Вісник Донецької академії автомобільного транспорту

№ 4
2012

Науковий журнал

Засновник:
Донецька академія автомобільного транспорту

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

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

До журналу увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів Донецької академії автомобільного транспорту та інших навчальних закладів

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу

Видання виходить 4 рази на рік
Видається з січня 2004 року

Адреса редакції:
пр. Дзержинського, 7
м. Донецьк, 83086,
Тел. (062) 345-21-90
E-mail: nauka@diat.edu.ua
URL: journal.diat.edu.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецької академії автомобільного транспорту.
Протокол № 4 від 26.12.2012 р.

Редакційна колегія:

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

Заступник головного редактора
Макаров В.А., *д.т.н., доцент*

Члени редколегії:
Балабін І.В., *д.т.н., професор (Російська Федерація)*
Бєлов Ю.В., *к.т.н., доцент*
Бєлоусов В.В., *д.т.н., професор*
Бруннер Х., *д.т.н., професор (Німеччина)*
Вербицький В.Г., *д.ф.-м.н., професор*
Вовк Л.П., *д.т.н., професор*
Горожанкін С.А., *д.т.н., професор*
Доля В.К., *д.т.н., професор*
Загороднов М.І., *к.т.н., доцент*
Заренбін В.Г., *д.т.н., професор*
Кравченко О.П., *д.т.н., професор*
Макогон Б.П., *к.ф.-м.н., доцент*
Міротін Л.Б., *д.т.н., професор (Російська Федерація)*
Міщенко М.І., *д.т.н., професор*
Поліщук В.П., *д.т.н., професор*
Самородов В.Б., *д.т.н., професор*
Сахно В.П., *д.т.н., професор*
Сладковський О., *д.т.н., професор (Польща)*
Сунцов М.В., *д.х.н., професор*
Ткаченко В.П., *д.т.н., професор*
Хаханов В.І., *д.т.н., професор*

Відповідальний секретар
Гончарук В.Л.

Коректор
Задунайська О.В.

Технічний редактор
Руденко О.В.

ВІСНИК ДОНЕЦЬКОЇ АКАДЕМІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Науковий журнал

Засновник:

Донецька академія автомобільного транспорту

Видавець:
ПП «Рекламно-виробнича фірма «Молнія»
Адреса:
вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
Тел.: (062) 388-21-67
За достовірність фактів, цифр, точність імен та прізвищ несуть відповідальність автори статей.

У журнал увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів
Донецької академії автомобільного транспорту та інших навчальних закладів

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу

Видання виходить 4 рази на рік
Видається з січня 2004 року

Адреса редакції:
пр. Дзержинського, 7
м. Донецьк, 83086
Тел: (062) 345-21-90
E-mail: nauka@diat.edu.ua
URL: journal.diat.edu.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецької академії автомобільного транспорту
Протокол № 4 від 26.12.2012 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію: серія КВ № 15 936-4408 ПР від 02.12.2009 р., видане Міністерством юстиції України.
«Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» включений до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (постанова президії ВАК України від 10 лютого 2010 р. № 1-05/1).

ISSN2219-8180

Підписано до друку 26.12.2012 р. Формат 60 х 84/8. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 12. Наклад 100 прим.

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

© Вісник Донецької академії автомобільного транспорту, 2012

Зміст

Транспортні технології

Сауляк Л.В., Савченко Л.В. **Особливості технології cross-docking** 4

Загороднов М.І., Тернов С.О. **Автоматизація процесів плоского моделювання дорожньо-транспортних ситуацій** 8

Федоров Е.Е., Мартынова О.П., Слесорайтите Э. **Численное исследование шумных глухих согласных звуков команд водителя посредством нерасширяющих равномерно непрерывных отображений** 13

Паршиков С.И., Костенко А.В., Полетайкин А.Н. **К вопросу соответствия общественной опасности и наказания за оставление водителями мест дорожно-транспортных происшествий** 22

Транспорт і двигуни внутрішнього згоряння

Кищун В.А. **Класифікація легкових автомобілів – мінівенів, позадорожників і спорткарів** 27

Сахно В.П., Вербицкий В.Г., Кондратьев В.В. **К вопросу о сравнительном анализе математических моделей плоско-параллельного движения с учетом и без учета влияния продольных и поперечных сил** 36

Біліченко В.В., Мельник М.Є., Вакаренко С.В. **Перспективи розвитку газодизельних двигунів** 42

Поляков А.П., Панібратюк В.С., Сіваєв О.С., Драчук П.С. **Математична модель транспортного засобу з універсальним регулятором дизеля** 48

Сунцов А.Н. **О прыжковом механизме носителей поверхностного тока утечки в свечах зажигания** 55

Сахно В.П., Кузнєцов Р.М., Марчук Р.М., Файчук М.І., Енглезі О.А. **До визначення стійкості руху автопоїзда з керованим напівпричепом** 61

Карпенко Т.Н., Нефёдов И.А. **Исследование движения автопогрузчика после фронтального наезда на препятствие** 67

Надійність і довговічність механізмів і машин

Матвиенко С.А., Донченко Е.И., Лукичев А.В., Писанец А.А. **Повышение износостойкости деталей грузовых автомобилей технологическими методами: анализ и перспективы развития** 78

Будівництво та експлуатація автомобільних доріг

Корольков Р.О., Шилін І.В. **Методика розрахунку необхідного армування для стабілізації укосів насипів автомобільних доріг** 87

Автори номера 92

Правила подання та оформлення статей 93

Порядок рецензування статей 95

УДК 656.13

САУЛЯК Л.В., асистент, САВЧЕНКО Л.В., к.т.н., доцент,
Національний транспортний університет

ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ CROSS-DOCKING

В даній роботі визначаються позитивні та негативні сторони технології крос-докінгу у порівнянні зі звичайною складською формою обробки товарів, проаналізовано раціональність застосування даної технології.

Постановка проблеми

На даний час майже усі підприємства у своїй діяльності використовують склади. І відповідно є актуальним питання, завдяки якій технології буде виконуватись та чи інша складська операція, щоб це було вигідно і для власника товару, і для перевізника, і для одержувача.

Існує досить багато різних технологій, але останнім часом все більше звертають увагу на крос-докінг. На ринку логістичних послуг збільшується кількість компаній, що пропонують дану технологію. Причому вона є цікавою як для практичної логістики, так і для наукового товариства. Цей інтерес віддзеркалюється у статтях, наукових роботах: «Крос-докінг не панацея?» [2], «Крос-докінг, – так чи ні?», «Крос-докінг як дзеркало логістичної революції» та інших.

Мета роботи

Аналіз позитивних та негативних сторін крос-докінгу у порівнянні зі звичайною формою складської переробки та сфери його переважного застосування.

Основний матеріал

Існує досить багато визначень крос-докінгу:

Крос-докінг (англ. cross – напряму, перетинати, англ. dock – док, навантажувальна платформа, стиковка) – процес прийомки та відвантаження товарів та вантажів через склад напряму, без розміщення у зоні тривалого зберігання [1].

Крос-докінг – це поставка готової продукції безпосередньо з заводу виробника напряму клієнту без використання проміжних операцій складування. Це не обов'язково може бути надходження матеріалу з виробництва; для логістичних центрів це може бути операція перевантаження матеріалу з одного транспортного засобу на інший, для відправки далі по маршруту.

Крос-докінг – це переміщення замовлень (поставок), що скомплектовані замовником для кожного магазина.

Крос-докінг – процес обробки товарів, який дозволяє максимально ефективно, з мінімумом фінансових і часових витрат, переформовувати вхідні поставки у вихідні та відправляти їх споживачу [3].

Етимологія цього слова вказує на позначення перевантаження (або передачу) товару безпосередньо на доці (звідси і «докінг»).

Як би не тлумачили і не давали визначення крос-докінгу, основною відмінністю, що і є його суттю, є практично повна відсутність функції, яка притаманна складам загального користування, – зберігання.

Головною відмінністю є те, що крос-докінг – це сукупність операцій із замовленнями, а не з товарами. Замовлення комплектується не на складі, а продавцем товару при відвантаженні. Це дозволяє значно зменшити вартість його обробки, а відповідальність за схоронність комплектації товару перекласти на постачальника. Крім того, замовлення надходить на склад безпосеред-

ньо перед відвантаженням. Тим самим забезпечується мінімальний термін перебування товару на складі.

Перш за все крос-докінг цікавий компаніям, які володіють лише невеликими складськими площами при торгових приміщеннях, у них немає можливості розміщувати і зберігати велику кількість товарів на складі магазину. Під'їзні шляхи до них, як правило, обмежені, і часто вони можуть одночасно прийняти тільки одну транспортну одиницю. До того ж у супер- і гіпермаркетів велике число постачальників, оскільки у них на полицях численна товарна номенклатура. Якщо весь товар буде надходити безпосередньо від кожного виробника або постачальника, то біля воріт магазину утвориться величезна черга. Як наслідок, фактично транспортне «вікно» буде перекрито і у складських робітників буде надзвичайна завантаженість, оскільки обробка кожного автомобіля є досить тривалою за часом процедурою.

Причини і потреби, що викликають необхідність застосування крос-докінгу, можуть бути самими різними, але завжди вони продиктовані ситуацією, коли необхідно оперативно прискорити процес отримання товару замовленого об'єму і комплектації кінцевим споживачем:

– перетарка контейнера з подальшим його транспортуванням вже із зміненим товарним наповненням;

– пряме перевантаження товару з автомобіля в контейнер або в декілька транспортних засобів з меншою вантажопідйомністю;

– комплектація товару в набори (докомплектація, перекомплектація тощо) з різних вантажних місць;

– пряме перевантаження товару з одного автомобіля в інший, пунктом розвантаження якого є кінцевий споживач.

З економічної точки зору перевагою крос-докінгу є зниження логістичних витрат за рахунок відсутності необхідності зберігання вантажів, тобто при розрахунку площі для такого складу потреба в значній частині площі навіть не розглядається, що відповідно значно зменшує витрати на оренду та експлуатацію складу. Теоретично при виконанні операцій крос-докінгу склад в класичному його розумінні не потрібен. Тут більше підійде невисоке приміщення прямокутної форми, обладнане з двох сторін вантажно-розвантажувальними доками. Чим потужніше склад, тим довшим має бути приміщення (завдяки збільшенню кількості «вхідних» та «вихідних» доків), ширина у даному випадку може майже не змінюватися.

