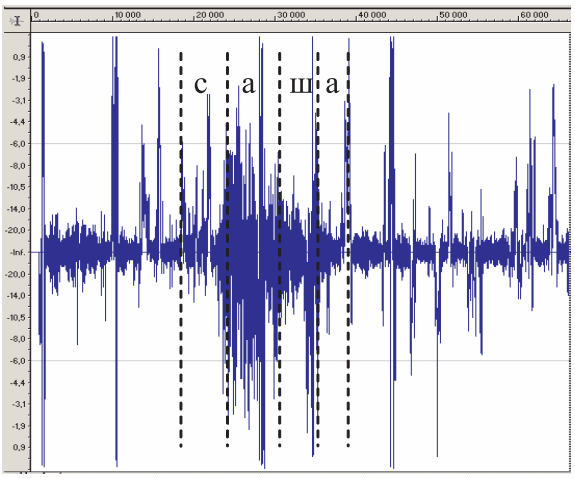


Рис.8. Сигнал, очищенный от белого шума с помощью ФЕОС-НВП

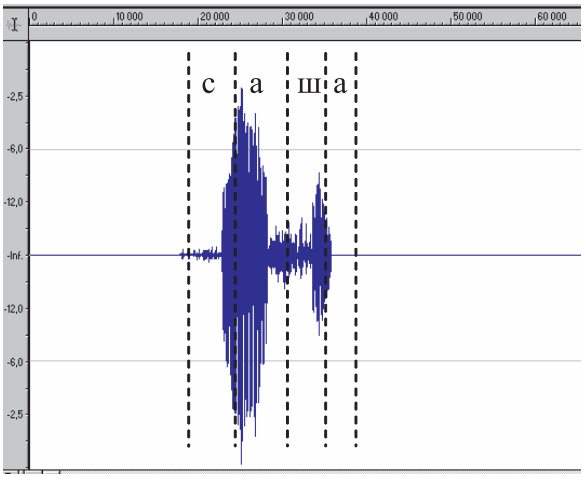


Рис. 9. Сигнал, зашумленный розовым шумом

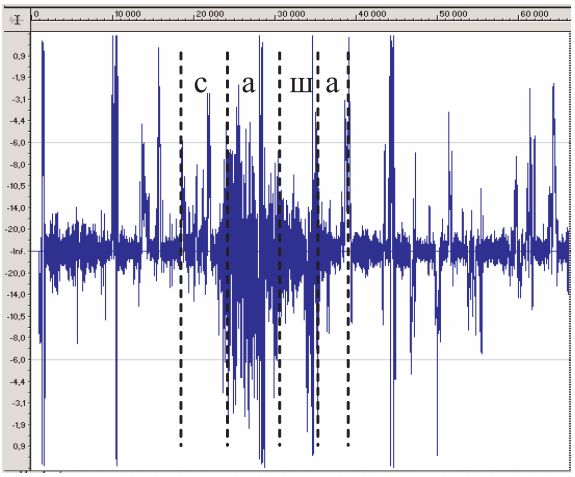


Рис.8. Сигнал, очищенный от белого шума с помощью ФЕОС-НВП

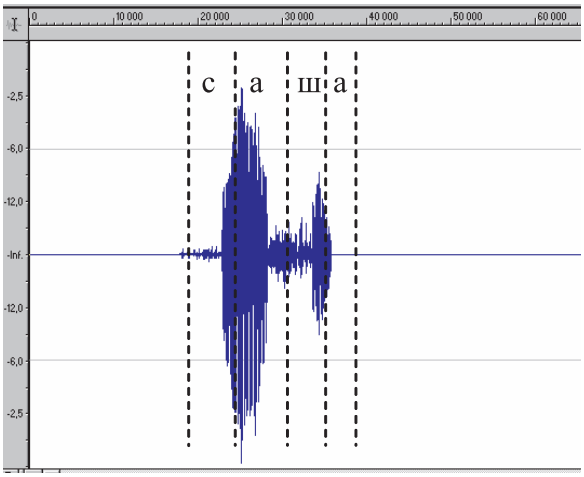


Рис. 9. Сигнал, зашумленный розовым шумом

Численное исследование позволяет сделать вывод, что в отличие от метода одноканального адаптивного фильтра (рис. 4, 7, 10), реализованная авторская методика ФЕОС-НВП (рис. 5, 8, 11) полностью подавляет шум в сигнале слева и справа от произнесенного слова.

Методики очистки от шума были оценены по функционалу ошибки (1).

$$F = \sum_{s=1}^{N/\Delta N} \left(\frac{\sum_{n=0}^{\Delta N} \left(\tilde{x}_s^*(n) - \tilde{x}_s(n) \right)^2}{\sum_{n=0}^{\Delta N} \left(\tilde{x}_s^*(n) \right)^2} \right) \to \min \qquad (1)$$

где $\tilde{x}_s(n)$ — полученный очищенный сигнал, $\tilde{x}_s^*(n)$ — ожидаемый сигнал.

Согласно табл.1, методика ФЕОС-НВП является более перспективной (математическое ожидание $m(F) = 88$ для коричневого, $m(F) = 70$ для белого шума и $m(F) = 77$ для розового шума при среднеквадратическом отклонении 0.05) чем одноканальная фильтрация.

Таблица 1

Результаты численного исследования методик шумоочистки для белого, коричневого и розового шума

Шум	Методика	m (F)
Белый	Одноканальный адаптивный фильтр	619796
	ФЕОС-НВП	70
Коричневый	Одноканальный адаптивный фильтр	12392900
	ФЕОС-НВП	88
Розовый	Одноканальный адаптивный фильтр	6278350
	ФЕОС-НВП	77

Выводы

В статье для повышения надежности вербальной системы управления автомобилем, были предложены методика подавления шума посредством непрерывного вейвлет-преобразования и учета классов звуков речи и проведено численное сравнение предложенной методики с традиционной адаптивной фильтрацией. Основные положения данной работы предназначены для реализации в интеллектуальных системах управления движением транспорта.

Список литературы

1. Интеллектное управление динамическими системами/С.Н. Васильев, А.К. Жерлов, Е.А. Федосов, Б.Е. Федунов. — М.: Физико-матем. лит-ра, 2000. — 352 с.

2. Rabiner L.R., Jang B.H. Fundamentals of speech recognition. — New Jersey: Prentice Hall PTR, Englewood Cliffs, 1993. — P. 507.

3. Секунов Н.Ю. Обработка звука на PC. — СПб.: БХВ — Санкт-Петербург, 2001. — 1248 с.

4. Добеши И. Десять лекций по вейвлетам. — М.: РХД, 2004. — 464 с.

5. Малла С. Вэйвлеты в обработке сигналов. — М.: Мир, 2005. — 671 с.

6. Федоров Е.Е. Модели и методы преобразования речевых сигналов. — Донецк: изд-во «Норд-Пресс», 2006. — 260 с.

7. Федоров Е.Е. Структура и функциональные особенности вербальной системы управления автомобилем//Вестник Донецкого института автомобильного транспорта. — 2007. — №4. — С. 60–72.

Анотація

Для підвищення надійності вербального керування автомобілем у статті пропонується методика шумоочищення на основі апроксимованого безперервного вейвлет-перетворення

й узагальненої класифікації звуків мови й проводиться чисельне порівняння запропонованої методики й адаптивної одноканальної фільтрації.

Abstract

For increase of a reliability of verbal control the automobile in the article the technique noise clearing because approximation continuous wavelet-transformation and generalized classification of sounds of speech is offered and the numerical comparison of an offered technique and adaptive one channel filtrations is carried out.

Стаття надійшла до редакції 28.09.2008 р.

УДК 656.11.021.2

Калюжный М.В., ст. преп., Донецкий институт автомобильного транспорта

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ВРЕМЕНИ ПРОСТОЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ОСТАНОВОЧНЫХ ПУНКТАХ МАРШРУТА ГОРОДСКОГО ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА

Для определения целесообразной длины перегона маршрута городского пассажирского транспорта на основании результатов натурных обследований определена значимость факторов, влияющих на продолжительность простоя транспортных средств на остановочных пунктах

Введение

Рост организованности городов приводит к повышенным требованиям к городскому транспорту. Это стимулирует развитие всех видов транспорта, в том числе и пассажирского. Транспорт обеспечивает возможность повышения отдачи в производственной деятельности главной производственной силы общества — его людей. За счет уменьшения времени передвижения увеличивается свободное время для обучения, отдыха, спорта и т. д. [1].

Анализ публикаций

Затраты времени на передвижение определяются длиной передвижения и скоростью сообщения. Трудность сообщения, исследователи рассматривают как обобщенную характеристику, включающую в себя ряд показателей удобства передвижения, определяющих транспортную утомляемость: затраты времени на передвижение, статический и динамический коэффициент использования вместимости транспортного средства, количество пересадок, частота и регулярность движения, удельный вес пешеходных затрат времени и ожидания транспорта в общих затратах времени на передвижение и т. д. [1].

Трудность сообщения при передвижении исследователи определяют как сумму следующих слагаемых: времени пешеходного движения от пункта отправления к остановочному пункту или от остановочного пункта к пункту назначения, времени на ожидание транспорта на остановочном пункте, времени движения в транспортном средстве [1, 2]. По ранее опубликованным данным, приведенным в работе [1], удельный вес составляющих трудности сообщения может быть различным. В среднем, транспортная составляющая равна примерно 50%, затраты времени на пешеходные передвижения — 30% и на ожидание транспорта — 20%.

Одним из основных параметром, влияющим на все параметры перевозочного процесса, является длина перегона маршрута городского пассажирского транспорта [1]. Существующие методы определения длины перегона учитывают в качестве постоянных величин техническую скорость транспортного средства, время простоя на остановках и интервал движения. Для оптимизации длины перегона маршрута городского пассажирского транспорта необходимо разработать модели, описывающие влияние длины перегона маршрута городского пассажирского транспорта на техническую скорость транспортного средства на перегоне маршрута и продолжительность его простоя на остановочных пунктах.

Время простоя транспортных средств на остановочном пункте состоит из времени, затрачиваемого на открытие и закрытие дверей и времени непосредственно посадки и высадки пассажиров, в течение которого они выходят из автобуса и входят в него. Продолжительность этого времени зависит от различного рода факторов: пассажирообмена остановочных пунктов, степени заполнения салона автобуса, количества дверей, времени года, наличия багажа у пассажиров и т. д. [3, 4].

Для решения задачи определения рациональной длины перегона маршрута городского пассажирского транспорта возникает необходимость в исследовании закономерностей изменения времени простоя транспортных средств на остановочных пунктах.

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является определение закономерностей изменения времени простоя транспортных средств на остановочных пунктах. Для достижения поставленной цели необходимо проведение обследования параметров следования транспортных средств по маршруту.

Исследование закономерностей изменения времени простоя транспортных средств на остановочных пунктах. Для получения исходных данных, необходимых для определения закономерностей изменения времени простоя транспортных средств на остановочном пункте, проводились натурные исследования. Исследования проводились на маршрутах различной протяженности с использованием транспортных средств, с различными техническими характеристиками. Вначале исследования в учетных таблицах отмечались параметры, характеризующие маршрут и транспортное средство. Параметры, характеризующие маршрут перевозки, фиксировались на основании паспорта маршрута. Это номер маршрута, его длина, длины перегонов, количество остановочных пунктов, количество транспортных средств. Параметры, характеризующие транспортное средство, фиксировались на основании его организационных и технических данных. Это номер транспортного средства, его марка, количество дверей, вместимость, удельная мощность двигателя.

В ходе обследования в салоне транспортного средства находились учетчики, которые регистрировали количество вошедших в транспортное средство и соответственно количество сошедших пассажиров на каждом остановочном пункте. Также при движении фиксировалось время прибытия и убытия транспортного средства с каждого остановочного пункта.

После обработки результатов обследования было рассчитано время простоя на остановочных пунктах, пассажирообмен остановочных пунктов в каждом рейсе, средняя длина поездки пассажира, коэффициент использования пассажировместимости, коэффициент сменяемости и другие необходимые показатели.

Таким образом, после проведения натурного обследования и обработки его результатов были получены все данные, необходимые для разработки модели изменения времени простоя транспортных средств на остановочных пунктах маршрута.

На первом этапе исследования проводился анализ влияния каждого из ранее определенных факторов на значение времени простоя на остановочных пунктах. Данный анализ проводился на основе математического описания графиков зависимости между исследуемыми параметрами для рейтинговой оценки величины влияния отдельных факторов в соответствии с методикой, приведенной в работе [5].

В качестве решения задачи математического описания изменения времени простоя транспортных средств на остановочных пунктах были выбраны методы корреляционного и регрессионного анализа [6]. Размер выборки при разработке регрессионных моделей определялся в соответствии с рекомендациями, по которым число наблюдений должно быть в 6–7 раз больше числа включаемых в модель факторов [7]. Для вычисления коэффициентов регрессии использовался метод наименьших квадратов [6]. Характеристики параметров модели определялись по известным методам статистики [6]. Для вычисления значимости факторов, входящих в модели, использовался критерий Стьюдента [6]. Информационная способность модели определялась критерием Фишера [8]. Теснота связи между зависимой переменной и факторами, влияющими на ее значение, определялась коэффициентом корреляции. Влияние неучтенных факторов оценивалось коэффициентом детерминации [6].

Графическое изображение экспериментальных точек изменения времени простоя автобуса на остановочных пунктах, в зависимости от его длины, приведено на рис. 1.