Розглянемо, яким чином обраховується загальна площа звичайного складу. Для приблизного розрахунку розміру складу загального користування розглядається вісім площ [3]. Методика розрахунків наступна:

1. Вантажообіг складу:

$$Q = \frac{Q_t}{C}, \tag{1}$$

де Q_t – обсяг продажів товарів у грошовому виразі за певний період часу;

C – вартість 1 т товару.

2. Середня оборотність товарного запасу:

$$T_{обор} = \frac{Q}{Q_{ср}}, \tag{2}$$

де $Q_{ср}$ – середній товарний запас.

3. Площа зони зберігання:

$$S_{заг} = \frac{Q_{ср} \cdot K_{н.з.} \cdot K_{розв} \cdot K_{компл}}{K_{в.о} \cdot K_{в.п} \cdot K_{ярус} \cdot H_{пал}}, \quad (3)$$

де $K_{н.з.}$ – коефіцієнт нерівномірності завантаження складу;

$K_{розв}$ – коефіцієнт розвитку;

$K_{в.о}$ – коефіцієнт використання об'єму;

$K_{в.п}$ – коефіцієнт використання площі;

$K_{ярус}$ – кількість ярусів зберігання;

$K_{компл}$ – коефіцієнт для складу з комплектацією замовлень в зоні зберігання;

$H_{пал}$ – висота палети (1,65–1,8 м).

4. Кількість воріт і площа зони приймання:

$$K_{a1} = \frac{Q_{ср} \cdot K_{роз1}}{K_{роб1} \cdot V_{a1}}, \quad (4)$$

де $K_{роз1}$ – коефіцієнт розвитку у зоні приймання;

$K_{роб1}$ – кількість робочих днів у зоні приймання;

V_{a1} – корисний об'єм автомашини, що завозить товари на склад.

5. Кількість воріт і площа зони відвантаження:

$$K_{a2} = \frac{Q_{ср} \cdot K_{роз2}}{K_{роб2} \cdot V_{a2}}, \quad (5)$$

де $K_{роз2}$ – коефіцієнт розвитку у зоні відвантаження;

$K_{роб2}$ – кількість робочих днів у зоні відвантаження;

V_{a2} – корисний об'єм автомашини, що вивозить товари зі складу.

6. Загальна площа зони контролю і комплектації замовлень:

$$S_{заг.з.к.} = \frac{Q_{ср} \cdot K_{розв}}{K_{в.о} \cdot K_{в.п} \cdot K_{ярус} \cdot K_{роб.дн.} \cdot H_{пал}} \quad (6)$$

7. Площа допоміжних приміщень:

$$S_{доп} = \frac{Q_{ср}}{K_{сп}}, \quad (7)$$

де $K_{сп}$ – кількість співробітників, задіяних в даний період часу.

Отже, можна побачити, що з вищезазначених площ, що є обов'язковими для складів загального користування, лише п'ять необхідні для складу, що працює за технологією крос-докінгу.

Але все ж таки, які б позитивні сторони не мала дана технологія, знайдуться і недоліки. На основі досліджень інформаційних джерел [1, 2, 4], можна скласти перелік позитивних та негативних сторін крос-докінгу (табл. 1.)

Таблиця 1

Переваги та недоліки використання крос-докінгу

Переваги	Недоліки
Зниження вартості робіт, оскільки не потрібно виконувати операції з розміщення товару на складі та його подальшої видачі зі складу в зону навантаження	Потрібен ретельний контроль за кількістю прийнятого товару
Зменшення часу руху товару з виробництва до кінцевого споживача, що покращує ставлення кінцевого клієнта до вас, як до постачальника	Неможливий контроль читання штрих-кодів для усіх товарів поставки
Зменшується потреба в складських площах, оскільки товар практично не зберігається на складі	Потрібен ретельний контроль якості товару (багато часу на читання етикеток, перевірку сертифікатів)
Товар поставляється безпосередньо з виробництва на навантажувальне місце, яке знаходиться недалеко від місця виробництва	Брак інформації щодо можливостей поєднання товарів декількох постачальників (по санітарним нормам, по фізичним властивостям товарів тощо). Чітких меж переходу даних ризиків від виробника до логістичного оператора немає
Ліквідуються або скорочуються витрати на робочу силу та складський інвентар, техніку	Існує проблема з оформленням відвантаження при відсутності певних позицій, замовлених отримувачем
Знижуються експлуатаційні витрати на складі	Спостерігається нестача площ для маневрування різногабаритних автомобілів, потреба у значних площах під стоянку
Стає можливим об'єднання поставок на основі вимог замовника	Потрібна ефективна система управління складом (WMS)
Гнучкість використання декількох транспортних засобів, які доставляють вантаж від одного виробника	
Ліквідація або скорочення мінімальної плати за кілька поставок для одного клієнта	
Збільшується доступність товару	
Підвищується задоволеність клієнтів завдяки гарному рівню логістичного сервісу	

Висновки

Скільки би переваг та недоліків не було у крос-докінгу, необхідність у використанні даної технології потрібно розглядати перш за все з боку товару, – чи буде вигідно її застосовувати для будь-якої продукції, що поступає на склад.

Адже, з практики, крос-докінг доцільно використовувати у разі великого вантажообігу, що не потребує складної комплектації продукції. Якщо час зберігання товару може вимірюватися лише годинами та проміжне складування товару на центральному складі тягне за собою великі витрати, то слід оцінити доцільність переходу на технологію крос-докінгу.

Список літератури

1. Кросс-докинг [Електронний ресурс] / Режим доступу: http://ru.wikipedia.org/wiki/Кросс-докинг

2. Кросс-докинг» – не панацея? [Електронний ресурс] /Збигнев Краевски // Современный склад – 2008. – № 3. – С. 43-52. – Режим доступу до журн.: http://ssklad.ru/arhiv/2008/3_08s2_pr.php

3. О проблеме потребности в складских площадях. [Електронний ресурс] /Николай Лобанов// Режим доступу: http://www.lobanov-logist.ru/index.php?newsid=1089

4. Технологическая эффективность кросс-докинга [Електронний ресурс] /Т. Фетисова, А. Бабаев // Режим доступу: http://www.clogic.ru/Публикации/19/149-Технологическая-эффективность-кросс-докинга

5. Хитрости предпродажной обработки товара в процессе кросс-докинга [Електронний ресурс] /http://www.loglink.ru/massmedia/analytics/record/?id=144

Аннотация. *В данной работе определяются позитивные и негативные стороны технологии кросс-докинга в сравнении с обычной складской формой обработки товаров, проанализирована рациональность применения технологии.*

Abstract. *The positive and negative sides of kross-docking technology are determined by comparison to the ordinary ware-house form of produce treatment, rationality of application of technology is analyzed in this work.*

Стаття надійшла до редакції 14.02.2012 р.

УДК 65.011.56

ЗАГОРОДНОВ М.І., к.т.н., доцент,
Донецька академія автомобільного транспорту;
ТЕРНОВ С.О., к.т.н., доцент,
Донецький національний технічний університет

АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ПЛОСКОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ СИТУАЦІЙ

У роботі запропоновано алгоритми моделювання дорожньо-транспортних ситуацій з метою аналізу, експертизи, прогнозування та керування їхніми обзорними властивостями.

Вступ

Моделювання шляхово-транспортних ситуацій являє собою процес одержання інформації про стан візуального сприйняття водія, що перебуває в робочому положенні, щодо заданої візуальної ситуації. Модель шляхово-транспортної ситуації може бути представлена у вигляді графічних зображень, відбиваючи при цьому візуальні можливості водія щодо норм оглядовості для локальної зони, частини або всього навколишнього його предметного простору. Побудова плоских картин шляхово-транспортних ситуацій виконується шляхом визначення плоских образів конструктивних елементів машини й об'єктів спостереження. Здійснюється визначення параметрів плоских кривих, що становлять контури зазначених елементів і об'єктів. На підставі отриманих значень параметрів формується цифрова модель плоского образа контурів конструктивних елементів транспортного засобу та об'єктів спостереження. У той же час процес створення банку об'єктів даних візуального простору й рішення задач моделювання шляхово-

транспортних ситуацій досі залишається трудомістким і вимагає всебічного використання комп'ютерної техніки.

Аналіз останніх досліджень

Проблема моделювання дорожньо-транспортної ситуації на основі її графічних картин з позиції різних спостерігачів відома з часів Радянського союзу. Зокрема, питання, пов'язані з моделюванням дорожньо-транспортної ситуації, розглядалися фахівцями ВНДІТЕ та його філій в Білорусії, Казахстані та Україні [1-4]. У Донецьку подібними питаннями займалися в ДонНДІСЕ і ДонДУ. У рамках проблеми розглядається можливість отримання на основі ортогонального креслення, аксонометричного або іншого метрично визначеного зображення машини плоскої графічної картини дорожньо-транспортної ситуації без обмеження кутів зору, метрично визначну, оборотну в ортогональне креслення, яка точно передає величину і співвідношення площ, кутів і лінійних параметрів її елементів, універсальну при використанні різних норм оглядовості, не вимагає високої кваліфікації і значних витрат при її створенні, що передбачає можливість автоматизації за допомогою ПК процесів побудови та реконструкції, а також дозволяє здійснити кількісну та якісну оцінку оглядових властивостей перспективної моделі машин на будь-якій стадії її проектування. Отримано аналітичні вирази визначення параметрів плоскої моделі візуального простору в залежності від характеру конфігурації, розмірів і просторової орієнтації заданої множини об'єктів, а також напрямки головного променя зору оператора транспотного засобу [5-9].

Мета статті

Завданням даної роботи є розробка алгоритмів моделювання дорожньо-транспортних ситуацій з метою аналізу, експертизи, прогнозування та керування їхніми обзорними властивостями.