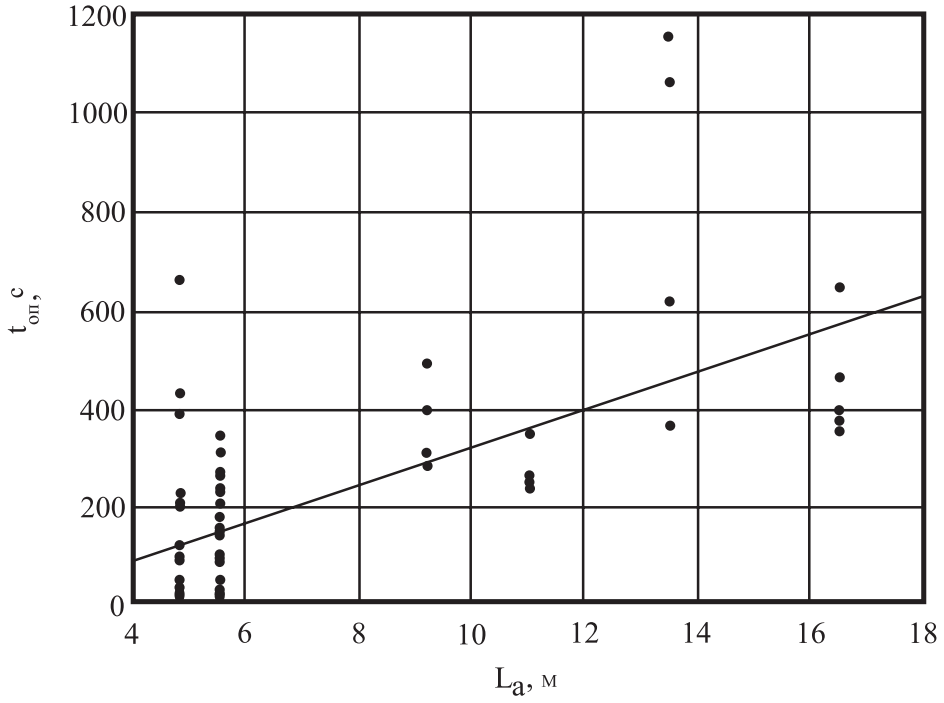


Рис. 1. График изменения времени простоя автобуса на остановочных пунктах в зависимости от его длины

Данная зависимость может быть описана следующей моделью:

$$t_{on} = -56{,}12 + 37{,}93L_a\,, \quad (1)$$

где L_a — длина автобуса, м

В полученной модели расчетное значение критерия Стьюдента для коэффициента 7,05, а для константы составляет 1,38, при этом табличное значение данного критерия составляет 1,26. Данный результат говорит о значимости длины автобуса как фактора. Также при оценке модели определялась ее информационная способность. Результаты расчетов показали, что значение критерия Фишера равняется 49,73, а его табличное значение равно 1,39. Следовательно, имеется достаточная информационная способность. По значению коэффициента множественной корреляции модели, которое равно 0,63, было выявлено, что между заданными параметрами

заметная степень тесноты связи. Значение коэффициента детерминации, равное 0,4, показывает, что значение зависимой переменной оказывают существенное влияние факторы, не учтенные в данной модели.

Аналогичным образом было исследовано влияние на время простоя других факторов. Характеристики разработанных моделей приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристика моделей изменения времени простоя автобуса на остановочных пунктах маршрута

Фактор	Вид модели	Коэффициент корреляции	Коэффициент детерминации	Критерий Фишера	
				расчетный	табличный
Количество пассажиров на перегоне	$F_п$, *пасс*	0,72	0,52	75,27	1,39
Количество дверей в автобусе	$n_{дв}$, *ед*	0,57	0,32	35,38	1,39
Объем перевезенных пассажиров за рейс одного автобуса	$Q_{п.п.}$, *пасс*	0,66	0,43	45,35	1,39
Количество мест для сидения	$q_{сид}$, *ед*	0,74	0,55	79,26	1,39
Длина маршрута	$L_М$, *км*	0,61	0,37	43,47	1,39
Коэффициент заполнения салона	γ	0,80	0,64	35,37	1,84
Количество остановочных пунктов маршрута	$n_{оп}$, *ед*	0,82	0,67	118,01	1,39
Номинальная вместимость автобуса	$q_н$, *пасс*	0,81	0,65	116,56	1,39
Коэффициент сменяемости пассажиров	$K_{см}$	0,81	0,65	100,16	1,52

Анализ полученных моделей позволяет сделать следующие выводы. 1. С увеличением длины автобуса увеличивается его время простоя на остановочных пунктах. Это происходит за счет корреляции между длиной автобуса и номинальной вместимостью. 2. С увеличением количества пассажиров, перевезенных на перегоне, увеличивается пассажирообмен остановочного пункта, что приводит к увеличению времени простоя на нем. 3. Время простоя определяется номинальной вместимостью транспортного средства, которая связана с его габаритными размерами. С увеличением габаритных размеров увеличивается и количество дверей в транспортном средстве. А как было показано ранее, с увеличением габаритных размеров увеличивается и время простоя. 4. На значение времени простоя показатель объем перевезенных пассажиров за рейс оказывает положительное влияние. Увеличение количества пассажиров приводит к увеличению времени простоя. 5. Количество сидячих мест в салоне автобуса обуславливает рост времени простоя данного транспортного средства. 6. С увеличением длины маршрута увеличивается и время простоя автобуса. Это связано с увеличением количества остановочных пунктов. 7. Коэффициент заполнения салона положительно влияет на время простоя автобуса.

Это связано с увеличением количества перевезенных пассажиров. 8. С увеличением количества остановочных пунктов на маршруте идет увеличение времени простоя транспортного средства на них. 9. Значение номинальной вместимости положительно влияет на изменение времени простоя транспортного средства на остановочных пунктах. 10. Время простоя транспортного средства увеличивается за счет изменения пассажирообмена остановочных пунктов, что обуславливает влияние коэффициента сменяемости.

Анализ полученных результатов показал, что, наибольшую степень влияния на изменение времени простоя транспортных средств на остановочных пунктах оказывают коэффициент заполнения салона, количество остановочных пунктов маршрута, номинальная вместимость автобуса, коэффициент сменяемости пассажиров.

Данные модели описывают изменение времени простоя автобусов от одного фактора. В действительности эти факторы оказывают совместное влияние на исследуемую величину. Описать ее изменение в зависимости от транспортных средств и пассажиропотоков возможно с использованием метода множественной корреляции.

Выводы

Однофакторные модели изменения времени автобусов на остановочных пунктах маршрута городского пассажирского транспорта отображают тенденцию влияния параметров транспортного средства и пассажиропотоков. Направлением дальнейших исследований является разработка многофакторной модели изменения данного параметра и с ее использованием проведение расчетов по определению длины перегона, обеспечивающей минимальные затраты времени пассажиров на передвижение.

Список литературы

1. Єфремов И.С., Кобозев В.М., Юдин В.А. Теория городских пассажирских перевозок: Учеб. Пособие для вузов. — М.: Высш. школа, 1980. — 535 с.

2. Пассажирские автомобильные перевозки/Афанасьев Л.Л., Воркут А.И., Дьяков А.Б., Миротин Л.Б., Островский Н.Б. — М.: Транспорт, 1986. — 220 с.

3. Эткин Д.М., Резников А.С. О влиянии некоторых конструктивных параметров городских автобусов на время их простоя на остановках//Сборник трудов НАМИ. — 1978. — Вып.166. — С. 28–32.

4. Васильченко А.И. Моделирование посадки и высадки пассажиров на городском транспорте//Методы оптимального планирования и управления в городском хозяйстве (пассажирский транспорт). — Владивосток: ИАПУ ДВНЦ АН СССР, 1976. — С. 132–142.

5. Крохин М.Н., Кирпичников А.Б. Оптимальная длительность работы и отдыха локомотивной бригады. Какой ей быть?/http://www.edv.ru.

6. Галушко В.Г. Вероятностно — статистические методы на автомобильном транспорте. — Киев, Вища школа, 1976. — 232 с.

7. Френкель А.А. Многофакторные корреляционные модели производительности труда. — М.: Экономика, 1966. — 96 с.

8. Митропольский А.К. Техника статистических вычислений. — М.: Наука, 1971. — 576 с.

Анотація

Для визначення доцільної довжини перегону маршруту міського пасажирського транспорту на підставі результатів натурних обстежень визначена значущість чинників, що впливають на тривалість простою транспортних засобів на зупиночних пунктах

Abstract

For determination of expedient length of route driving of public passenger transport for the reason of model inspections results the importance of factors is specified, influencing on standing period of vehicles stop

Стаття надійшла до редакції 28.09.2008 р.

УДК 629.118

БАННИКОВ В.А., ст. викл.; ВЕРБИЦКИЙ В.Г., д.ф.-м.н., проф., Донецкий институт автомобильного транспорта

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ТРЕХКОЛЕСНОГО ЭКИПАЖА

Получено аналитическое выражение критической скорости прямолинейного движения трехколесного экипажа с учетом угла наклона управляемой стойки и проведено разбиение плоскости конкретных параметров модели на области с различными свойствами устойчивости прямолинейного движения

Введение

Естественное стремление создателей транспортных средств внести свой вклад в разрешение транспортных проблем современного города рождает новые конструктивные схемы в различных классах автомобилей.

Иногда это приводит к возникновению самих новых классов. К одному из таких новых направлений можно отнести появляющиеся, особенно в последние 10–15 лет, автомобили супермалых размеров, рассчитанные на два, а то и на одного человека.

Приведенные в данной статье материалы относятся к транспортному средству, имеющему три колеса, с относительно малыми габаритами и массой (масса транспортного средства не больше суммарной массы водителя и пассажира); одно колесо управляемое и расположено спереди, а два остальные — сзади (далее будет использоваться термин «3-х колесный экипаж»). Используемые при построении математической модели допущения оговорены по ходу изложения.

Постановка проблемы

Задача теоретически обоснованного выбора конструктивных параметров 3-х колесного экипажа с наклоняемой, совместно с кузовом, управляемой стойкой остается актуальной с точки зрения не изученных динамических особенностей модели, среди которых особую роль занимают вопросы путевой устойчивости. Такое положение дел обусловлено пока еще малой распространенностью подобных конструктивных схем на практике.

Анализ последних публикаций

Острота проблемы устойчивости колесных транспортных средств со временем не ослабевает, т. к., с одной стороны, растут скорости их движения, а с другой — появляются все новые конструктивные схемы с различными компоновками [1, 2, 3, 5].

Одним из современных направлений развития 3-колесных экипажей является создание специализированных мобильных колесных роботов. В работе [4] приведены результаты анализа устройств, в частности, мобильных роботов, определение зоны устойчивого прямолинейного движения в зависимости от одного из геометрических параметров — положения центра тяжести на продольной оси. Однако, приведенная математическая модель не учитывает наклон управляемой стойки, а предположение о неголономности модели может быть принято лишь в диапазоне достаточно малых скоростей движения.

В работе [6] приводится выражение критической скорости прямолинейного движения экипажа как функции крутильной жесткости управляемого модуля (в модели учтены упругие свойства колеса в соответствии с гипотезой увода Рокара). Однако, используемая в работе конструктивная схема не позволяет в полной мере описать поведение 3-х колесного экипажа.

Поэтому возникает потребность построения соответствующей модели 3-х колесного экипажа и определения условий устойчивости прямолинейного движения в зависимости от конструктивных параметров.

Цель статьи

Определение аналитического выражения критической скорости прямолинейного движения модели 3-х колесного экипажа с учетом наклона управляемой стойки.

Основной раздел

Ниже приводится вывод уравнений движения (уравнения в форме Лагранжа П рода) модели экипажа в окрестности прямолинейного движения. (Два задних колеса условно сведены к одному). Принята линейная гипотеза увода в соответствии с аксиомой И. Рокара [7].

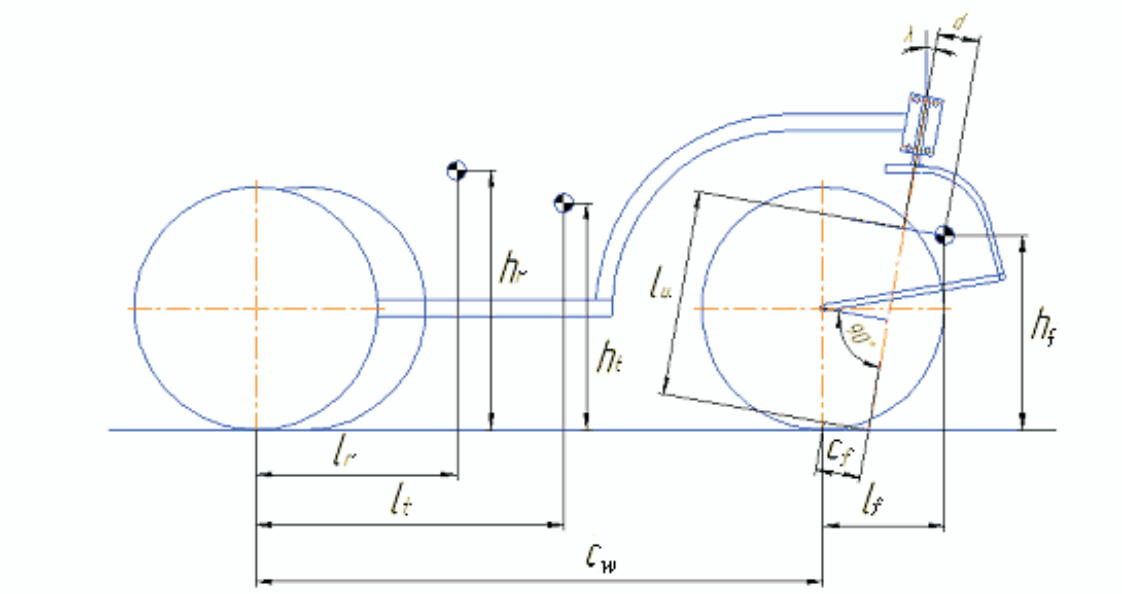


Рис. 1. Расчетная схема трехколесного экипажа.

Инерционно — массовые и геометрические параметры системы:

$m_r; l_r; h_r$ — параметры корпуса, соответственно: масса; расстояние от центра тяжести до оси вращения «сведенных» колес задней оси; высота центра тяжести над опорной поверхностью;

$m_f; l_f; h_f$ — параметры управляемого модуля, соответственно: масса; расстояние от центра тяжести до оси вращения его колеса; высота центра тяжести над опорной поверхностью;

$d; \lambda; l_u; c_f$ — параметры управляемого модуля, соответственно: расстояние от его центра тяжести, до его оси поворота: угол наклона рулевой стойки; расстояние от его центра тяжести до его оси, плечо обкатки;

$m_t; l_t; h_t; c_w;$ — параметры трехколесного экипажа, соответственно: масса; расстояние от центра тяжести до оси вращения «сведенных» колес задней оси; высота центра тяжести над опорной поверхностью; колесная база;

C_f C_r; — полярные моменты инерции колес;

R_{yy}; R_{zz}; R_{yz}; R_{yp}; R_{zp}; — моменты инерции корпуса;

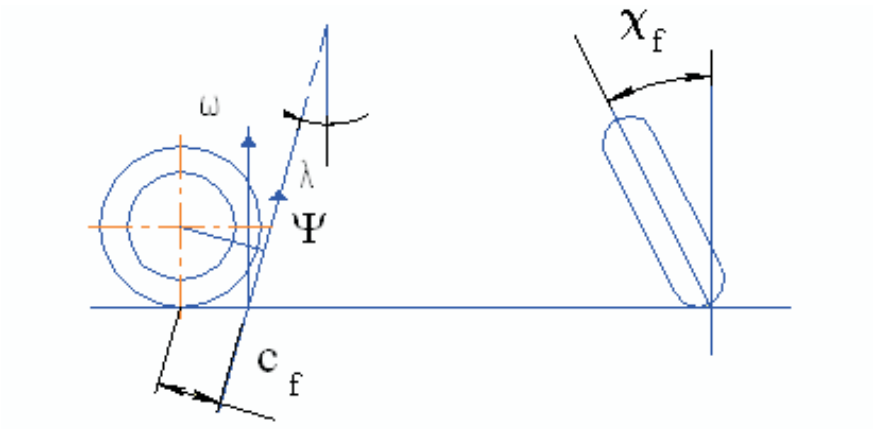
F_{yy}; F_{zz}; F_{yz}; F_{yp}; F_{zp}; — инерции управляе мо моменты инерции управляемого модуля.

Кинематика корпуса

Положение корпуса определяется координатами точки контакта «сведенного» заднего колеса (x, y) и курсовым углом θ между продольной осью экипажа и продольной осью Oy неподвижной системы координат; $\dot{x} = v_x, \dot{y} = V$ координаты скорости точки контакта на оси неподвижной системы координат (скорость продольного движения V считаем постоянной); скорость изменения курсового угла $\dot{\theta} = \omega$; угловая скорость собственного вращения сведенного колеса ϕ_r.

Кинематика управляемого колесного модуля

Управляемый колесный модуль имеет свободу поворота относительно наклонной оси стойки ($\dot{\psi} = \Psi$ – угловая скорость), модуль также совершает вращение относительно вертикальной оси вместе с корпусом ($\dot{\theta} = \omega$ – скорость изменения курсового угла); проекции мгновенной угловой скорости на горизонтальную ось, лежащую в плоскости колеса и, перпендикулярно к ней, лежащую в плоскости колеса, соответственно равны $-\dot{\Psi} \cdot \sin\lambda$; $\omega + \dot{\Psi} \cdot \cos\lambda$; проекция мгновенной угловой скорости на ось, перпендикулярную плоскости колеса, равна $\phi_f - \omega \cdot \psi \cdot \sin\lambda$; курсовой угол управляемого модуля $\theta_f = \theta + \psi \cdot \cos\lambda$; угол развала $\chi_f = -\psi \cdot \cos\lambda$.



а) *б)*

Рис. 2. Положение колеса управляемой стойки

а) — относительно оси управляемой стойки; *б)* — при поперечном наклоне.

Вывод дифференциальных уравнений движения трехколесного экипажа

Обобщенные координаты системы: x — координата точки контакта «сведенных» колес задней оси; θ - курсовой угол экипажа; ψ - угол поворота передней стойки относительно оси вращения; v_x, ω, Ψ – обобщенные скорости.

Определение кинетической энергии корпуса

$$KE_r = \frac{1}{2} m_r \left(v_x - l_r \omega\right)^2 + \frac{1}{2} m_r V^2 + \frac{1}{2} R_{zz} \omega^2 + \frac{1}{2} C_r \phi_r^2;$$

Кинетическая энергия
(управляемого колесного модуль)

$$KE_f = \frac{1}{2} m_f \left(v_x - \left(c_w + l_f \right) \omega - d\Psi \right)^2 + \frac{1}{2} m_f V^2$$

$$+ \frac{1}{2} F_{yy} \Psi^2 \sin(\lambda)^2 - F_{Cz} \Psi \sin(\lambda) \left(\omega + \Psi \cos(\lambda) \right)$$

$$+ \frac{1}{2} F_{zz} \left(\omega + \Psi \cos(\lambda) \right)^2 - C_f \phi_f \omega \psi \sin(\lambda) + \frac{1}{2} C_f \phi_f^2$$

Кинетическая энергия трехколесного экипажа
(всей системы):

$$KE = \frac{1}{2} m_r \left(v_x - l_r \omega \right)^2 + \frac{1}{2} m_r V^2 + \frac{1}{2} R_{zz} \omega^2 + \frac{1}{2} C_r \phi_r^2$$

$$+ \frac{1}{2} m_f \left(v_x - \left(c_w + l_f \right) \omega - d\Psi \right)^2 + \frac{1}{2} m_f V^2 +$$

$$+ \frac{1}{2} F_{yy} \Psi^2 \sin^2 \lambda - F_{yz} \Psi \sin(\lambda) \left(\omega + \Psi \cos(\lambda) \right)$$

$$+ \frac{1}{2} F_{zz} \left(\omega + \Psi \cos(\lambda) \right)^2 - C_f \phi_f \omega \psi \sin(\lambda) + \frac{1}{2} C_f \phi_f^2 ;$$

Определение обобщенных сил инерции:
(по обобщенной координате x — поперечному смещению)

$$DW_x = -m_f l_f \varepsilon_\theta + m_t W_x - m_f d \varepsilon_\psi ;$$

(по обобщенной координате θ - курсовой угол)

$$D\theta = \left(m_r l_r^2 + R_{zz} + m_f \left(-c_w - l_f \right)^2 + F_{zz} \right) \varepsilon_\theta +$$

$$\left(-F_{yz} \sin(\lambda) - m_f d \left(-c_w - l_f \right) + F_{ZZ} \cos(\lambda) \right) \varepsilon_\psi - \frac{C_f V \psi \sin(\lambda)}{R} - m_t l_t W_x ;$$

(по обобщенной координате ψ — углу поворота передней стойки)

$$D\Psi = \left(-F_{yz} \sin(\lambda) - m_f d \left(-c_w - l_f \right) + F_{zz} \cos(\lambda) \right) \varepsilon_\theta +$$

$$\left(m_f d^2 - 2 F_{yz} \sin(\lambda) \cos(\lambda) + F_{yy} \sin(\lambda)^2 + F_{zz} \cos(\lambda)^2 \right) \varepsilon_\psi - m_f W_x d + \frac{C_f V \omega \sin(\lambda)}{R} ;$$

Определение обобщенных сил

(по обобщенной координате x — поперечному смещению)

$$Q_x = F_f + F_r;$$

$$Q_\theta = -c_w F_f$$

$$Q_\psi = M_\Psi + c_f F_r + g\mu \sin(\lambda)\Psi$$

Третье слагаемое в последнем равенстве определяет гравитационный момент, возникающий в случае наклона оси вращения передней стойки (угол λ).

Параметр μ зависит как от массы, управляемого модуля m_f так и от перераспределенной массы, приходящейся на переднюю стойку

$$\mu = m_f \cdot d + \frac{c_f \cdot m_t \cdot l_t}{c_w};$$

$$l_t = \frac{m_r l_r + m_f (c_w + l_f)}{m_t};$$

$$m_t = m_f + m_r \quad .$$

Силы в пятне контакта колес с опорной поверхностью определяются в соответствии с гипотезой увода Рокара:

$$F_r = -\alpha_r \cdot \delta_r;$$

$$F_f = -\alpha_f \cdot \delta_f;$$

$$F_r = -\alpha_r \left(\frac{v_x}{V} + \theta \right); \; F_f = -\alpha_f \left(\frac{v_{fx}}{V} + \theta_f \right);$$

$$F_f = -\alpha_f \left(\frac{v_x - c_w\omega + c_f\Psi}{V} + \theta + \psi\cos(\lambda) \right)$$

Общая структура уравнений Лагранжа II рода

$$DW_x - Q_x = 0; \quad D\theta - Q_\theta = 0; \quad D\Psi - Q_\psi = 0.$$

Развернутый вид дифференциальных уравнений движения в окрестности прямолинейного режима

Поскольку

$$v_{x^1} = v_x \cdot \cos\theta + v_y \cdot \sin\theta, \quad \text{а}$$

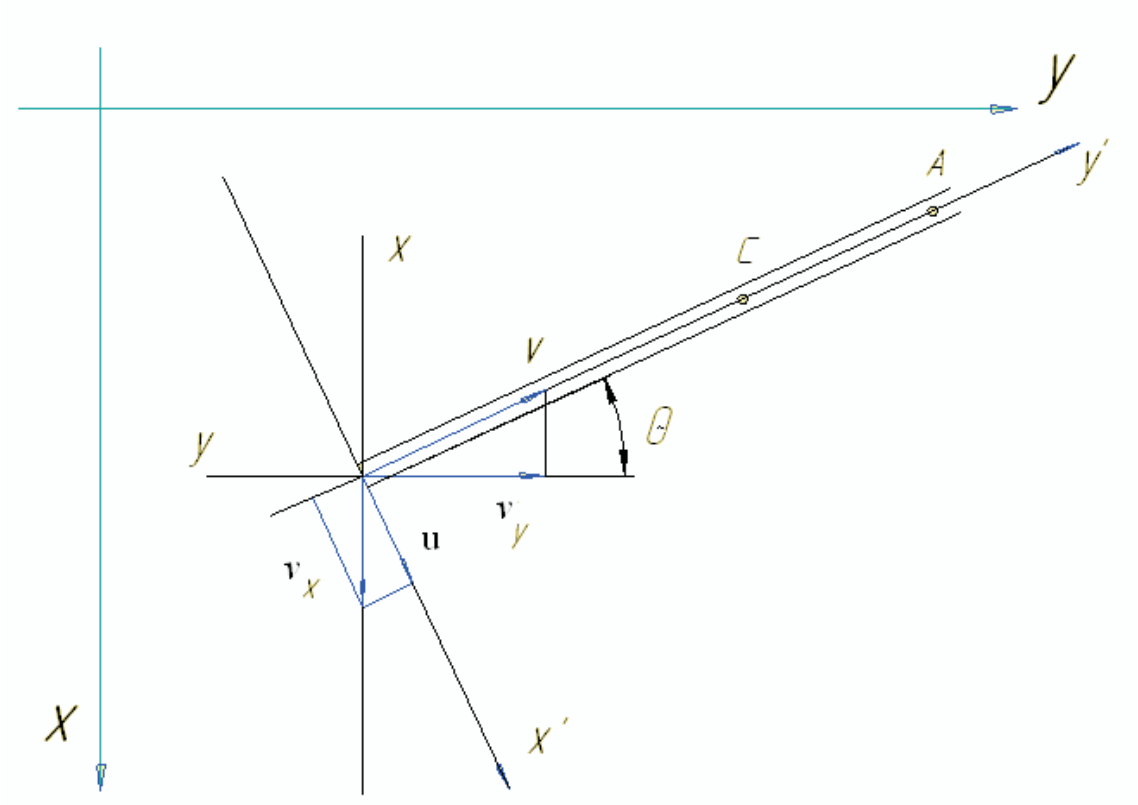


Рис. 3. К определению скорости точки контакта объединенных колес заднего ряда в неподвижной и сопутствующей системах координат

$$v_{y^1} = -v_x \sin\theta + v_y \cos\theta,$$

то для малых значений углов θ :sin θ : ≈ 0; $\cos\theta \approx 1$.
Обозначим

$$u = v_{x^1} = v_x + v_y\theta; \Rightarrow u = v_x + v\theta$$
$$v = v_{y^1} = -v_x\theta + v_y; \Rightarrow v = v_y$$

Откуда

$$v_x = u - V\theta.$$

Соответственно поперечная составляющая ускорения $\dot{V}_x$

$$v_x = W_x = U + V\omega \ ; \ 345 \ U = \dot{u}; \ \omega = \dot{\theta}.$$

Таким образом, в уравнениях выполнена замена $v_x = u - V\theta, \quad W_x = U - V\omega$ – переход к проекциям скорости и ускорения точки контакта «сведенных» колес задней оси на поперечную ось экипажа (ось сопутствующей системы координат). Вдоль продольной оси сохранится постоянная скорость движения V. В этом случае обобщенные координаты x 8 θ выпадают из уравнений движения.

$$F_r = -\alpha_r \cdot \left(\frac{u - V\theta}{V} + \theta \right);$$

$$F_f = -\alpha_f \left(\frac{u - V\theta - c_w\omega + c_f\Psi}{V} + \theta \ + \psi\cos(\lambda) \right);$$

$$e2 = \left(m_r l_r^2 + R_{zz} + m_f(-c_w - l_f)^2 + F_{zz} \right)\varepsilon_\theta +$$
$$+\left(-F_{yz}\sin(\lambda) - m_f d(-c_w - l_f) + F_{zz}\cos(\lambda) \ \right)\varepsilon_\Psi - m_t l_t(U - V\omega) -$$

$$el = m_t\left(U - V\omega\right) - m_t l_t\varepsilon_\theta - m_f d\varepsilon_\psi + \alpha_f\left(\frac{u - c_w\omega + c_f\Psi}{V} + \psi\cos(\lambda) \right) + \alpha_r\left(\frac{u}{V} \right);$$

$$-\frac{C_f V\Psi\sin(\lambda)}{R} - c_W a_f\left(\frac{u - c_w\omega + c_f\psi}{V} \right) + +\psi\cos(\lambda) \ \ );$$

где R — динамический радиус колеса;

$$e3 = \left(-F_{yz}\sin(\lambda) - m_f d(-c_w - l_f) + F_{zz}\cos(\lambda) \ \right)\varepsilon_\theta +$$
$$+\left(m_f d^2 - 2F_{yz}\sin(\lambda)\cos(\lambda) + F_{yy}\sin(\lambda)^2 + F_{zz}\cos(\lambda)^2 \ \right)\varepsilon_\Psi -$$
$$-m_f(U - V\omega)d + \frac{C_f V\omega\sin(\lambda)}{R} - M_\Psi + c_f\alpha_f\left(\frac{u - c_w\omega + c_f\Psi}{V} + \right.$$
$$\left. +\psi\cos(\lambda) \ \right) - g\nu\sin(\lambda)\psi$$

Из приведенных выше уравнений движения может быть получено выражение для квадрата критической скорости (случай дивергентной потери устойчивости).

$$V^2 = \frac{\left(\ \alpha_r R c_w^2 \alpha_f g\mu\sin(\lambda) \ \right)}{Q(\lambda)}, \text{(C)}$$

$$Q(\lambda) = \left(-\alpha_f R m_t l_t g\mu\sin(\lambda) + \alpha_r R m_t l_t c_f \alpha_f\cos(\lambda) - \right.$$

$$-\alpha_r R m_t l_t g\mu\sin(\lambda) + \alpha_r c_w \alpha_f\cos(\lambda) m_f d \ R +$$

$$\left. +\alpha_r c_w \alpha_f\cos(\lambda) C_f\sin(\lambda) + \alpha_f c_w R m_t g\mu\sin(\lambda) \ \right).$$

В качестве проверки непротиворечивости полученной системы определялся набор собственных значений при $\lambda = 0$, т. е., при отсутствии наклона передней стойки (он совпал с результатами, полученными для прототипа — плоской модели экипажа с управляемой передней осью [3]).