Основний розділ

Плоску модель шляхово-транспортних ситуацій будують на основі ортогонального креслення машини й навколишнього її простору шляхом визначення плоского відображення контурів її конструктивних елементів. Алгоритм автоматизованої побудови плоских моделей шляхово-транспортних ситуацій складається з декількох основних етапів, кожний з яких реалізує виконання певного набору перетворень заданої множини об'єктів тривимірного простору і визначається за допомогою наступної п'ятірки:

$$A\text{MO} = \{OM, SM, IM, \varphi M, \sigma M\}, \qquad (1)$$

де OM – множина об'єктів тривимірного простору;
SM – множина об'єктів двовимірного простору;
IM – множина проміжних представлень;
φM – множина функцій переходу;
σM – функція стратегії алгоритму.

Множину ОМ об'єктів тривимірного простору становлять об'єкти спостереження, об'єкти транспортного засобу й об'єкти пульта керування. До першої групи об'єктів належать нормовані об'єкти спостереження, до другого – конструктивні елементи транспортного засобу, до третього – контури каркаса пульта керування і його засобів забезпечення візуальною інформацією. Поділ об'єктів множини ОМ на три групи диктується необхідністю одержання кількісних і якісних характеристик реального огляду з робочого місця оператора. Кожний елемент множини ОМ опи-

сується сукупністю параметрів, що характеризують просторове положення характерних точок складових контурів досліджуваних об'єктів. Математична модель елементів множини ОМ має вигляд:

$$\{OM_i\} = \{K_i, \{VM_i\}, NM_i\}, \quad (2)$$

де K_i – номер групи об'єктів множини ОМ, якій належить *i*-ий елемент;

$\{VM_i\}$ – множина параметрів, що характеризують просторове положення характерних точок контуру *i*-го елемента;

NM_i – кількість характерних точок контуру *i*-го елемента.

Множина SM об'єктів двовимірного простору складається із плоских образів елементів множини ОМ. Математичну модель елементів множини SM представимо у вигляді:

$$\{SM_i\} = \{\{SV_i\}, AM_i, NM_i\}, \quad (3)$$

де $\{SV_i\}$ – множина параметрів, що характеризують плоске відображення контуру *i*-го елемента в заданій проекції;

AM_i – вектор-рядок огляду *i*-го контуру розмірності NM_i.

Елементи вектора АМ містять інформацію про видимість ліній, що складають досліджуваний контур, з робочого місця оператора й приймають значення:

$$AM_{ij} = \begin{cases} 1, j-\text{а лінія і}-\text{го контуру знаходиться у відкритому полі зору оператора;} \\ -1, \text{j}-\text{а лінія і}-\text{го контуру знаходиться у закритому полі зору оператора;} \end{cases}$$

Множина ІМ проміжних станів містить інформацію про кутові параметри просторових прямих, що становлять контури елементів множини ОМ.

Клас функцій переходу φМ алгоритму автоматизованого моделювання оглядовості складають функції, що здійснюють вибір раціональної для цілей моделювання дорожньо-транспортних ситуацій проекції плоского відображення й визначення її параметрів; визначення положення точки зору оператора; обчислення значень кутових і плоских параметрів ліній, що складають контури досліджуваних об'єктів; побудова плоских картин кругового огляду транспортних засобів; виконання тестів приналежності й глибини, а також визначення частини контуру, що належить відкритому полю зору оператора. Символічно множину функцій переходу φМ можна представити у вигляді:

$$\varphi M = \{TZR, WM, UM, PM, OVO, CVO, TGM, VM\}, \quad (4)$$

де *TZR* – функція визначення положення точки зору оператора;

WM – функція, що здійснює вибір проекції плоского відображення й визначення її параметрів;

UM – функція, що виконує визначення кутових параметрів просторових прямих;

PM – функція побудови плоскої картини візуального простору;

OVO – функція, що виконує визначення візуальних об'ємів і секторів;

CVO – функція, що виконує тест приналежності візуальному об'єму або сектору;

TGM – функція, що виконує тест глибини;

VM – функція визначення видимої частини досліджуваного контуру.

Функція TZR виконує операції з визначення просторових координат, що характеризують положення точки зору оператора при його відхиленнях від фізіологічно раціональної робочої пози.

Функція WM виконує операції по визначенню значень параметрів об'єктів дорожньо – шляхових ситуацій й обчисленню значення параметрів створюваної плоскої моделі оглядовості транспортного засобу.

Функція UM здійснює визначення кутових параметрів просторових прямих.

Функція PM виконує розрахунок плоских параметрів характерних точок кривих плоского відображення досліджуваного контуру з наступним відображенням їх на графічному пристрої ЕОМ.

Функція OVO здійснює розрахунок коефіцієнтів рівнянь візуальних площин, що проходять через точку зору оператора й пряму, яка складає контур досліджуваного елемента, а також значень ознак позитивних півпросторів візуальних площин.

Функція CVO виконує перевірку тесту приналежності досліджуваного об'єкта заданому візуальному об'єму. Процедура перевірки полягає у визначенні, чи належить точка контуру об'єкта перетинанню позитивних півпросторів візуальних площин заданого об'єму.

Функція TGM реалізує виконання перевірки тесту глибини. Тест глибини застосовується до об'єктів візуального простору. Згідно тесту зіставляються два графічних елементи й визначається, чи закриває грань об'єкта огляд заданої точки.

Функція VM визначення видимої частини досліджуваного контуру реалізує розрахунок просторових координат точок перетинання лінії заданого контуру із гранями візуального об'єму й виявлення видимої частини заданого контуру.

Функція стратегії σM алгоритму визначає порядок виконання операцій, реалізованих функціями множини φM, для одержання плоскої графічної моделі кругового огляду на графічному пристрої ЕОМ. У процесі роботи алгоритму здійснюється поділ візуального простору на візуальні сектори й сортування заданих об'єктів візуальної ситуації по отриманих секторах. Потім виконується сортування об'єктів згідно тесту глибини й визначення видимої й невидимої частини контурів заданих об'єктів. Наявність множини операцій сортування диктується необхідністю заміни повільних операцій. Застосовуючи сортування, скорочують число операцій по визначенню елементів візуального об'єму, точок перетинання заданого контуру з гранями візуального об'єму, зменшують виконання тестів приналежності й ін., що приводить до виграшу в часі рішення задачі автоматизованого моделювання дорожньо-шляхових ситуацій. У символічній формі функція стратегії σM алгоритму AMO має вигляд:

$$\sigma M = \overleftarrow{WM \rightarrow TZR \rightarrow OVO \rightarrow CVO \rightarrow TGM \rightarrow \overleftarrow{OVO \rightarrow \overleftarrow{CVO \rightarrow VM}} \rightarrow UM \rightarrow PM} \qquad (5)$$

Результатом роботи алгоритму AMO є плоска графічна модель кругового огляду дорожньо-транспортної ситуації (рисунок 1), побудована із заданого положення точки зору оператора в раціональній для цілей моделювання оглядовості проекції плоского відображення візуального простору.

Висновки

Розроблено алгоритми моделювання дорожньо-транспортних ситуацій з метою аналізу, експертизи, прогнозування та керування їхніми обзорними властивостями.

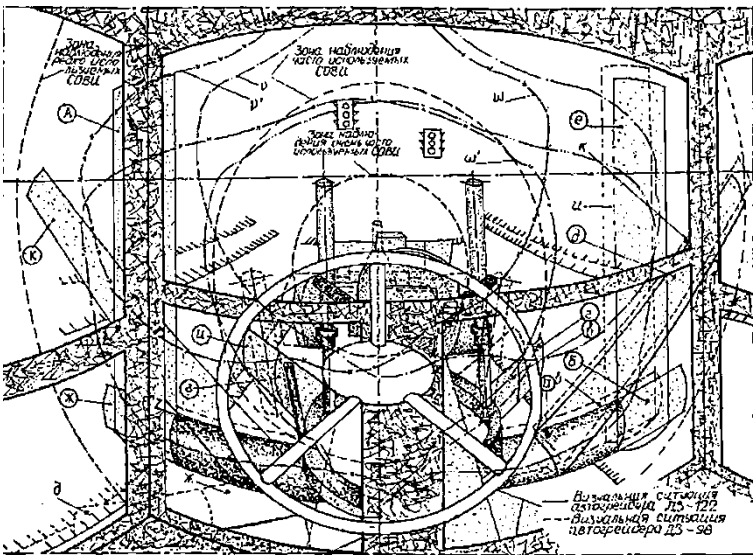


Рис.1. Приклад плоскої моделі дорожньо-транспортної ситуації

Список літератури

1. Кавун Ю.М., Тернов С.А., Моисеев А.М. Автоматизированная система анализа условий обзорности при производстве судебных автотехнических экспертиз. – Республиканский межведомственный научно-методический сборник «Криминалистика и судебная экспертиза». – К.: КиевскийНИИСЭ, 1992, вып. 42. – с. 90 – 95.

2. Илинич И.М., Кавун Ю.М., Тернов С.А. и др. Графоаналитическое проектирование обзорности промышленного машинно-тракторного агрегата. М.: ГОНТИ – НАТИ, 1984. – 48с.

3. Немцов В.П., Кавун Ю.М., Тернов С.А. и др. Методика оценки обзорности лесозаготовительной техники и оборудования на стадии проектирования. – Красноярск: СибНИИЛП, 1986. – 56 с.

4. Кавун Ю.М., Тернов С.А., Головин В.С., Бабаева С.А. Построение круговой обзорности из кабины экскаватора с помощью ЭВМ. – Сборник трудов ЦНИИТЭИтяжмаш. – Свердловск, 1990, №6. – 8с.

5. Кавун Ю.М., Тернов С.А. Унифицированная формула проекций моделирования обзорности / Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения». – Донецк: ДГТУ, 2002, вып. 19. – с.77 – 82.

6. Кавун Ю.М., Тернов С.А. Определение параметров плоской модели визуального пространства / Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения». – Донецк: ДГТУ, 2002, вып. 19. – с.72 – 77.

7. Тернов С.А. К вопросу плоского моделирования объектов визуального пространства оператора транспортного средства / Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту, №2. – Донецьк: ДІАТ, 2004. – с.39 – 44.