Далее перейдем к обоснованию выбора значений некоторых конструктивных параметров, обеспечивающих устойчивость прямолинейного движения экипажа в области эксплутационного диапазона скорости.

Набор численных значений конструктивных параметров экипажа:

$$m_r := 1200 : 3;\ l_r := 1 \cdot 4 <;\ h_r := 0.50 <;$$

$$c_w := 4.1877 <;\ m_f := 100 : 3;$$

$$\lambda = + \frac{\pi}{12};$$

$$d := 0;\ l_u := 0.3 <;$$

$$R_{zz} := 0.8 \cdot m_r \cdot \left(c_w - l_r + c_f \right) \cdot l_r : 3 \cdot <^2;$$

$$F_{zz} = 3.22 : 3 \cdot <^2;$$

$$h_f = \left(c_f + d \right) \sin\left(\lambda \right) + l_u \cos\left(\lambda \right) <;$$

$$l_f = \left(c_f + d \right) \cos\left(\lambda \right) + l_u \sin\left(\lambda \right) <;$$

$$\alpha_r := 326000\ \text{H};$$

$$\alpha_f := 160000\ \text{H};$$

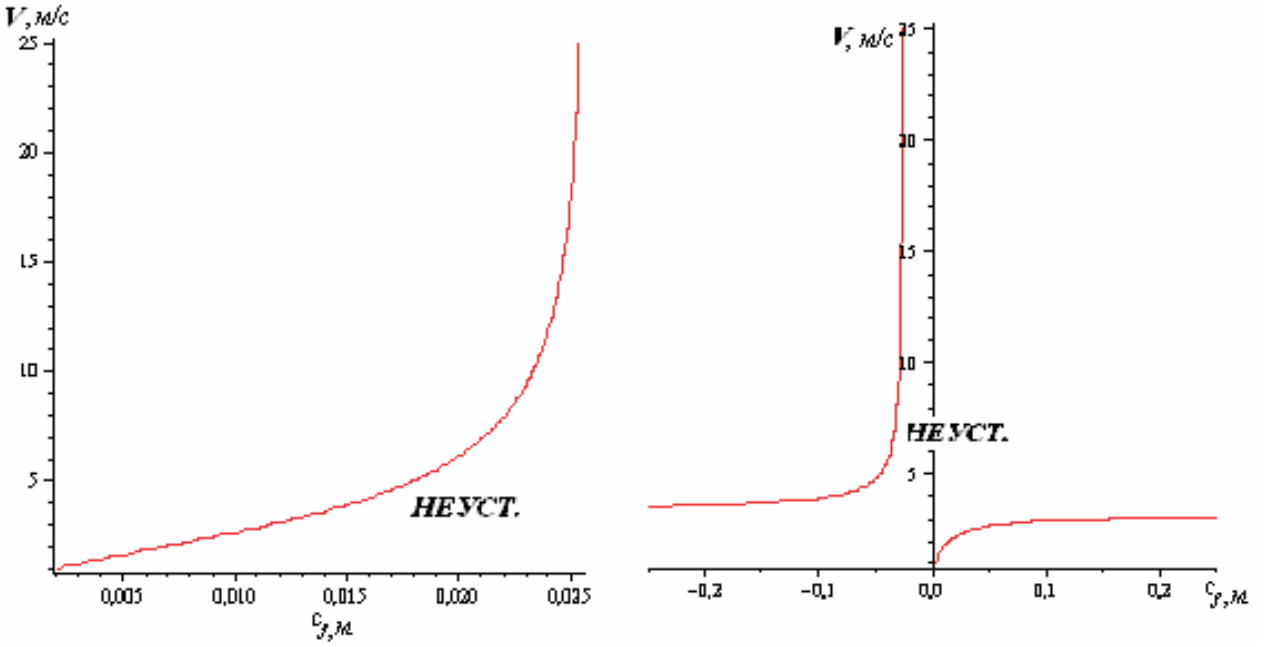
$$N_r = \frac{m_t l_t g}{c_w}\ \text{H};$$

$$N_f = \left(m_t \cdot g - N_r \right)\ \text{H};$$

$$g := 9.81 < \cdot A^{-2};$$

$$M_\psi := 0.$$

На основе аналитического выражения квадрата критической скорости (С) найдем области в плоскости параметров $\left(V, c\left[f \right] \right)$, для которых прямолинейный режим движения экипажа заведомо неустойчив.



а) *б)*

Рис. 4. Граница дивергентной неустойчивости (получена на основе аналитического выражения для критической скорости): *а)* — случай отрицательного наклона стойки; *б)* — случай положительного наклона стойки.

Ниже приведены результаты анализа потери устойчивости прямолинейного движения экипажа, полученные на основе критерия Рауса — Гурвица (необходимым и достаточным условием устойчивости тривиального решения системы линейных дифференциальных уравнений является положительность всех определителей Гурвица $DG[1], DG[2], DG[3], DG[4]$, число которых совпадает с порядком системы). Они подтверждают справедливость ранее полученного выражения для критической скорости (случай дивергентной потери устойчивости).

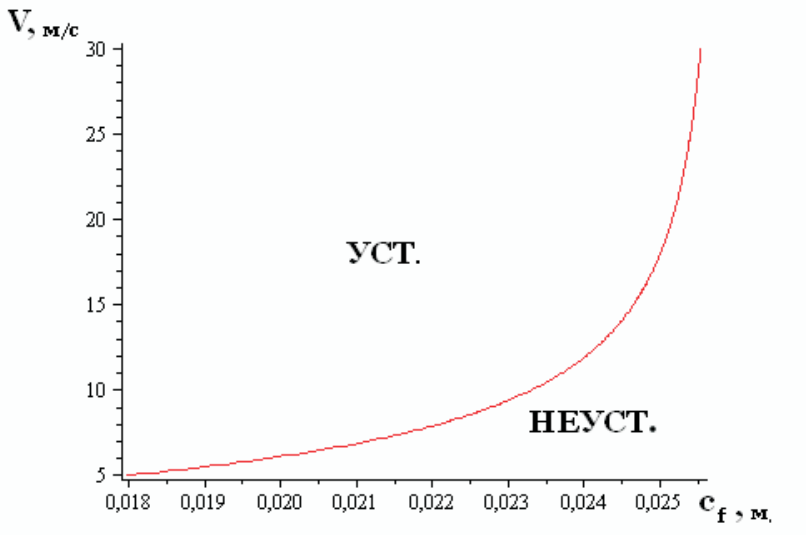


Рис. 5. Граница дивергентной потери устойчивости в плоскости параметров системы (плечо обкатки; продольная скорость движения)

Ниже приведены значения определителей Гурвица в заданной точке плоскости (A_f, V):

$$\lambda = -\pi/12;\ c_f = 0.025 <;\ V = 15 < / A;\ AA[4] < 0.$$

В случае положительного наклона стойки устойчивый прямолинейный режим может реализовываться только при отрицательном выносе колеса

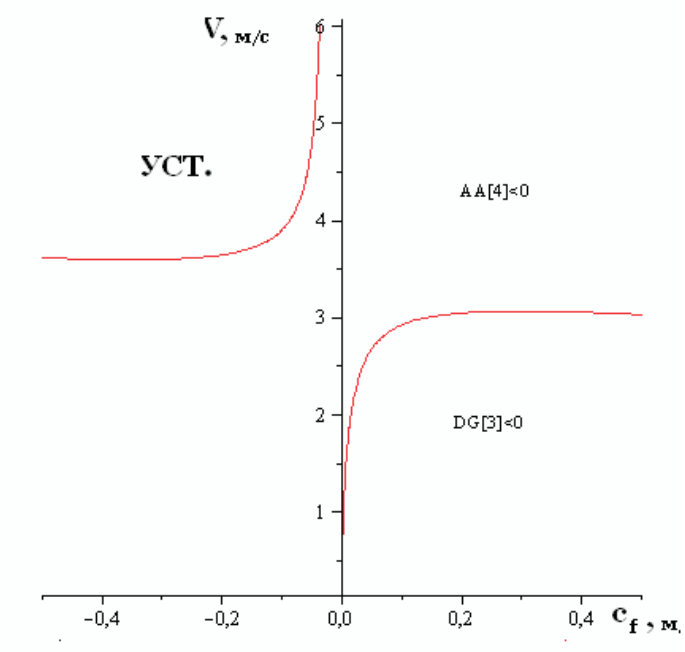


Рис. 6. Граница дивергентной неустойчивости в плоскости параметров системы: (плечо обкатки; продольная скорость движения)

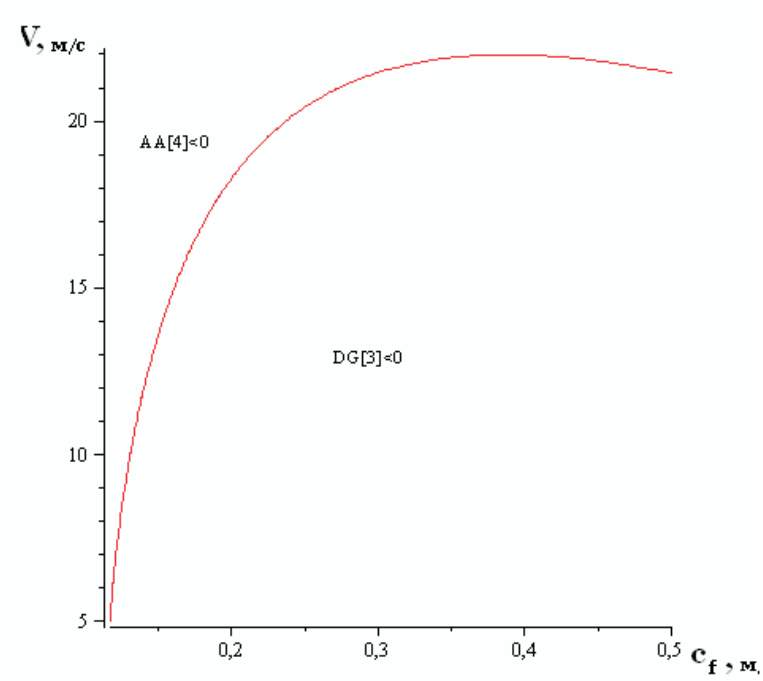


Рис.7. Граница колебательной неустойчивости в плоскости параметров системы: плечо обкатки; продольная скорость движения

$$\lambda = \pi / 12;\ \left(\left\{V = 2, A[f] = 0.2\right\}, \left\{\left[AA[4], DG[1], DG[2], DG[3], DG[4]\right]\right\}\right);$$

$$\left(\left\{V = 20, c[f] = 0.2\ \right\}, \left\{\left[AA[4], DG[1], DG[2], DG[3], DG[4]\ \right]\ \right\}\ \right);$$

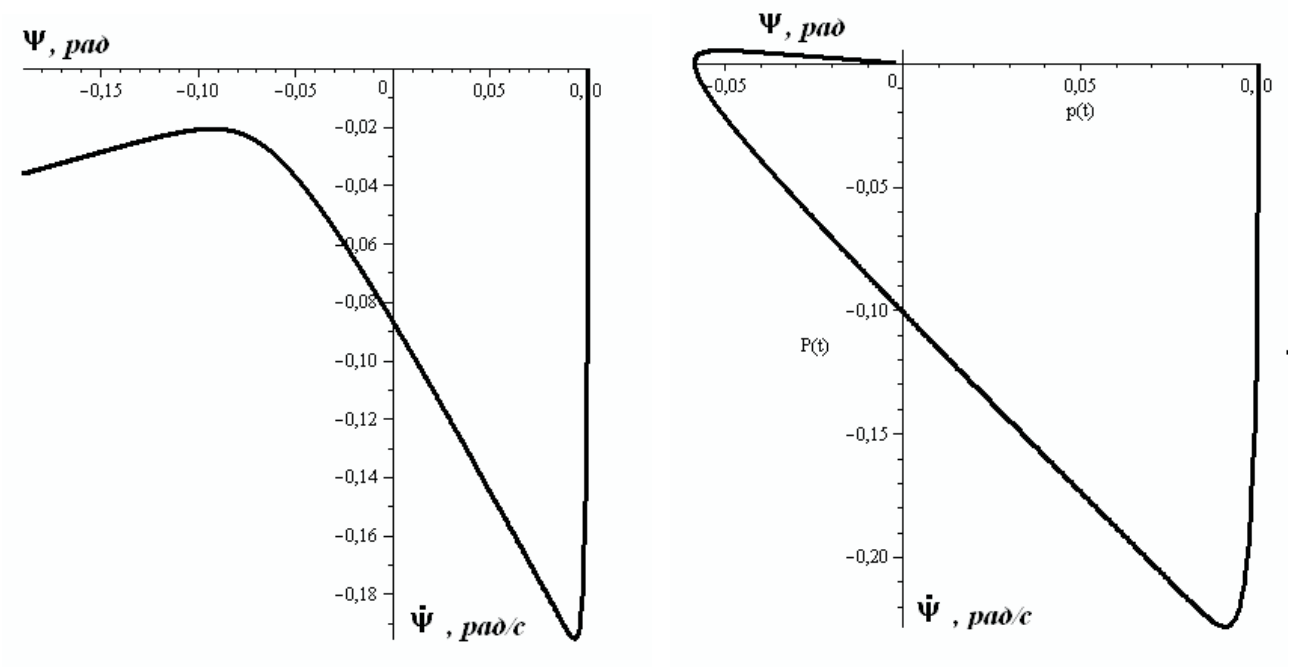
отрицательное значения одного из параметров указывает на неустойчивость прямолинейного движения.

$$\left\{\left[-9726.725237.0272, 12856.8852.0310^{6}, -1.9810^{10}\right]\right\}$$

Проиллюстрируем характер поведения фазовой траектории при переходе границы устойчивости:

вынос c_f = 0.2 м; v = 3 м/с (область неустойчивости);

вынос c_f = 0.2 м; v = 4 м/с (область устойчивости);



а) *б)*

Рис. 8. Фазовый портрет по фазовым переменным:

а) — случай неустойчивого движения; *б)* — случай устойчивого движения.