8. Тернов С.А. Моделирование дорожно-транспортных ситуаций на наглядных изображениях / Матеріали Наукової конференції викладачів академії за підсумками наукової роботи у 2008-2009 роках (Донецьк, 20-21 квітня 2010 р.) / Міністерство освіти і науки України, Донецька академія автомобільного транспорту. – Донецьк: ДААТ, 2010. – с.46-51.

9. Тернов С.А., Тернов А.С. Автоматизированное моделирование ингредиентов визуального пространства // "Розвиток наукових досліджень' 2010": Матеріали шостої міжнародної науково-практичної конференції, м.Полтава, – 22-24 листопада 2010 р.: – Полтава: Вид-во «ІнтерГрафіка», 2010. – т. 9. – с. 55-57.

Аннотация. *В работе предложены алгоритмы моделирования дорожно-транспортных ситуаций с целью анализа, экспертизы, прогнозирования и управления их обзорными свойствами.*

Abstract. *The paper presents the algorithms for modeling of traffic situations for the purpose of analyzing, evaluating, predicting and managing their survey properties.*

Стаття надійшла до редакції 18.12.2012 р.

УДК 004

ФЕДОРОВ Е.Е. к.т.н., доцент,
Донецкая академия автомобильного транспорта;
МАРТЫНОВА О.П. к.т.н., доцент,
Национальный авиационный университет;
СЛЕСОРАЙТИТЕ Э.,
Вильнюсский университет

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ШУМНЫХ ГЛУХИХ СОГЛАСНЫХ ЗВУКОВ КОМАНД ВОДИТЕЛЯ ПОСРЕДСТВОМ НЕРАСШИРЯЮЩИХ РАВНОМЕРНО НЕПРЕРЫВНЫХ ОТОБРАЖЕНИЙ

В статье проводится численное исследование шумных глухих согласных звуков команд водителя посредством нерасширяющих равномерно непрерывных отображений, основанных на банке октавных фильтров для формирования вектора вещественных признаков и преобразовании вектора вещественных признаков к вектору целых признаков посредством нормирования, масштабирования и округления.

Постановка проблемы

В настоящее время широкое распространение получают системы человеко-машинного общения, в частности для управления динамическими и, в частности, транспортными объектами. Важную роль в таких системах играет идентификация голосовых команд и сообщений. Для эффективной идентификации вербальных команд водителя принятие решений должно производиться с высоким быстродействием и высокой вероятностью. Параметры системы идентификации команд водителя определяются по результатам численного исследования.

Анализ последних исследований и публикаций

Существующие методы и модели классификации речевых образов обычно основаны на скрытых марковских моделях (СММ), алгоритме динамического программирования DTW, и нейронных сетях и обладают одним или несколькими из перечисленных ниже недостатков [1-6]:

– длительность обучения;

– хранения большого количества эталонов звуков или слов, а также весовых коэффициентов;

– длительность распознавания;

– неудовлетворительная вероятность распознавания.

– необходимость большого количества обучающих данных.

С другой стороны в литературе обычно не проводятся исследования, связанные с определением множеств векторов значений признаков, относящихся к разным звукам речи. Это связано с тем, что обычно значения признаков являются непрерывными, хотя и ограниченными сверху и снизу. Таким образом, множества векторов признаков разных звуков являются несчетными.

Цель статьи

Для вербального управления транспортными объектами провести численное исследование шумных глухих согласных звуков речевых команд водителя на основе нерасширяющих равномерно непрерывных отображений

Структура нерасширяющих равномерно непрерывных отображений

В работе [7] были впервые введены нерасширяющие равномерно непрерывные отображения, действующие в компактных метрических пространствах образцов сигналов. В данной статье эти отображения используются с точки зрения преобразования и классификации образцов звуков речи. Структура нерасширяющих равномерно непрерывные отображения определена в работе [8] следующим образом:

– нерасширяющее равномерно непрерывное отображение $\varphi: S^N \to V^K$ соответствует функции формирования вектора признаков, т.е. отображает вектор целых значений дискретного сигнала $\mathbf{s} = (s_1, ..., s_N)$, в вектор вещественных признаков $\mathbf{v} = (v_1, ..., v_K)$, причем каждая компонента вектора $\mathbf{v}$ вычисляется как логарифмированная мера контрастности [8];

– нерасширяющее равномерно непрерывное отображение $\psi: V^K \to X^K$ соответствует функции нормирования (значения признаков текущего вектора $\mathbf{v}$ делятся на максимальное значение этого вектора), масштабирования и округления вектора вещественных признаков, т.е. отображает вектор вещественных признаков $\mathbf{v} = (v_1, ..., v_K)$, в вектор целых признаков $\mathbf{x} = (x_1, ..., x_K)$;

– нерасширяющее равномерно непрерывное отображение $\phi: X^K \to Y^M$ соответствует функции классификации вектора целых признаков, т.е. отображает вектор целых признаков $\mathbf{x} = (x_1, ..., x_K)$ в номер класса образца звука речи, представленный булевым вектором с одной ненулевой компонентой $\mathbf{y} = (y_1, ..., y_M)$, причем классификация (т.е. сопоставление с обучающим образцом) проводится на основе дискретной метрики [8].

Формирование областей шумных глухих звуков в признаковом пространстве

Области шумных глухих согласных звуков речи в признаковом пространстве X^K формируются на основе обучающего множества образцов соответствующих звуков. В статье исследуются шумные глухие согласные звуки |с|, |ш|, |ц|, |ч|, |ф|, |х|, не содержащие переходных участков, на примере вербального управления прокатным станом.

В табл.1 и на рис.1 приведены обучающие образцы звука |с| слова «со» после последовательного применения отображений φ и ψ к вектору дискретного сигнала $\mathbf{s}$. Область звука |с| в признаковом пространстве представлена в виде

$$A_c = \{\mathbf{x} \mid x_1 \in \{1,2,3,4,5\}, x_2 \in \{0\}, x_3 \in \{5,6,7,8,9,10\}, x_4 \in \{7,8,9,10\}, x_5 \in \{6,7,8,9,10\},$$

$$x_6 \in \{4,5,6,7,8,9,10\}, x_7 \in \{1,2,3,4,5,6,7,8,9,10\}\}$$

В табл.2 и на рис.2 приведены обучающие образцы звука |ш| слова «шлеппер» после последовательного применения отображений φ и ψ к вектору дискретного сигнала $\mathbf{s}$. Область звука |ш| в признаковом пространстве представлена в виде

$$A_ш = \{\mathbf{x} \mid x_1 \in \{6,8,9,10\}, x_2 \in \{0,1,2,3\}, x_3 \in \{0,1,2\}, x_4 \in \{6,7,8,9,10\}, x_5 \in \{6,7,8,9,10\},$$

$$x_6 \in \{3,4,6,7,8,9,10\}, x_7 \in \{2,3,4,5,6,7,8,9,10\}\}$$

Таблица 1

Обучающие образцы звука |с| слова «со»

№	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	1	0	6	8	10	4	6
2	1	0	8	9	10	5	1
3	1	0	9	10	10	10	7
4	2	0	5	7	8	7	10
5	2	0	6	10	10	6	8
6	2	0	6	10	10	8	4
7	2	0	7	8	10	10	4
8	2	0	7	10	8	8	9
9	2	0	7	10	9	9	6
10	2	0	7	10	9	6	3
11	2	0	7	10	10	9	10
12	2	0	8	10	10	9	6
13	2	0	8	10	10	10	6
14	2	0	9	8	10	4	3
15	2	0	9	9	10	5	8
16	3	0	5	9	10	6	10
17	3	0	6	7	7	10	5
18	3	0	6	9	10	9	2
19	3	0	8	10	6	6	1
20	3	0	8	10	9	8	7
21	3	0	9	10	10	10	6
22	3	0	10	10	10	10	3
23	4	0	5	10	8	6	5
24	4	0	6	8	8	6	10
25	4	0	6	9	10	7	4
26	4	0	6	10	10	8	8
27	4	0	8	10	10	6	6
28	5	0	7	10	10	9	9
29	5	0	7	10	10	9	4
30	5	0	9	10	9	4	5
31	5	0	10	10	8	7	1

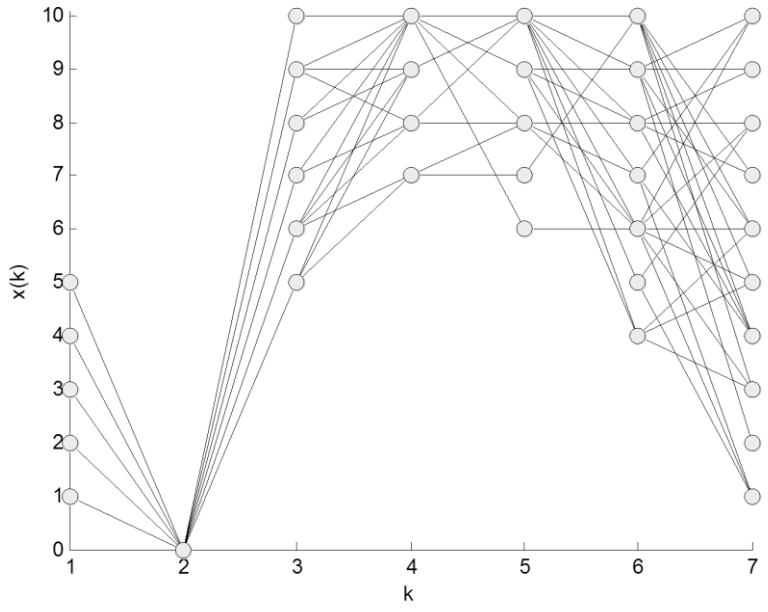


Рис. 1. Обучающие образцы звука |с| слова «со»

Таблица 2

Обучающие образцы звука |ш| слова «шлеппер»