В случае неустойчивости начальные возмущения фазовых переменных со временем не затухают, экипаж без управляющих воздействий водителя не может двигаться прямолинейно. В области устойчивости начальные возмущении со временем затухают (стремятся к нулю), т. е. экипаж без коррекции водителя возвращается к прямолинейному движению.

Траектория точки контакта «сведенного» заднего колеса в случае неустойчивого прямолинейного движения указывает на отсутствие тенденции восстановления прямолинейного движения. В этом случае водитель «непрерывно» должен корректировать движение экипажа.

Выводы

Построена модель трехколесного экипажа с учетом наклона управляемой стойки (учтены гравитационный и гироскопический моменты), развал переднего колеса однозначно определяется

углом поворота передней стойки; определено аналитическое выражение критической скорости прямолинейного движения, которое может быть использовано при оптимизации значений некоторых конструктивных параметров, таких как угол наклона передней стойки и вынос переднего колеса.

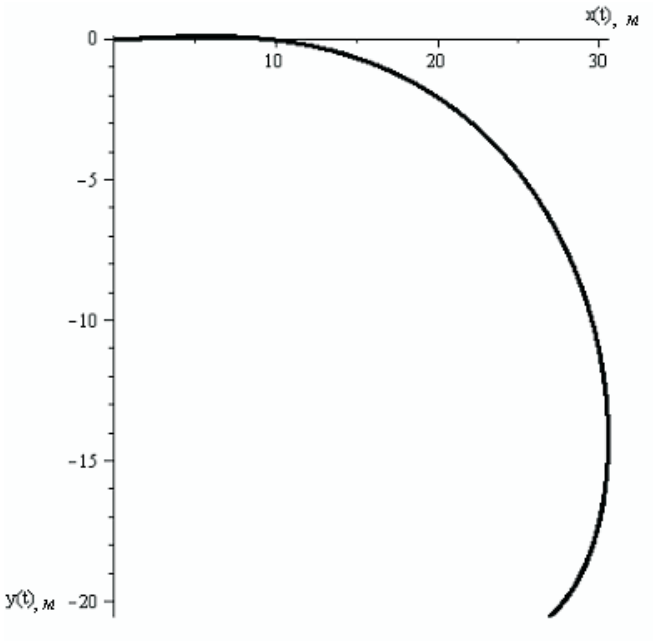


Рис. 9. Отклонение траектории центра масс от неустойчивого прямолинейного движения

Список литературы

1. Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. — М.: Наука, 1989. — 272 с. — ISHN 5. 02–014010 — 4.

2. There — Wheel Passenqer Vehicle Stability and Handing. Paul G. Van Valkenburg and Richard H. Klein Sustems Technology, Inc. Hawthorne, CA, Joseph Kaniantra, Office of Passenger Vanicle Research, National Highway Traffic Safety Administration, Washington, D. C.

Copyringt 1982 Society of Automotive Enginnrs, inc.

Nonlynear Dynamics of a Wheeled Vehicle Advances in Mechanics and Mathe matics Volume 10

By Ryszard Andrzejewski

Jan Awrejcewicz

Springer Science + Business Media, Inc., 233

Spring Street, New York, NY 10013, USA

3. Метелицын И.И. Теория гироскопа. Теория устойчивости. Избранные труды. М.: Наука, 1977. — 130 с.

4. Мартыненко Ю.Г. Динамика мобильных роботов//Соросовский образовательный журнал. — 2005. — № 5 — С. 110–116.

5. Введение в теорию устойчивости колесных экипажей и рельсового пути: Монография/В. Вербицкий, А. Новак, Э. Даниленко, М. Ситаж. — Донецк: «Вебер» (Донецкое отделение), 2007–255 с.

6. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Об устойчивости движения транспортных машин с учетом колебаний управляемого колесного модуля//Прикладная механика. — 1995. — № 4 — С. 86–93.

7. Рокар И. Неустойчивость в механике. — М.: Изд-во иностр. лит., 1959, — 288 с.

Анотація

Отримано аналітичне вираження критичної швидкості прямолінійного руху триколісного екіпажу з урахуванням кута нахилу керованої стійки і проведено розбиття площини конструктивних параметрів моделі на ділянки з різними властивостями стійкості прямолінійного руху.

Abstract

It is received the analytical expression of critical velocity of the direct motion of the three-wheeled crew with a glance of inclination of operated post and plane partition of concrete parameter of models to zones with different features of direct motion stability is organized.

Стаття надійшла до редакції 27.08.2008 р.

УДК 629.017

В.П. ВОЛКОВ, д.т.н., проф.; Н.В. ДЮКАРЕВ, студ.; Ю.В. ВОЛКОВ, студ.,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Выполнен анализ и рассмотрены перспективы развития тормозного управления автомобиля. Показано, что основной причиной, определяющей совершенствование тормозного управления, являются повышающиеся требования к тормозной динамике автомобиля.

Введение

Важную роль в обеспечении активной безопасности колесных машин, автомобилей в частности, играет тормозное управление. Основной функцией тормозного управления при появлении движущейся колесной машины являлась ее остановка, снижение скорости и удержание на месте при остановке.

Анализ публикаций

Тормозное управление принято разделять на тормозной привод, осуществляющий передачу усилия водителя к исполнительным механизмам и тормозные механизмы, создающие тормозные моменты, реализуемые колесами автомобиля [1]. Рассмотрим, как происходила эволюция тормозного управления и что нас ждёт в ближайшем будущем. Следует отметить, что характерной чертой эволюции являются обстоятельства, когда существующая структура системы перестает отвечать новой цели, и для обеспечения новой функции приходиться изменять структуру, а иногда и состав системы, перестраивать систему.

Цель работы

Целью данной работы является анализ развития конструкции тормозного управления и объяснение причин, определяющих их совершенствование.

Развитие конструкции тормозного управления автомобиля

Как известно, автомобиль как таковой появился в 1886 г. и, естественно, первые конструкции тормозного управления, применявшиеся на заре автостроения, были взяты от конных экипажей. В тоже время, ещё у самокатной тележки И. Кулибина (1791 г.) была предусмотрена конструкция тормоза, отдалённо напоминающая ленточный тормоз. В период 1886–1900 гг. на автомобиле применялись различные типы тормозных устройств, например рифленые башмаки, подводимые под колеса, якорные механизмы, погружающиеся в опорную поверхность и др. [1]. Все эти устройства из-за их неэффективности и разрушения опорной поверхности не получили распространения.

Долгое время (1908–1912 гг.) тормозной привод состоял из механической системы, состоящей из тяг, рычагов, валиков и тросов, а тормозной механизм представлял конструкцию, напоминающую ленточный тормозной механизм.

Невысокие скорости движения первых автомобилей (3–10 км/ч) делали допустимым применение тормозных механизмов простой конструкции, которые располагались в трансмиссии или только на задних колёсах, что обеспечивало требуемую безопасность движения. Последующий рост скоростей движения автомобилей (в 1900 г. скорость движения превысила 100 км/ч) показал, что тормоза, установленные только на задних колесах неэффективны. Поэтому, начиная с 1900 г. изобретатели разрабатывали другие конструкции тормозных механизмов и рассматривали возможность установки их и на передние колёса автомобиля.

Появившиеся в 1899 г. первые барабанные тормозные механизмы [2] несколько упростили проблему и в 1903 г. они уже устанавливались на автомобилях Mercedes и Renault [3]. В 1909 г. английский завод «Аррол-Джонстон» впервые стал устанавливать на серийных моделях автомобилей тормозные механизмы на четырёх колёсах. Следует отметить, что появившаяся в 1902 году конструкция дискового тормозного механизма открытого типа не получила распространения из-за отсутствия фрикционных материалов, способных работать при высоких удельных давлениях и температурах, сложности и нетехнологичности привода. Установка тормозных механизмов на всех колёсах автомобилей привела к тому, что механический привод из-за существенных недостатков [1] исчерпал свои возможности.

Конструкторы обратили внимание на тормозные устройства, применяемые на паровозах. Это привело к тому, что в 1904 г. на предприятиях «Стартевент» и «Фишер» (США) приступили к выпуску автомобилей с пневматическим приводом тормозов.

С ростом динамических свойств автомобилей и увеличившейся интенсивности дорожного движения усилие водителя уже было недостаточно для эффективного управления торможением. Поэтому в тормозной привод с 1919 г. начинают устанавливать различные конструкции усилителей. Пионером применения усилителя в тормозном приводе легковых автомобилей был французский филиал фирмы «Испано-Сюиза». В 1920 г. на автомобилях «Дюзенберг» (США) впервые был применен гидравлический привод в тормозном управлении автомобиля. В период с 1920–1925 гг. гидравлический и пневматический приводы стали вполне работоспособными и надёжными конструкциями. Примерно в это же время началось разделение применения тормозных приводов на разных типах автомобилей: легковые автомобили и грузовые (небольшой грузоподъёмности) имели гидравлический тормозной привод; грузовые автомобили средней и большой грузоподъёмности, а также автобусы — пневматический тормозной привод. Такое разделение без особых проблем позволяло эксплуатировать грузовые автомобили и автобусы с прицепным подвижным составом.

К 1940 г. возможности барабанных тормозных механизмов преобразовывать возросшую кинетическую энергию автомобиля практически исчерпалась. Поэтому конструкторы возвратились к дисковым тормозным механизмам, имеющим более широкие возможности в этом плане из-за конструктивных особенностей. К концу 30-х годов прошлого столетия открытый дисковый тормозной механизм из-за небольшой массы и меньшего числа деталей нашёл широкое применение в качестве трансмиссионного тормоза [1]. К этому же времени относится разработка конструкции закрытого дискового тормоза для военных машин [1, 4]. Рассматриваемая область применения конструкции тормоза ограничивается достаточно тяжёлыми и тихоходными машинами при невысокой интенсивности движения. Впервые колесные открытые дисковые тормозные механизмы начали устанавливаться на автомобиле Crossley в 1937 г. [3], а к середине 60-х годов они уже применялись на передних колёсах подавляющего большинства европейских моделей легковых автомобилей. К настоящему времени открытые дисковые тормозные механизмы полностью вытеснили барабанные на передних колёсах легковых автомобилей и продолжают вытеснять их на задних [6].

К концу 50-х годов прошлого столетия, совершенствуя конструктивную безопасность автомобилей и функциональные возможности тормозного управления, тормозной привод был разделен на несколько контуров. Тогда же были сформулированы основные требования к количественному составу подсистем, входящих в тормозное управление автомобиля — оно должно было иметь рабочую тормозную систему, стояночную, аварийную и вспомогательную.

Повышая комфорт управления процессом торможения в 90-х годах в тормозной привод было введено устройство Brake Assist (BAS), которое в зависимости от темпа нажатия на тормозную педаль обеспечивает быстрое увеличение давления в тормозном приводе до максимального, сокращая тормозной путь на 1,5-2%. Это же устройство обеспечивает функцию (Hill Start Assist) удержания автомобиля на уклоне при трогании. Кроме того, превентивная система безопасности Pre-Safe, работая с устройством BAS [7], при малом расстоянии до впереди движущегося автомобиля, предупреждает водителя и при угрозе столкновения обеспечивает торможение с необходимым замедлением. Одновременно система даёт команду на натяжение ремней безопасности, приведение положения сидений, оптимальное с точки зрения безопасности, закрывает люк и боковые стекла. Прогнозируется снижение опасных ситуаций с массовым внедрением системы Pre-Safe с 44 до 11 %.

Рост средней скорости и дальнейшая интенсификация дорожного движения увеличили цикличность торможений, что повысило требования к обеспечению устойчивости автомобиля при торможении. Ещё в конце 50-х — начале 60-х годов в тормозной привод начали устанавливать регуляторы тормозных сил (РТС), частично решающие проблему распределения тормозных сил между осями и, следовательно, устойчивости в зависимости от загрузки автомобиля и интенсивности торможения.

Специалисты компании «Bosch» еще в 1936 г. получили патент на„устройство предотвращения жесткого торможения колеса» — антиблокировочная система (АБС) — родилась! Установкой работоспособной механической АБС в 1960 г. в тормозное управление автомобилей Fergusson P99 и Ford Zodiac (США) была сделана попытка обеспечения устойчивости автомобиля при торможении на дороге с низким коэффициентом сцепления колёс с опорной поверхностью. В 1970 г. компания «Даймлер-Бенц» впервые попробовала применить в приводе тормозов АБС с электронным управлением. Следует отметить, что только в 1978 г. компания Bosch представила полностью пригодную к использованию электронную АБС, которую незамедлительно внедрили «Mercedes-Benz» и «BMW». Однако пионером массового внедрения стала «Ford Motor Company», предложившая АБС в стандартной комплектации в 1985 г. на автомобилях модели «Granada».

Массовое применение АБС на автомобилях позволило встроить в тормозное управление такие подсистемы как: противобуксовочную систему (ASR — 1986 г.) и систему курсовой устойчивости (ESP — 1995 г.). Система ASR помогает управлять водителю при трогании автомобиля на дороге с низким коэффициентом сцепления корректируя работу двигателя, а система ESP предотвращает занос автомобиля при маневрировании, уменьшая подачу топлива в цилиндры ДВС и создавая стабилизирующий момент подтормаживанием одного или нескольких колёс автомобиля. Следует отметить, что в 2000 г. 50% легковых автомобилей, выпускаемых в Европе, были оборудованы АБС, а в 2007 г. уже более 50% автомобилей, оборудованны и АБС и ESP.

Ещё более эффективным торможение сделала система EBD (Electronic Brakeforce Distribution) — система распределения тормозных усилий. Она включена в АБС и, работая совместно с ней, на основе сигналов от колёсных датчиков определяет, какие колёса могут обеспечить максимально эффективное торможение, повышая при этом давление в соответствующей магистрали тормозного управления. Дополнив тормозное управление датчиками положения рулевого колеса конструкторы получили систему контроля процессом торможения при движении автомобиля по криволинейной траектории (Cornering Brake Control), позволяющую перераспределить тормозное усилие на наиболее нагруженные колёса.

На некоторых моделях автомобилей Mercedes с 2001 г. начали устанавливать систему Sensotronic Brake Control (SBC) [5], имеющую управление по проводам (Brake-by-Wire with hydraulic back up), то есть отсутствие механической связи между педалью управления и исполнительными устройствами и обладающей функцией периодического поджимания колодок к тормозным дискам, что обеспечивало тем самым «просушку» мокрых пар трения. Главное преимущество электрогидравлического привода — высокая скорость нарастания давления в исполнительных механизмах. При экстренном торможении со скорости 120 км/ч тормозной путь сокращается на 3% по сравнению с таким же автомобилем, оборудованного обычным тормозным приводом. В SBC сохраняется и проверенный временем принцип распределения тормозных сил между передней и задней осями. При торможении с небольшой скорости SBC увеличивает долю тормозной силы, приходящуюся на заднюю ось, что позволяет получить равномерный износ трущихся пар на обеих осях.

В настоящее время Bosch заканчивает экспериментальную проверку электромеханического тормозного управления Elektromechanische Bremse (EMB), в которой нет гидравлических узлов. Тормозные силы в EMB создаются с помощью электромеханических исполнительных устройств. Для реализации такого тормозного управления необходима 42 В бортовая электрическая сеть.

Более высокий комфорт обеспечивает также электрический стояночный тормоз (EOB) — тормозной механизм которого приводится в действие посредством электромотора и тросовых тяг. Фирма Continental Teves готовит модернизацию стояночного тормоза путём применения электрогидравлического стояночного тормоза [6]. В этом случае комбинированный суппорт колёсного тормозного механизма на задней оси имеет электромеханическую блокировку. При включении стояночного тормоза гидроагрегат создает в тормозных механизмах давление, которое может поддерживаться даже при отсутствии электропитания. Такая система может помогать водителю при трогании на уклоне, движении автомобиля при открытой двери и т. д.

Современное распознавание перечисленных полуинтеллектуальных систем условий работы колеса автомобиля и быстрая обработка исполнительными механизмами тормозного управления управляющих сигналов микропроцессора является оптимальным условием обеспечения безопасности движения. К сожалению АБС, ESP, EBD, SBC пока ещё не научились определять, что за покрытие в данный момент находится под колесом, хотя над этим интенсивно работают конструкторы. Так, например, автомобиль Toyota Land Cruiser 200 уже получил АБС, алгоритм работы которой уже может подстраиваться под реальный контакт колеса с опорной поверхностью. Правда она это делает заранее, на основании сигнала о проскальзывании колеса и ускорения автомобиля при разгоне. «Идеальная» АБС должна оценивать сцепление колеса с дорогой в момент торможения и иметь возможность изменить алгоритм управления.

В настоящее время компания Continental Teves разработала и практически реализовала проект, предполагающий объединение всех активных систем безопасности в единую сеть Global Chassis Control (GCC) [6]. Вместо многочисленных независимых друг от друга систем с собственной инфраструктурой система GCC предусматривает центральный управляющий процессор связанный с полуинтеллектуальными исполнительными звеньями.

Выводы

Современное и будущее тормозного управления автомобиля представляет собой сложную мехатронную систему, в которую входят необходимые сенсорные и электронные устройства, программное обеспечение и исполнительные механизмы. Причём в дальнейшем всё большее значение будет иметь программное обеспечение, которое может самостоятельно разрабатывать сценарии при опасных ситуациях и немедленно их осуществлять. При внедрении такой системы на автомобиле за водителем остается функция задания начала и интенсивности осуществляемого процесса.

Список литературы

1. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. — Л.-М..: Гос. научн.-техн. изд-во машиностр. литры, 1950. — 290 с.

2. Samochody od A do Z. — Warzawa: WKL, 1978, 1208 s.

3. Newcomb T.P. Stopping Revolutions: Developments in the Braking of Cars the Earliest Days. — Proceeding Institution Mechanical Engineerings, 1961, v. 195, № 6, p. 139-150.

4. Pighini U. Freni a disko per autoveicoli. — Degigno mach., 1973, v. 4, № 1.

5. Тормозная система SBC. Автостроение за рубежом, 2003. — № 4. — с. 14-16.

6. Будущее тормозных систем. Что придёт на смену ESP? Автостроение за рубежом, 2004. — № 9. — с. 18-22.

7. Система превентивной безопасности Pre-Safe второго поколения фирмы Mercedes-Benz. Автостроение за рубежом, 2006. — № 11. — с. 2-4.

Анотація

Виконано аналіз і розглянуто перспективи розвитку гальмівного управління автомобіля. Показано, що основною причиною, що визначає удосконалення гальмівного керування є вимоги, що підвищуються до гальмівної динаміки автомобіля

Abstract

The analysis and perspectives of vehicle brake control have been carried out and considered. It has demonstrated that the main cause that determines brake control improvement are the requirements made to vehicle brake dynamics

Стаття надійшла до редакції 25.09.2008 р.

УДК 629.113.004

В.А. МАКАРОВ, к.т. н., доц.; Е.Г. ВОЛОВНЕНКО, инж.; А.С. ДАЦЕНКО, асс.; Т.В. МАКАРОВА, инж.,
Донецкий институт автомобильного транспорта

О ПОДХОДЕ К ОЦЕНКЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОСЛЕДСТВИЙ РОСТА ИНТЕНСИВНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОТОКОВ

Рост интенсивности автомобильных потоков обуславливает также негативное воздействие на экологию. В Европе уделяют большое внимание снижению этого воздействия, что является также актуальным и для Донецкой области. Приведен анализ результатов социологического опроса населения Донецка по вопросам оценки негативного влияния автомобилизации и путях решения этой проблемы

Введение

Экологическая ситуация в Донецкой области в последние годы все более усложняется по причине того, что в течение длительного времени не решались проблемы с отходами и выбросами, что было в первую очередь обусловлено большими объёмами их ежегодного образования и практически полным отсутствием вторичного использования или переработки, что, в свою очередь, обусловило накопление значительного количества отходов на специально отведенных территориях (различного рода свалки, накопители, отвалы и т. п.).

Основными источниками загрязнения окружающей среды и образования отходов являются такие отрасли, как угольная, металлургическая, энергетика. К ним же, с уверенностью, можно отнести и автомобильный транспорт [1] — в крупных городах на его долю приходится более половины объёма вредных выбросов в атмосферу. Наряду с загрязнением

атмосферы вредными веществами работа автомобильного транспорта также сопровождается интенсивным шумом, вредно действующим на здоровье водителей, пассажиров и городского населения. В городских условиях шум автомобилей вызывает наибольшее количество жалоб, что связано с близостью жилых массивов к транспортным магистралям, круглосуточной работой транспорта и высокими уровнями шума, создаваемыми автомобилями. Основные источники шума автомобиля — системы выпуска и впуска двигателя, вентилятор системы охлаждения, движущиеся детали агрегатов и узлов, а также шины, контактирующие с дорожным покрытием.

Анализ последних исследований и публикаций

Современный мир требует от производителя шин управлять всем жизненным циклом продукции, влиянием на окружающую среду, а также систематичного и всестороннего учета обстоятельств, которые связаны с безопасностью шин. Инструментом для этого служит комплексная система деятельности, которая включает вопросы экологии, безопасности и качества. Требования функционирования системы управления окружающей средой впервые были определены в начале 90-х годов в британском стандарте BS 7750, а позже в стандарте ISQ 14001, системе экологического менеджмента и аудита (EMAS), которая утверждена Радой Европы в 2002 году [2].

Для изучения экологической опасности шин на окружающую среду представители органов защиты окружающей среды (UBA) провели ряд исследований пневматических шин для легковых и малотоннажных автомобилей [3]. Результаты этих тестов ещё раз подтвердили, что сегодняшние пневматические шины обязательно должны соответствовать нормам EU 2001/43. Этот документ устанавливает для легковых автомобилей уровень шума от 72 дБ до 76 дБ (в зависимости от ширины пневматической шины), для малотоннажных автомобилей от 75дБ до 78 дБ, а для крупнотоннажных от 76 дБ до 79 дБ.

На основании результатов тестов UBA намерен просить Евросоюз снизить границы шума у легковых и малотоннажных автомобилей до 71 дБ и до 70–73 дБ для крупнотоннажных автомобилей.

Для показателей сопротивления качению никакие нормы Евросоюза пока не установлены. Ведь известно, что увеличение сопротивления качению на 30% приносит экономию 5% топлива, а также понижение выброса CO2. UBA надеется, что новые нормы Евросоюза в шинных вопросах будут включать и лимиты для показателей сопротивления качению.

При производстве шин используются высокоароматические масла. В их состав входят ароматические углеводороды, которые способствуют возникновению раковых заболеваний. Что касается веществ, способствующих возникновению заболеваний, то в ближайшее время, к сожалению, можно говорить об увеличении их количества. Это происходит потому, что на дорогах увеличивается количество машин, и производители стремятся повысить срок эксплуатации пневматических шин. Против износа покрышки, во время которого канцерогенные вещества проникают в воздух, практически не существует защиты [3].

Цель статьи

Улучшение экологической обстановки в городе.

Основной раздел

Интенсивное развитие автотранспорта в городе Донецке сопровождается ростом сопутствующих этому развитию экологических проблем. Экологическая ситуация на территории города и ранее не считалась благополучной, но теперь к вредным выбросам и стокам промышленных предприятий прибавилось увеличение интенсивности автомобильных

транспортных потоков, что только ухудшает экологическую обстановку. За последние годы донецкий автопарк вырос в несколько раз, причем основной вклад в увеличение количества автомобилей дал рост численности легковых транспортных средств, доля которых, по оценкам экспертов, в общем транспортном потоке — до 80%. Резкое увеличение количества автомобилей имеет негативный эффект, проявляющийся как в значительном росте нагрузки на автомагистрали, перекрестки и т. п., так и в увеличении вредного влияния на окружающую среду и в первую очередь — на человека. Проведенные исследования на пересечении оживленных улиц Ворошиловского и Ленинского районов г. Донецка показали, что в течение часа через них проходит 700–1200 и более транспортных средств (рис.1 и 2), из которых относительно «безопасных» с экологической точки зрения (трамвай, троллейбус) — всего 3-7%.

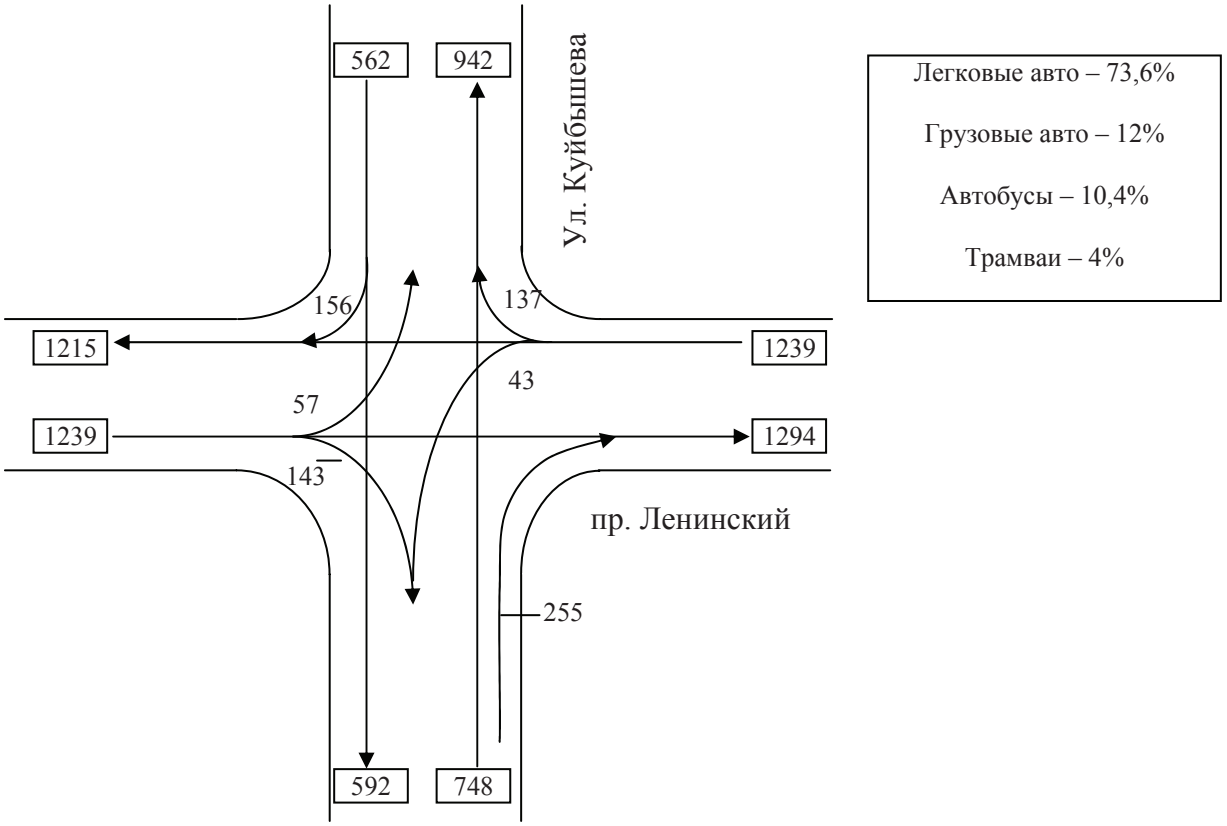


Рис. 1. Распределение автомобильных потоков на перекрёстке Ленинского района

Безусловно, столь существенная интенсификация транспортного потока за последние 5 лет (в 3-5 раз) не может не оказать существенного негативного влияния на окружающую среду, что требует принятия оперативных мер.

Негативное влияние автомобилизации на окружающую среду и здоровье человека приняли в последние годы такие масштабы и формы, что при рассмотрении и внедрении различных мероприятий по улучшению функционирования транспортного комплекса возникает необходимость оценки не только экономических аспектов, но и влияния данного мероприятия на состояние экологической обстановки и социальные факторы. Вопрос оценки социальных результатов весьма сложный, так как социальные результаты не могут быть непосредственно измерены стоимостными категориями, т. к. по своей природе не имеют стоимости. Они чрезвычайно разнообразны по своей природе, имеют различный характер, удовлетворяют различные потребности людей и оказывают различное влияние.