№	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	6	0	1	8	10	9	8
2	6	0	2	8	10	8	8
3	6	1	0	6	7	8	10
4	8	0	1	9	10	5	5
5	8	0	1	8	9	9	10
6	8	0	2	10	10	5	2
7	8	2	0	7	10	9	6
8	8	2	0	8	8	8	10
9	8	2	0	8	9	9	10
10	8	2	0	8	10	8	8
11	8	2	0	10	10	8	9
12	9	0	1	9	9	10	10
13	9	1	0	5	10	7	5
14	9	1	0	8	10	7	5
15	9	2	0	6	10	4	2
16	10	0	1	9	10	8	7
17	10	0	2	8	8	10	2
18	10	0	2	6	10	4	4
19	10	1	0	8	8	6	1
20	10	1	0	8	9	4	2
21	10	1	0	8	10	8	10
22	10	1	0	9	9	7	9
23	10	1	0	10	9	5	5
24	10	1	0	10	10	7	7
25	10	1	1	7	6	4	0
26	10	2	0	8	10	6	4
27	10	2	0	7	6	3	3
28	10	2	0	8	8	2	4
29	10	3	0	9	10	6	7

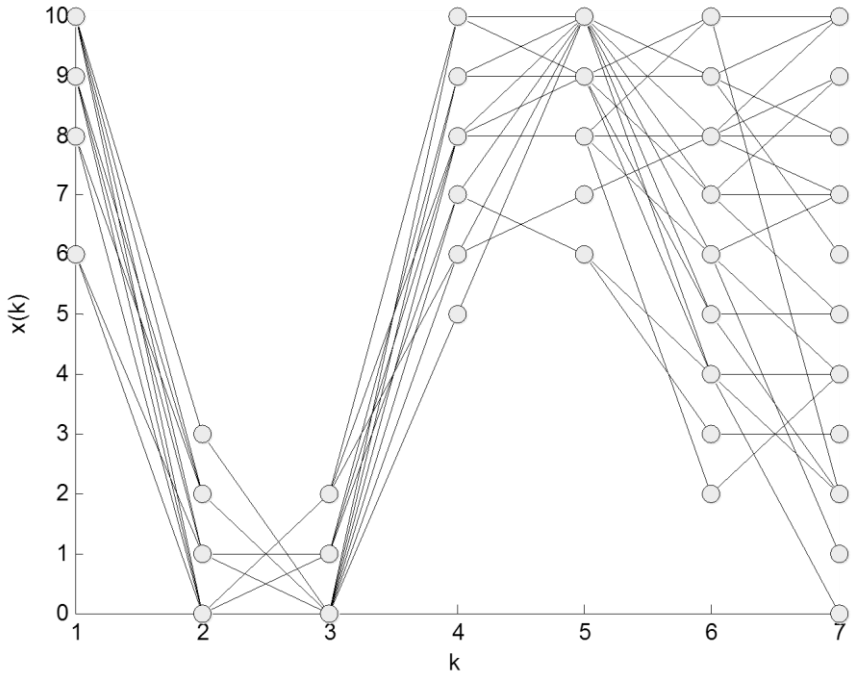


Рис. 2. Обучающие образцы звука |ш| слова «шлеппер»

В табл.3 и на рис.3 приведены обучающие образцы звука |ц| слова «ножницы» после последовательного применения отображений φ и ψ к вектору дискретного сигнала $\mathbf{s}$. Область звука |ц| в признаковом пространстве представлена в виде

$$A_u = \{\mathbf{x} \mid x_1 \in \{2,3,4,5\}, x_2 \in \{0\}, x_3 \in \{5,6,7,8,10\}, x_4 \in \{5,7,8,9,10\}, x_5 \in \{6,7,8,9,10\},$$

$$x_6 \in \{2,3,4,6,7,8,9,10\}, x_7 \in \{2,4,5,6,7,8,10\}\}$$

Таблица 3

Обучающие образцы звука |ц| слова «ножницы»

№	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	2	0	6	5	10	6	7
2	2	0	6	8	10	2	4
3	2	0	7	7	10	9	8
4	2	0	8	10	7	4	2
5	2	0	8	10	9	9	4
6	2	0	8	10	10	6	4
7	2	0	10	10	10	2	5
8	2	0	10	10	10	6	8
9	3	0	6	7	7	7	10
10	3	0	7	10	8	3	4
11	3	0	8	10	6	10	8
12	4	0	5	7	9	7	10
13	4	0	8	8	6	6	10
14	4	0	8	9	10	8	6
15	4	0	10	10	6	3	7
16	4	0	10	10	10	8	4
17	5	0	7	10	10	4	8
18	5	0	7	10	10	8	10

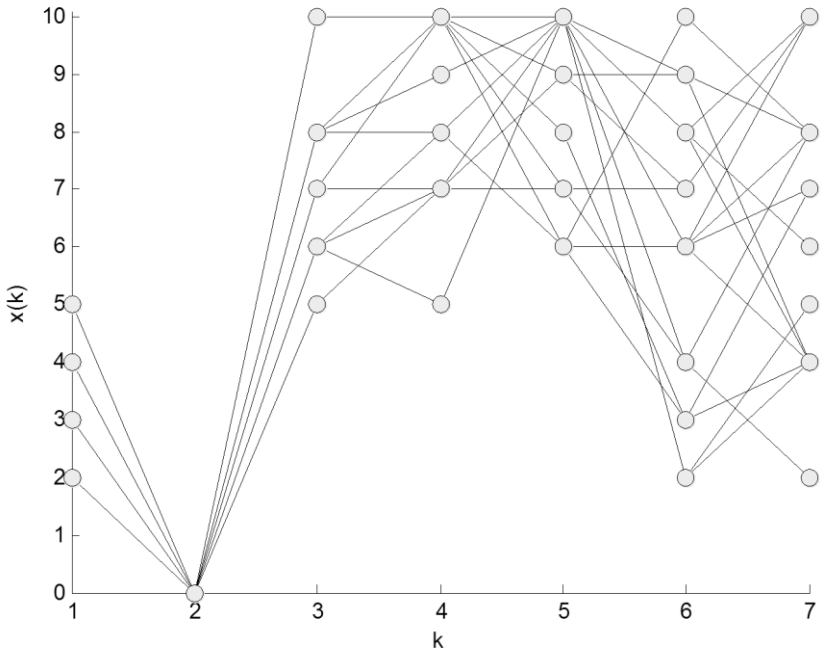


Рис. 3. Обучающие образцы звука |ц| слова «ножницы»

В табл.4 и на рис.4 приведены обучающие образцы звука |ч| слова «печь» после последовательного применения отображений φ и ψ к вектору дискретного сигнала $\mathbf{s}$. Область звука |ч| в признаковом пространстве представлена в виде

$$A_ч = \{\mathbf{x} \mid x_1 \in \{6,7,8,9,10\}, x_2 \in \{0,1,2,3,4,6\}, x_3 \in \{0,1,2,3,4,5,6,8\}, x_4 \in \{10\}, x_5 \in \{1,2,3,4,6\},$$

$$x_6 \in \{0,1,2,3\}, x_7 \in \{0,1,2,3,4,5,6,7,8,9,10\}\}$$

Таблица 4

Обучающие образцы звука |ч| слова «печь»

№	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	6	0	4	10	2	2	2
2	6	2	2	10	2	0	2
3	6	2	2	10	4	0	6
4	6	4	3	10	2	0	6
5	7	1	1	10	2	0	7
6	7	2	1	10	1	2	0
7	7	2	2	10	1	0	3
8	7	3	2	10	2	1	0
9	7	3	3	10	2	0	5
10	7	3	5	10	1	0	5
11	7	4	1	10	2	0	9
12	8	1	3	10	2	0	3
13	8	2	0	10	4	2	8
14	8	2	1	10	2	0	5
15	8	2	1	10	2	0	7
16	8	3	8	10	2	0	4
17	8	4	0	10	6	2	2
18	8	4	1	10	4	3	0
19	9	1	0	10	3	2	10
20	9	3	1	10	4	0	1
21	9	3	7	10	2	0	2
22	10	2	0	10	2	1	3
23	10	2	2	10	2	0	5
24	10	6	1	10	4	2	0

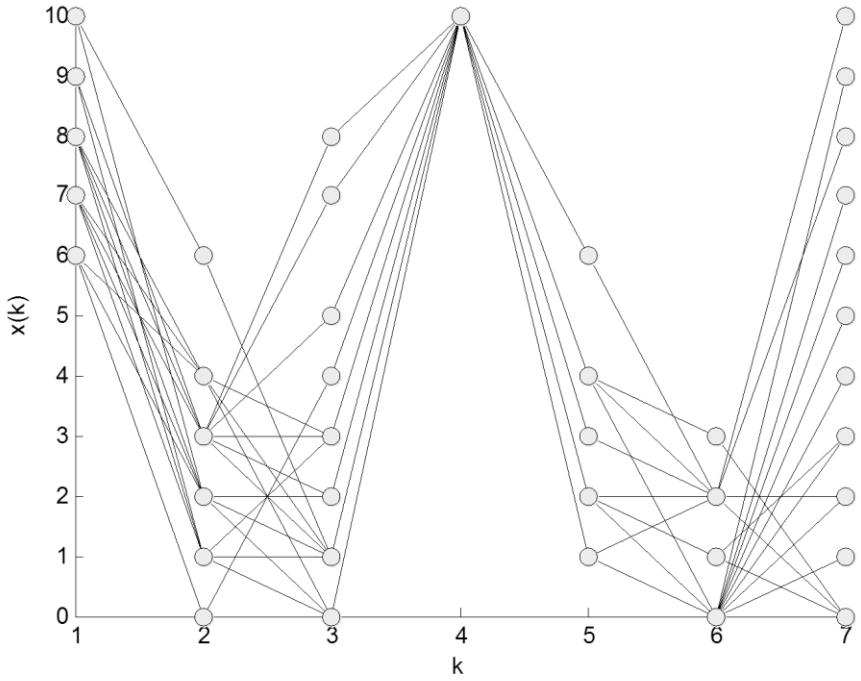


Рис. 4. Обучающие образцы звука |ч| слова «печь»