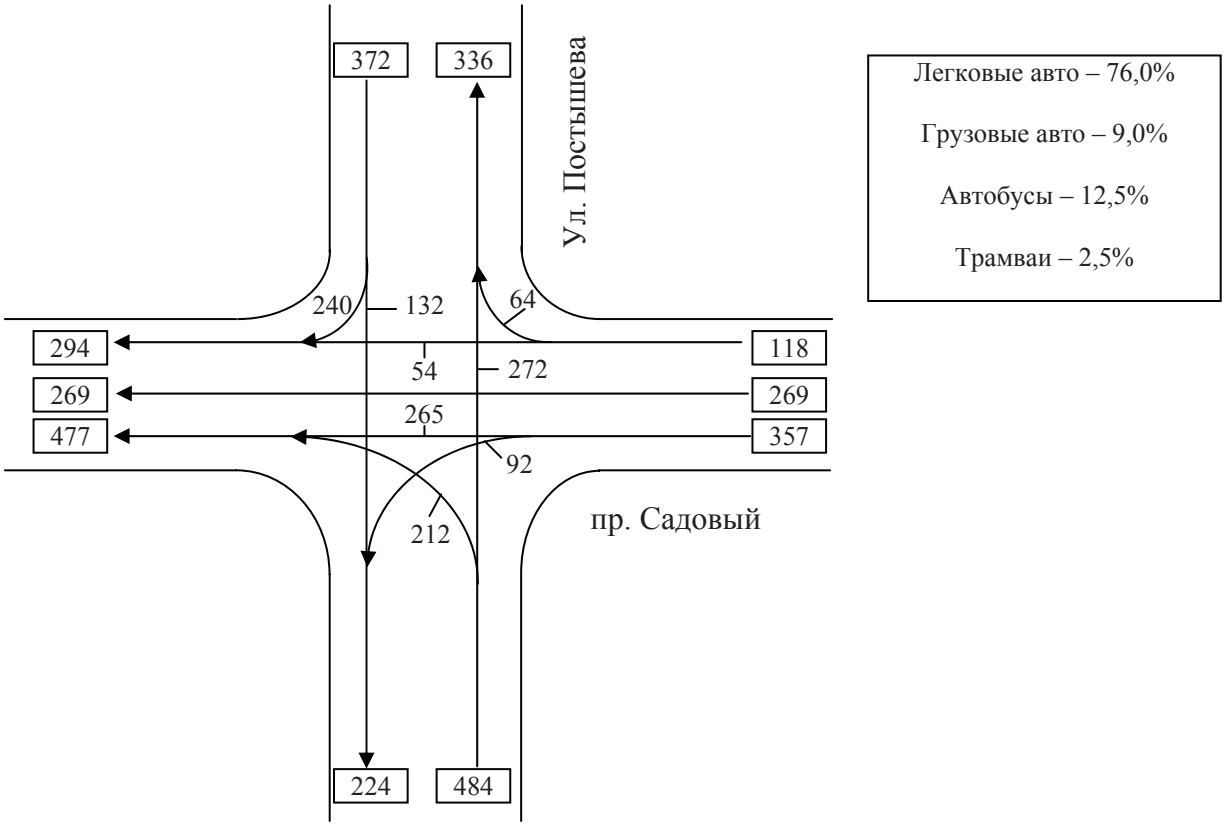


Рис. 2. Распределение автомобильных потоков на перекрёстке Ворошиловского района

Для того, чтобы выяснить влияние увеличения автомобильного потока на население города, их отношение к экологическим последствиям увеличения автомобильного потока и определить мероприятия, которые можно предпринять с целью уменьшения экологических проблем, связанных с автотранспортом, было изучено мнение населения города Донецка. Всего в результате социологического опроса, проведенного во всех районах города Донецка было опрошено 299 человек, из которых 189 человек относилось к пешеходам, а 110 человек — водители, имеющие личные автомобили. У водителей, в отличие от остального населения, складывается иное видение экологических проблем, связанных с увеличением автомобильного потока и путей их решения. При проведении социального опроса, в первую очередь учитывалось то, что водители являются отдельной малой социальной группой с определенной внутригрупповой солидарностью и готовностью отстаивать свои интересы, в силу чего их мнение зачастую отличается от мнения пешеходов.

Ниже (рис. 3) приведены результаты обработки данных опроса.

Таким образом, на пешеходов наибольшее отрицательное влияние оказывает загазованность (хотя влияние пыли, шума и опасности ДТП отличаются не намного). На водителей влияют, в основном, шум и пыль. Вибрация и электромагнитное излучение не являются основными отрицательными факторами для опрошенных, очевидно, из-за плохого представления об их влиянии.

Следующим рассмотрено отрицательное влияние автомобильных потоков непосредственно на человека (рис. 4).

Здесь необходимо отметить, что практически треть опрошенных водителей не видит никакого отрицательного влияния и считает для себя автомобильный транспорт совершенно безвредным. К возможности ДТП водители относятся намного серьёзнее пешеходов. Плохо, что многие водители отмечают нарушения нервной системы, сна и нарушение дыхания, которые, конечно, скажутся на качестве управления автомобилем.

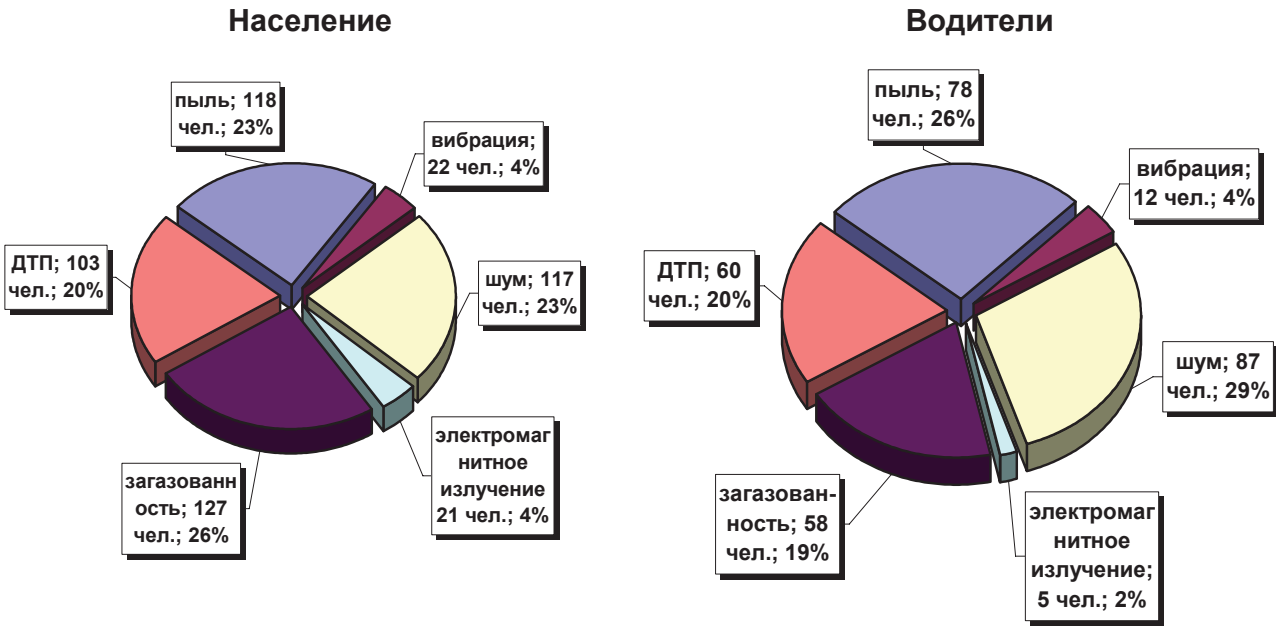


Рис. 3. Оценки отрицательного влияния автомобильных потоков на окружающую среду

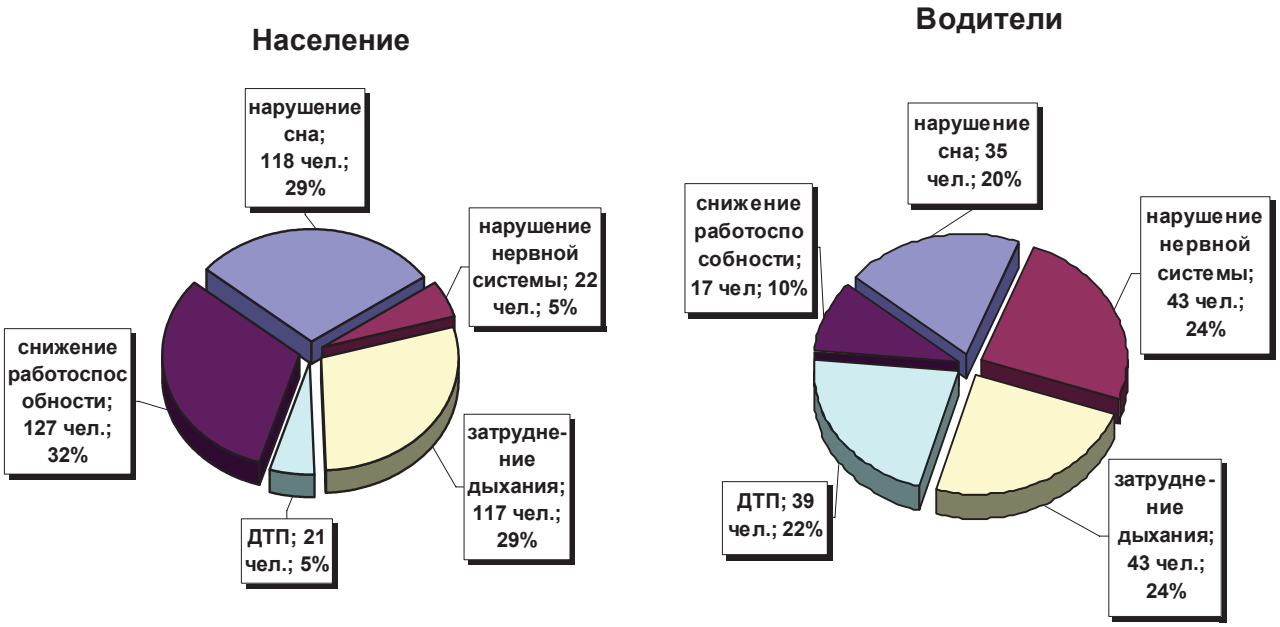


Рис. 4. Оценки отрицательного влияния автомобильных потоков непосредственно на человека

Положительные последствия увеличения автомобильных потоков отмечают пешеходы (рис. 5).

Вывод очевиден — рост автомобильного потока, не смотря на вполне справедливые нарекания населения, необходим современному городу. Наиболее острой проблемой, в основном, является лишь уменьшение его вредного воздействия на экологию.

Возможные пути снижения вредного влияния автомобильного потока на население, по мнению водителей следующие (рис. 6).

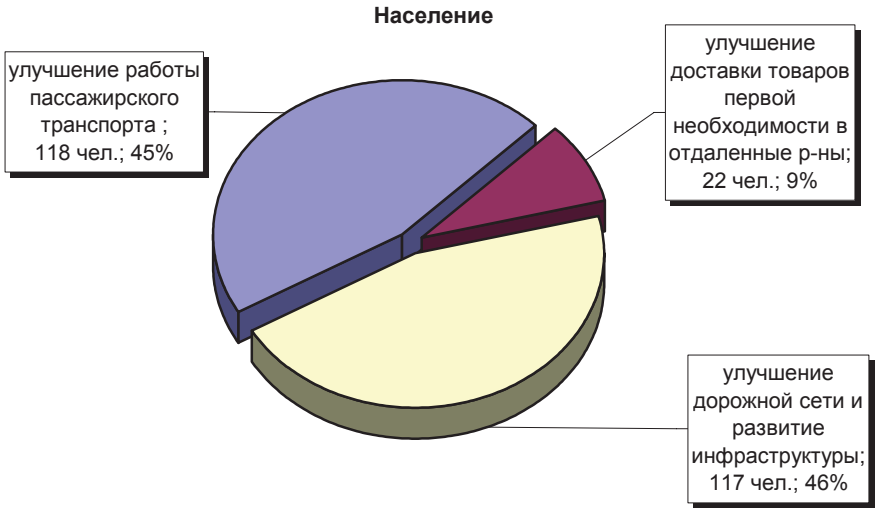


Рис. 5. Оценка положительного влияния автомобильных потоков

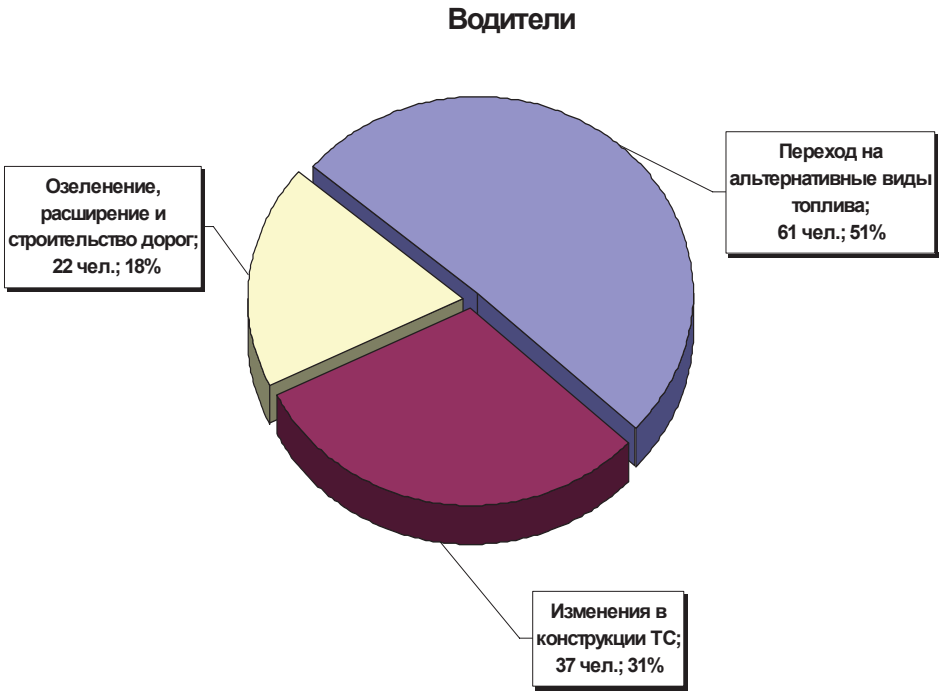


Рис. 6. Возможные пути снижения влияния автомобильных потоков

Следует отметить, что треть водителей готовы выделять средства на изменения в конструкции автомобилей, приводящие к снижению вредного влияния автомобильных потоков.

Менее всего водителей готовы оплачивать налоги государству, а потратиться на собственный автомобиль (очевидно, с последующей материальной выгодой от снижения расхода топлива и т. п.) готово большинство.

Вывод

На окружающую среду наибольшее отрицательное влияние оказывают пыль и шум транспортных потоков. Существенна вероятность ДТП, возможность которых серьёзно беспокоит водителей. Следует изучить закономерности движения автомобилей в транспортных потоках для снижения отрицательного влияния этих факторов на окружающую среду и население.

Список литературы

Бакуліч О.О., Країнська В.І. Оцінка впливу транспортного потоку на якість повітряного середовища в районі розташування автомобільних доріг//ВІСНИК Національного транспортного університету: В 2-х частинах: ч. 2-К.: НТУ, 2007. — Випуск 15. — с. 31-33.

Рудзінський В.В. Екологічна безпека автомобільних шин: стан і перспектива//Автошляховик України. — 2007. — № 1. — с. 5 — 8.

Новые направления развития//ШИНА плюс. — 2005. — № 2. — с. 46 — 49.

Анотація

Ріст інтенсивності автомобільних потоків спричиняє окрім позитивних наслідків негативний вплив на екологію. У Європі приділяють велику увагу зниженню цього впливу, що є також актуальним і для Донецької області. Наведено аналіз результатів соціологічного опитування населення Донецька з питань оцінки негативного впливу автомобілізації й шляхів розв'язання цієї проблеми

Abstract

Increasing quantity of different vehicles (automobiles, trucks, etc.) leads to increase of harmful ejections into the air (such as dust, gases, and thin rubber particles) and also badly influences on citizens of a city (noise, traffic collisions etc.). In Europe the decreasing of these factors is very actual nowadays, this problem is also very important for Donetsk region. In this article the analisys of the Donetsk citizens opinion about cons of vehicles increasing and also different ways of solution of this problem are stationed

Стаття надійшла до редакції 19.09.2008 р.

УДК 629.113.004.58

СУНЦОВ Н.В. , д.х.н., к.ф.-м.н., проф., МАКАРОВ В.А., к.т. н., доц., КУПЛИНОВ А.В., ст. преп.,
Донецкий институт автомобильного транспорта

К ВОПРОСУ ОБ ОЦЕНКЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОЗДУХА И ЧИСЛА РЕЙНОЛЬДСА ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ

Рассматривается уточненная методика расчета коэффициента сопротивления воздуха и числа Рейнольдса при оценке курсовой устойчивости автомобиля

Постановка проблемы

При движении автомобиля в воздухе, возникают силы, препятствующие движению, которые называются силами сопротивления. Силы сопротивления зависят от физических свойств воздуха, от формы и размеров тел, от кинематических параметров движения. Рассматриваемая проблема, очевидно, комплексная и требует участия различных специалистов.

В ряде практически важных случаев движения автомобиля, сила сопротивления F пропорциональна квадрату скорости, квадрату так называемого линейного размера l^2 и плотности воздуха ρ. Таким образом, величина

$$F = c\frac{\rho v^2}{2} l^2, \qquad (1)$$

Здесь $\frac{\rho v^2}{2}$ имеет размерность давления и называется динамическим давлением набегающего потока воздуха;

c — безразмерный коэффициент пропорциональности (коэффициент сопротивления).

Цель статьи

Для развития теории курсовой устойчивости автомобиля, чрезвычайно важно знать величину коэффициента сопротивления c, потому, что создается возможность рассчитать силовые нагрузки на автомобиль, подвергающийся воздействию воздушного потока при его движении или при порывах ветра, имеющего различное направление к его курсу.

Основной раздел

При экспериментальном определении величин безразмерного коэффициента сопротивления c, модель испытываемого автомобиля помещают в поток воздуха, создаваемый в аэродинамической трубе, изменяют силу F, действующую на тело, и так же скорость воздушного потока. Скорость воздуха можно измерить с помощью трубки Пито, соединенной с микроманометром. Измерение динамического давления при небольших скоростях потока (меньше 36 км/ч) сопряжено со значительными техническими трудностями, что приводит к большим погрешностям. В этом случае скорость потока лучше измерять с помощью крыльчатого или чашечного анемометров.

При испытаниях модели автомобиля в аэродинамической трубе, устанавливается также «коэффициент подобия», учитывающий тот факт, что размеры модели значительно отличаются от реального автомобиля.

Очевидно, что при испытаниях реального автомобиля, скорость потока v можно оценивать по показаниям спидометра, если скорость ветра относительно земли мала (то есть $V_{авт} \gg V_{ветра}$). В общем случае скорость:

$$\overline{V} = \overline{V}_{авт} + \overline{V}_{ветра}. \qquad (2)$$

Плотность воздуха обычно считается в первом приближении равной 1,29 кг/м^3. Чтобы уменьшить погрешность измерений от применения числа 1,29 можно воспользоваться следующей зависимостью:

$$\rho = \rho_0 \frac{H}{H_0} \cdot \frac{T_0}{T}, \qquad (3)$$

где ρ -плотность воздуха, кг/м^3;

H — барометрическое давление в условиях испытания;

H_0 — нормальное давление (760 мм рт. ст.);

T_0 — 273 К;

T = 273 + t°, (t° — температура воздуха в градусах цельсия).

При аэродинамических исследованиях по формуле (3) оценивают плотность воздуха, а по формуле (2) определяют коэффициент сопротивления с. Строят график зависимости с от V для нескольких значениях V.

Площадь модели определяется путем измерения максимального диаметра тела. Вместо графика $c = f(V)$ можно построить график $c = f(\mathrm{Re})$, где $\mathrm{Re} = VD/\nu$ так называемое число Рейнольдса (D — диаметр модели; ν — кинематическая вязкость воздуха).

Зависимость $c = f(\mathrm{Re})$ имеет универсальный характер, потому, что значения коэффициентов сопротивления двух геометрически подобных тел (например автомобиля и его модели) расположатся на одной кривой. Но следует отметить, что в этом случае необходимо знать величину вязкости воздуха.

Вязкость газов (внутреннее трение) согласно кинетической теории, связана с переносом импульса от молекул более быстро движущегося слоя к молекулам более медленного слоя, происходящим при перемешивании молекул соседних слоев из-за теплового движения. Как известно, приближенная зависимость вязкости реальных газов от температуры описывается формулой Сэзерленда:

$$\eta = A\frac{\sqrt{T}}{1+\alpha T}, \tag{4}$$

а для более низких температур вязкость описывается фрмулой Чэпмена:

$$\eta = B\frac{\sqrt{T}}{1+\alpha T-\alpha' T^2}, \tag{5}$$

где динамическая вязкость $\eta = \nu\rho$ (ν — кинематическая вязкость).

Как видно из формул (4) и (5), необходимо знать константы α и α', зависящие в свою очередь от плотности газа. Это осложняет обработку экспериментальных данных [1].

Проанализируем экспериментальные данные о вязкости воздуха (табл.1), полученные в широком интервале температур [1] (значения η переведены в систему СИ).

Таблица 1

Экспериментальные данные о вязкости воздуха

$\eta \cdot 106$, кг/м · с	Т, К
5,51	78,8
17,08	273
44,19	1083
52,06	1407

Анализ экспериментальных результатов показал, что графики зависимости $\eta = f(1/T)$, $\ln\eta - 1/T$ и $\ln\eta - \ln T$ представляют из себя кривые линии с малым числом точек, что затрудняет экстраполирование при использовании промежуточных результатов.

Проанализируем эти результаты. С ростом температуры параметр η растет как и следует для газов. В табл.1 приведены данные по реальному газу. Можно качественно оценить температурную зависимость η рассматривая идеальный газ, так как реальный газ при нормальных условиях близок к идеальному.

Из теории идеального газа:

$$\eta = \rho Д, \tag{6}$$

где $Д$ — коэффициент диффузии.

В свою очередь ρ пропорциональна зависимости P/T: $\rho \sim P/T$, чем больше давление, тем больше плотность газа и чем больше температура Т, тем меньше плотность газа из-за роста объема.

Эти линейные зависимости следуют из законов Шарля и Гей-Люссака. Тогда:

$$\rho = \frac{A}{T}P, \tag{7}$$

где A — коэффициент пропорциональности для воздуха.
Коэффициент диффузии:

$$Д = \frac{1}{3}\bar{V}\bar{\lambda}. \tag{8}$$

Но среднеарифметическая скорость молекул $\bar{V} \sim \sqrt{T}$, а средняя длина свободного пробега $\bar{\lambda} \sim \frac{T}{P} = \frac{BT}{P}$. Тогда:

$$Д \sim \frac{\sqrt{T}\cdot T}{P} = \frac{BT^{\frac{3}{2}}}{P}. \tag{9}$$

Из зависимостей (6), (7) и (9) имеем:

$$\eta = \frac{c^*}{T}T^{\frac{3}{2}}, \tag{10}$$

где $c^* = A \cdot B$ (константы пропорциональности).
Тогда:

$$\eta T = c^* T^{\frac{3}{2}} \tag{11}$$

или

$$\ln(\eta T) = \ln c^* + \frac{3}{2}\ln T. \tag{12}$$

Как видно из выражения (12), график зависимости $\ln(\eta T)$ от $\ln T$ представляет из себя прямую линию. При Т=1 величина $\ln T = 0$ и $\ln(\eta \cdot 1) = \ln c^*$. Следовательно, для идеального газа:

$$\eta \sim T^{\frac{3}{2}} = T^{1,5}. \tag{13}$$

Здесь $\frac{c^*}{T}$ — коэффициент пропорциональности, меняющийся с температурой.

Как видно из рис. 1, величина $\eta \sim T^{1,7}$. Такое отклонение в степени для реального газа (на 13%), очевидно связано с процессами диссоциации и ассоциации молекул реального газа, которые не учитывались при рассмотрении свойств идеального газа.

В области низких температур наблюдается отклонение экспериментальных точек от теоретической прямой (точка 1), что, очевидно, связано с процессами ассоциации молекул. В практически важном для нас интервале температур (от минус 73° С до плюс 130° С) указанная зависимость хорошо описывается следующим уравнением прямой в координатах $\ln(\eta T) - \ln T$:

$$\ln(\eta T) = -14,90425 + 1,7 \ln T. \qquad (14)$$

Выражение (14) можно использовать для оценки вязкости воздуха при расчетах значений чисел Рейнольдса.

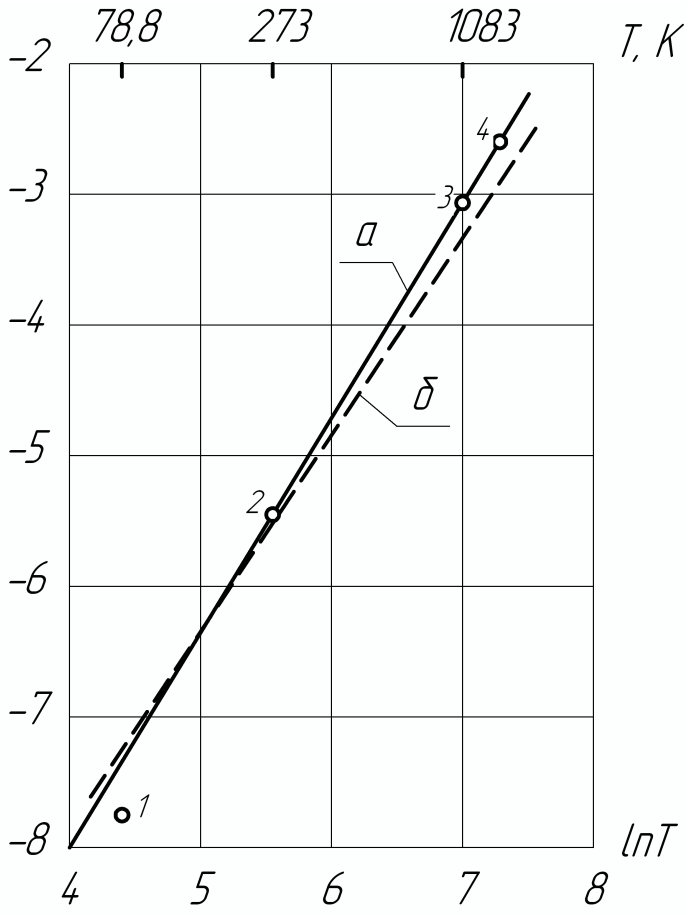


Рис. 1. Зависимость ln (ηT) — ln T для воздуха (а) и наклон теоретической прямой (б) для идеального газа

Выводы

Предложена уточненная методика расчета коэффициента сопротивления и вязкости воздуха, которая будет использована при оценке курсовой устойчивости автомобиля.

Список литературы

1. Handbook of chem. and phys., 36 ed., Clevel. — Ohio, 1954–55.

Анотація

Розглянута уточнена методика розрахунку коефіцієнту опору повітря та числа Рейнольдса при оцінюванні курсової стійкості автомобіля

Abstract

It is covered the refined methodic of calculation of the air resistance coefficient and Reynolds number during the estimation of automobile road holding

Стаття надійшла до редакції 26.09.2008 р.

АВТОРИ НОМЕРУ

1. Банніков В.О., Донецький інститут автомобільного транспорту
2. Вербицький В.Г., Донецький інститут автомобільного транспорту
3. Волков В.П., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
4. Волков Ю.В., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
5. Воловненко О.Г., Донецький інститут автомобільного транспорту
6. Даценко А.С., Донецький інститут автомобільного транспорту
7. Дюкарев Н.В., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
8. Калюжний М.В., Донецький інститут автомобільного транспорту
9. Куплінов А.В., Донецький інститут автомобільного транспорту
10. Макаров В.А., Донецький інститут автомобільного транспорту
11. Макарова Т.В., Донецький інститут автомобільного транспорту
12. Селяков Е.Б., Державний університет інформатики і штучного інтелекту
13. Селякова С.М., Державний університет інформатики і штучного інтелекту
14. Сунцов М.В., Донецький інститут автомобільного транспорту
15. Федоров Є.Є., Донецький інститут автомобільного транспорту

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.