В табл.5 и на рис.5 приведены обучающие образцы звука |ф| слова «федор» после последовательного применения отображений φ и ψ к вектору дискретного сигнала $\mathbf{s}$. Область звука |ф| в признаковом пространстве представлена в виде

$$A_{\phi} = \{\mathbf{x} \mid x_1 \in \{10\}, x_2 \in \{5,6,7,8\}, x_3 \in \{0,1\}, x_4 \in \{1,2,3,4,5,6\}, x_5 \in \{0,1,2,3,4,6\},$$

$$x_6 \in \{1,2,3,4,5\}, x_7 \in \{0,1,2,3,4,6,8,9,10\}\}$$

Таблица 5

Обучающие образцы звука |ф| слова «федор»

№	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	10	5	0	2	1	2	1
2	10	5	0	3	1	1	4
3	10	5	0	3	3	1	1
4	10	5	1	6	4	2	0
5	10	6	0	5	2	4	9
6	10	7	0	5	2	5	10
7	10	7	0	4	4	5	8
8	10	8	0	5	6	2	6
9	10	8	0	5	1	2	1
10	10	6	0	2	1	3	3
11	10	6	1	2	0	3	2

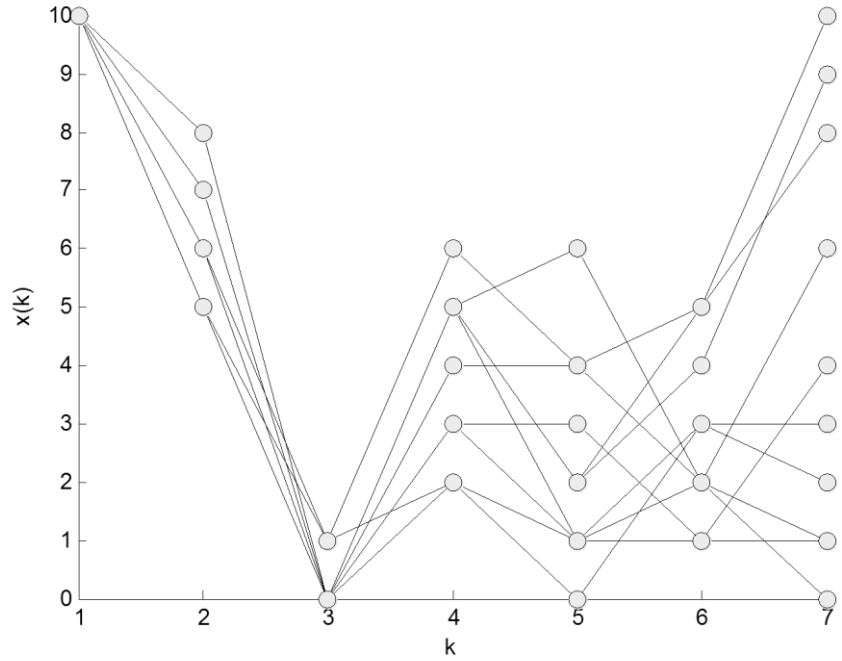


Рис. 5. Обучающие образцы звука |ф| слова «федор»

В табл.6 и на рис.6 приведены обучающие образцы звука |х| слова «харитон» после последовательного применения отображений φ и ψ к вектору дискретного сигнала $\mathbf{s}$. Область звука |х| в признаковом пространстве представлена в виде

$$A_x = \{\mathbf{x} \mid x_1 \in \{10\}, x_2 \in \{4,5,7,9,10\}, x_3 \in \{1,3,4,6,7\}, x_4 \in \{0,1,2,3,5\}, x_5 \in \{0,1,2,4\},$$

$$x_6 \in \{0,1,2,3,6\}, x_7 \in \{0,1,2,3,4\}\}$$

Таблица 6

Обучающие образцы звука |х| слова «харитон»

№	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7
1	10	4	1	1	1	2	0
2	10	4	1	2	2	1	0
3	10	5	1	3	0	2	2
4	10	5	1	1	0	3	1
5	10	5	4	1	0	2	1
6	10	9	3	3	0	3	3
7	10	10	4	1	0	2	4
8	10	10	4	1	2	2	0
9	10	10	6	0	4	3	3
10	10	7	7	0	2	6	2

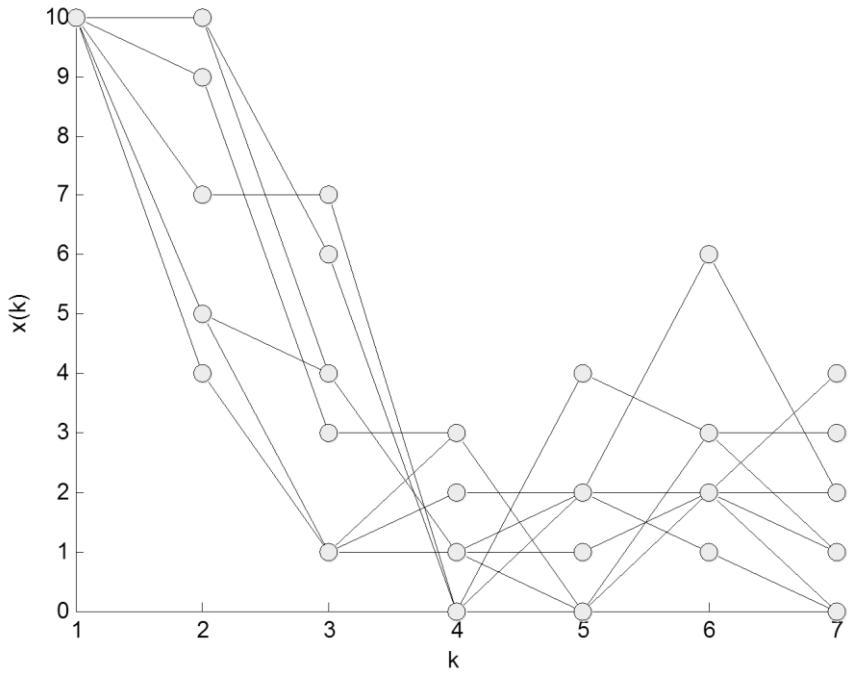


Рис. 6. Обучающие образцы звука |х| слова «харитон»

Выводы

Научная новизна. В статье для вербального управления транспортными объектами проведено численное исследование шумных глухих согласных звуков речевых команд водителя на основе нерасширяющих равномерно непрерывных отображений. В результате исследования определены области каждого шумного глухого согласного звука в признаковом пространстве.

Практическое значение. Система идентификации речевых команд водителя, разработанная на основе созданных обучающих образцов, может использоваться системах человеко-машинного общения для различных отраслей.

Список литературы

1. Осовский С. Нейронные сети для обработки информации / С. Осовский. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 344 с.

2. Хайкин С. Нейронные сети: полный курс / С. Хайкин. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2006. – 1104 с.

3. Комарцова Л.Г. Нейрокомпьютеры / Л.Г. Комарцова, А.В. Максимов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.

4. Каллан Р. Основные концепции нейронных сетей / Р. Каллан. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2001. – 288 с.

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

6. Федоров Е.Е. Методология создания мультиагентной системы речевого управления: монография / Е.Е. Федоров. – Донецк: изд-во «Ноулидж», 2011. – 356 с.

7. Федоров Е.Е. Метод обработки сигнала на основе нерасширяющих равномерно непрерывных отображений / Е.Е. Федоров // Труды Междунар. науч.-техн. конф. «Радіотехнічні поля, сигнали, апарати та системи (теорія, практика, історія, освіта)» (РТПСАС'2012). – Киев. – 2012. – С. 19-20.

8. Федоров Е.Е. Метод преобразования и идентификации вербальных команд водителя на основе нерасширяющих равномерно непрерывных отображений / Е.Е. Федоров, Э. Слесорайтите // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2012. – №1. – С. 4-14.

Анотація. *У статті проводиться чисельне дослідження гучних глухих приголосних звуків команд водія за допомогою нерозширювальних рівномірно безперервних відображень, заснованих на банку октавних фільтрів для формування вектора речовинних ознак і перетворенні вектора речовинних ознак до вектора цілих ознак за допомогою нормування, масштабування й округлення.*

Abstract. *The article presents the numerical research of noisy deaf consonants commands driver through not expanding uniformly continuous mapping, based on the bank octave filters to form a vector of real features and transformation vector of real features to vector of integer features by the normalization, scaling and rounding.*

Стаття надійшла до редакції 15.12.2012 р.

УДК 343.346.2

ПАРШИКОВ С.И., инспектор сектора оформления материалов ДТП и дознания ОГАИ Макеевского ГУ ГУМВД Украины в Донецкой области, майор милиции;
КОСТЕНКО А.В., к.т.н.; ПОЛЕТАЙКИН А.Н., старший преподаватель,
Донецкая академия автомобильного транспорта

К ВОПРОСУ СООТВЕТСТВИЯ ОБЩЕСТВЕННОЙ ОПАСНОСТИ И НАКАЗАНИЯ ЗА ОСТАВЛЕНИЕ ВОДИТЕЛЯМИ МЕСТ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ

Рассматривается проблема низкой эффективности юридической ответственности в Украине за оставление водителями мест ДТП, выражающаяся в несовершенстве нормативно-правовой базы, в частности, несоизмеримо с общественной опасностью мягкой административной ответственности относительно иных статей, обеспечивающих безопасность дорожного движения. В качестве решения проблемы предлагается существенное ужесточение и широкая дифференциация наказания в зависимости от обстоятельств правонарушения и отношения виновного к совершенному проступку.

Введение

Правовое регулирование общественных отношений в сфере дорожного движения направлено на обеспечение общественного порядка, создание безопасных условий для его участников, профилактику дорожно-транспортного травматизма и предупреждение правонарушений на улицах и дорогах в условиях деятельности, связанной с повышенной опасностью для окружающих. Любое отступление от установленного порядка дорожного движения может создавать угрозу его безопасности и за него должна, в зависимости от характера нарушения, наступать дифференцированная ответственность. Одним из наиболее серьезных правонарушений, посягающих на общественную безопасность в сфере дорожного движения, является оставление места дорожно-транспортного происшествия (ДТП).

В последнее время ведутся дискуссии относительно несовершенства административного законодательства в части регулирования общественных отношений по обеспечению безопасности дорожного движения (БДД). В области административно-правового обеспечения БДД в Украине проводят исследования ученые Васильев А.С., Муцко В.Ф. (Одесса), Гусаров С.Н., Джагупов Г.В., Егупенко В.В., Салманова О.Ю. (Харьков), Тараненко С.М., Собакарь А.О.,

Введенская В.В., Медведев Д.К. (Донецк) и др. Из этих исследований следует, что в настоящее время одной из приоритетных задач правоохранительных органов является предотвращение, раскрытие и расследование преступлений, связанных с оставлением водителями мест ДТП, особенно в случаях наличия пострадавших в ДТП. Это связано с тем, что на сегодняшний день ввиду отсутствия разработанной и научно обоснованной методики расследования преступлений, связанных с оставлением водителями мест ДТП, а также несовершенства административно-правового обеспечения БДД в этой области, расследование таких преступлений вызывает определенные трудности [1].

Цель статьи

Определение общественной опасности и рассмотрение соответствия наказания за данное нарушение, предусмотренное статьей 122-4 Кодекса Украины об административных правонарушениях.

Основная часть

Указанная статья предусматривает административную ответственность за оставление участниками дорожного движения в нарушение установленных правил места дорожно-транспортного происшествия, к которому они причастны. Причастными к ДТП признаются участники дорожного движения, непосредственно принимавшие участие в происшествии или чьи действия привели к таковому. Виновность в совершении ДТП при этом не имеет значения. Пунктом 2.10 ПДД Украины регламентированы обязанности водителя при причастности к ДТП: оставаться на месте происшествия; не перемещать транспортное средство и предметы; сообщить о ДТП в орган или подразделение милиции, ожидать прибытия работников милиции [2].

Необходимость выполнения водителями перечисленных требований обусловлена тем, что важнейшим обстоятельством, позволяющим определить причины и виновных в ДТП, является фиксация транспортных средств (ТС) и иных предметов в неизменном положении после происшествия, сохранение следов, вещественных доказательств в максимально первичном состоянии [3], что позволит более объективно оценить динамику происшествия и его причины. Многие авторы, например [1,4], приходят к выводу, что при расследовании ДТП вероятность ошибки в силу целого ряда обстоятельств несравненно выше, чем при расследовании всех иных преступлений вместе взятых.

Осмотр места происшествия является первым шагом на пути расследования и раскрытия преступления или правонарушения. От полноты и квалифицированности осмотра во многом будет зависеть качество расследования, что, в конечном итоге, влияет на практическую реализацию принципа законности и неотвратимости наказания, предупреждению дорожно-транспортной аварийности [5,6]. Именно поэтому, в интересах объективного рассмотрения ДТП, Правилами предусмотрено, чтобы водитель и транспортное средство оставались на месте происшествия. Понятна повышенная общественная опасность порядку управления в дорожном движении при оставлении водителем места ДТП.

Тем не менее, количество водителей, скрывшихся с мест ДТП, поражает и показывает всю неэффективность лояльности санкций за данное нарушение. Так, в течение 2011 года по Донецкой области процент скрывшихся водителей составляет 8,7% (рис. 1, а), в то время как по г. Макеевке эта оценка составила 14,6%. В период первых девяти месяцев 2012 года доля скрывшихся водителей по области составила 8,1% (рис. 1, б), а по г. Макеевке – 13,5%. И хотя положительная тенденция на лицо, все же эти оценки очень высоки.

Особенно удручающей является картина при таком виде ДТП, как наезд на пешехода, особенно при потере им сознания или летальном исходе, в темное время суток при недостаточном освещении и отсутствии очевидцев. Возможность оставления места ДТП также увеличивается при совершении происшествия, в котором ТС виновного получает незначительные механические повреждения, позволяющие водителю управлять им и самостоятельно передвигаться. Зачастую водители пытаются скрыть сам факт ДТП – при опрокидывании транспортного средства, наезде на препятствие, когда телесные повреждения получены самим водителем либо его родственниками, знакомыми, а механические повреждения получает автомобиль, принадлежащий виновнику ДТП. Возрастает вероятность оставления места ДТП при незастрахованности ТС.

Так называемые «розыскные» ДТП требуют значительно больших временных затрат работников милиции по установлению обстоятельств случившегося, а осмотр места происшествия, который проводится после получения информации о ДТП из медицинского учреждения и опроса потерпевшего, не всегда позволяет даже точно установить само место происшествия [4].

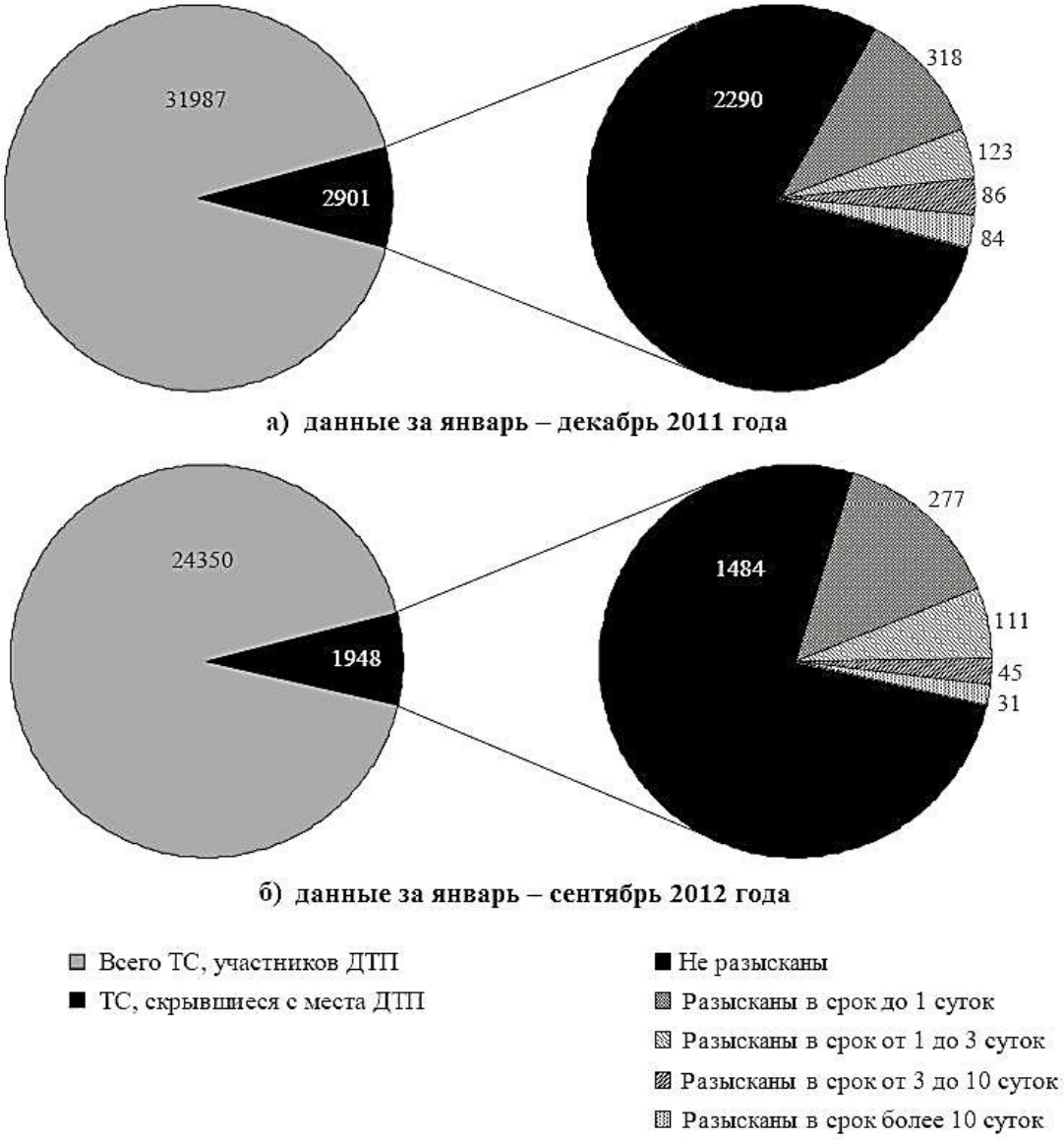


Рис. 1 – Статистика по ТС, скрывшимся с места ДТП (Донецкая область)

В связи с этим, представляется обоснованным возможность наказания ст. 122-4 КУоАП в виде лишения права управления транспортными средствами на срок от одного до трех лет. В свою очередь, действующие в настоящий момент штрафные санкции (255-306 гривен), вряд ли

могут остановить от совершения подобных правонарушений вновь и требуют существенного увеличения и дифференциации. Следует отметить, что фактически за все прочие нарушения ПДД предусмотрены значительно более высокие размеры штрафов.

Конечно, санкция статьи предусматривает также и общественные работы, и административный арест, однако судом эти виды ответственности практически не применяются. В значительном количестве происшествий водители скрываются с места происшествия с целью уйти от ответственности за иные нарушения, за которые предусмотрено более жесткое наказание. Например, при управлении транспортным средством в состоянии алкогольного опьянения у правонарушителя возникает обоснованный соблазн скрыться с места ДТП. Даже если он будет затем разыскан и задержан, ему «грозит» вдесятеро меньший штраф и никакого лишения права управления транспортным средством. Следовательно, законодатель своими непродуманными действиями провоцирует участников дорожного движения на неправомерные поступки, поэтому представляется целесообразным ужесточение санкций данной статьи для приведения их в соответствие с санкциями статей КУоАП, которые пытается избежать правонарушитель.

Широкая дифференциация позволит суду при принятии решения в полной мере применять принцип индивидуализации наказания с учетом всех смягчающих и отягчающих обстоятельств. При этом следует исходить из того, что «розыскные» ДТП, как считают авторы, в зависимости от отношения виновного к своему деянию, можно классифицировать на три группы.

Первая группа. Водитель, участвовавший в ДТП, изначально скрывается с места происшествия, пытаясь избежать возможного наказания или трудностей, связанных с расследованием ДТП. По возможности он уничтожает следовую картину на месте события, осуществляет мойку транспортного средства, принимает меры по скрытию места хранения ТС и его восстановительному ремонту. Такие водители должны подвергаться максимально жесткому наказанию.

Вторая группа. ДТП, при которых причастные к нему водители, в нарушение установленных правил, оставляют место происшествия, не утаивая при этом своей личности. Например, после участия в ДТП водитель дождался прибытия кареты скорой медицинской помощи или самостоятельно доставил пострадавшего в лечебное учреждение, где сообщил свои данные, после чего уехал домой, вместо того, чтобы возвратиться на место происшествия. Подобные случаи весьма распространены. В большинстве своем, нарушители искренне заблуждаются об отсутствии общественной опасности в своих действиях (ведь они «не прятались»), не понимают необходимости нахождения их транспортных средств именно на месте ДТП и в том виде, в котором они оказались после происшествия. Иногда они считают, что не должны оставаться на месте ДТП, так как «не виновны». Несмотря на отсутствие умысла по утаиванию своей личности, действия подобных нарушителей вызывают такие же затруднения в выяснении обстоятельств происшествия и правильном расследовании ДТП. Наказание в этом случае может быть различным в пределах предусмотренной санкции, но нелишним будет учет мнения работников милиции, принимавших участие в розыске водителя.

Третья группа. ДТП, при которых водитель не знает о своей причастности к происшествию. Подобные ДТП наиболее редки и объясняются техническими параметрами транспортного средства, погодными условиями, специфическими обстоятельствами происшествия и т.д. Водитель грузового автомобиля не подозревал, что является причастным к ДТП, когда на спуске в заднюю часть его автомобиля ударился следовавший сзади велосипедист. Водитель грузового автомобиля не видел, не чувствовал произошедшего столкновения (по классификации видов ДТП – наезда на велосипедиста), поэтому безостановочно продолжил движение. В подобных случаях водитель даже не догадывается о своей причастности к ДТП и, естественно, не может быть привлечен к ответственности за оставление его места.

Вывод

Учитывая повышенную общественную опасность, множественность факторов негативного воздействия на общественные отношения, обеспечивающие порядок управления в сфере дорожного движения, крайне отрицательное влияние на его безопасность, оставление водителями в нарушение установленных правил места дорожно-транспортного происшествия, к которому они причастны, должны предусматривать наиболее строгую административную ответственность относительно иных статей, обеспечивающих безопасность дорожного движения. При этом должна быть предусмотрена широкая дифференциация наказания в зависимости от обстоятельств правонарушения и отношения виновного к совершенному проступку.

Список литературы

1. Ольховенко С.І. Обставини, які встановлюються при розслідуванні залишення в небезпеці потерпілого внаслідок дорожньо-транспортної пригоди / С.І. Ольховенко // Держава та регіони. Серія: Право. – 2011. – Вип. 1. – С. 176–181.

2. Комментарии к Правилам дорожного движения Украины. З.Д. Дерех, В.Ф. Душник, Ю.Е. Заворицкий, В.Н. Зайченко, С.Г. Коломиец; Под общ. ред. А.Л. Миленина. – 2-е изд., пер. и доп. – К.: Издательство «Радуга», 2002. – 335 с.

3. Святенко А.А. Деякі пропозиції щодо прискорення оформлення матеріалів ДТП / А.А. Святенко // Безпека дорожнього руху України. – К.: НДЦ БДР МВС України. – 2006. – 1-2 (22).

4. Організація розшуку автомототранспортних засобів підрозділами Державтоінспекції: Навчальний посібник / С.М. Тараненко, А.О. Собакар, С.В. Єгоров // За ред. Тараненка С.М, Собакаря А.О. – Донецьк: Донецький юридичний інститут МВС при ДонНУ, 2005. – 308 с.

5. Зотов Б.Л. Казус или дорожно-транспортное происшествие. Учебное пособие. / Б.Л. Зотов, – Киев: НИ и РИО КВШ МВД СССР им. Ф.Э. Дзержинского, 1979. – 78 с.

6. Байэтт Р., Уоттс Р. Расследование дорожно-транспортных происшествий: Пер. с англ. – М.: Транспорт, 1983. – 288 с.

7. Методичні рекомендації по огляду місця дорожньо-транспортної пригоди / С.Г. Коломієць, В.Ф. Душник, С.М. Колов, В.Л. Липчанський, - К.: ТОВ „Журнал „Радуга", 2002. – 60 с.

Анотація. *Розглядається проблема низької ефективності юридичної відповідальності в Україні при залишенні водіями місць дорожньо-транспортних пригод, яка виражається в недосконалості нормативно-правової бази КУоАП, зокрема, несумісної із суспільною небезпекою м'якій адміністративній відповідальності щодо інших статей, що забезпечують безпеку дорожнього руху. В якості вирішення проблеми пропонується істотна жорсткість і широка диференціація покарання залежно від обставин правопорушення й ставлення винного до вчиненої провини.*

Abstract. *The problem of low efficiency of legal responsibility is Considered in Ukraine for leaving by drivers of places of road events, expressing in imperfection is normative-legal base, in particular, incommensurate with public danger soft administrative responsibility comparatively other article, providing safety of road motion. As decisions of problem is offered essential tightening and broad differentiation punishments as the case may be offenses and relations guilty to perfect misdeed.*

Стаття надійшла до редакції 15.11.2012 р.

УДК 629.33- 048.445

КИЩУН В.А., к.е.н., доцент,
Луцький національний технічний університет

КЛАСИФІКАЦІЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ – МІНІВЕНІВ, ПОЗАДОРОЖНИКІВ І СПОРТКАРІВ

Проведений аналіз іноземних класифікацій легкових (мінівенів, позадорожників, спортивних) автомобілів та запропонований вітчизняний варіант класифікації

Постановка проблеми

На відміну від деяких зарубіжних країн в Україні відсутня офіційна класифікація легкових автомобілів. Однак, незважаючи на це, автовиробниками, маркетологами, засобами масової інформації визнається європейська класифікація легковиків, яка враховує габаритні розміри і частково призначення автомобілів. В якості головного класифікатора використовуються габаритні довжина і, менше, ширина кузова. Додаткові показники – тип кузова авто та призначення – пов'язані вже з його функціональними ознаками.

Класифікація легкових автомобілів традиційної конструкції базується на кузовах найпоширеніших типів, до яких відносяться седани, три- і п'ятидверні хетчбеки, лімузини. Різноманітні універсали зазвичай відповідають розмірам седанів, а якщо і дещо перевищують останні, то їх відносять до класів, визначених базовими моделями.

Таким чином, усі легковики, які продаються на європейському ринку, поділяються умовно на десять основних груп, шість з яких означують розмірні класи, а чотири – поділяють авто за типом кузова і призначенням. Класи встановлені для звичайних автомобілів масового попиту (седан, хетчбек, універсал), призначених для руху дорогами загального користування, і позначаються літерами латинського алфавіту A, B, C, D, E і F. Інші легковики – спортивні купе, кабріолети, мінівени і позадорожники (обґрунтування назв двох останніх див. далі) – розрізняються між собою типом кузова, а особливо специфікою експлуатації, тому об'єднані у чотири групи, яким також присвоєні латинські літери, відповідно, G, H, I і K.

Державна програма розвитку автомобілебудування України затверджена Кабінетом Міністрів у вересні 1993 року передбачала типаж легкових автомобілів. В основу нової класифікації поклали, як це прийнято в Європі, передусім, загальну довжину машини. Залишивши назви класів без змін, їх скоротили з шести до чотирьох відповідно до габаритної довжини авто. Крім того, класифікація не враховувала такі характерні групи легкових автомобілів, як повнопривідні підвищеної прохідності, універсали підвищеної місткості та автомобілі з підвищеними динамічними характеристиками, які часто ще називають спортивними. Вона не знайшла застосування у технічній документації, науковій, навчальній, довідковій літературі.

Покращити ситуацію могла б універсальна класифікація, яка охоплювала б максимально можливу кількість моделей, що виробляє сьогодні світова індустрія, і яка об'єктивно здатна влаштувати усіх (від автовиробників до покупців і спеціалістів з маркетингу у сфері реалізації), з одночасним впровадженням єдиної термінології. При підготовці дисертації автором була розроблена така класифікація, яка, на жаль, не отримала належної оцінки [1].

Очевидно, що зміни, які відбулися протягом останніх десяти років, вимагають нового аналізу та, як наслідок, внесення необхідних правок з метою формування офіційної вітчизняної класифікації легкових автомобілів. Подібна спроба, правда без належного обґрунтування, була зроблена у статті, викладеній у часописі "Маркетинг в Україні" [2].

Мета дослідження

Визначення класифікаційних параметрів і розподіл таких груп легкових автомобілів як мінівени, позадорожники і спортивні авто на класи залежно від конструкції, призначення, технічних особливостей.

Результати досліджень

Національний стандарт ДСТУ2984-95 "Засоби транспортні дорожні. Типи. Терміни та визначення" подає лише три терміни, які стосуються легкових автомобілів. Це, власне, термін "легковий автомобіль", а також "легковий автомобіль загального призначення" і "легковий автомобіль спеціалізований". Безперечно, цих термінів вже не достатньо. Сьогодні зарубіжні спеціалісти, класифікуючи легкові автомобілі, поділяють їх, у більшості своїй, на чотири очевидні типи за функціональними ознаками.

Перший тип – автомобілі, які експлуатуються на дорогах загального користування, – дорожні легкові автомобілі. Певною мірою це може слугувати терміном і визначенням для даного типу легковика.

До другого типу відносяться універсали підвищеної місткості (УПМ), які за кордоном називають ще monospase (однооб'ємник), MPV (Multi Purpose Vehicle), а найчастіше minivan. Абревіатура УПМ сьогодні вже не може використовуватись стосовно такого типу, оскільки у ній закладене поняття "підвищена місткість" (7...9 осіб), у той час як випускаються автомобілі, наприклад, Renault Megane Scenic і Grand Scenic, котрі нараховують відповідно п'ять і сім місць для сидіння, включаючи місце водія. Назва monospase також не охоплює всі авто: конструктивно вони можуть виконуватися з двооб'ємними кузовами (Peugeot 807, Citroen C3 Picasso). Тому найпридатнішим видається для означення третього типу термін "мінівен", в якому "міні" означає менший, малий, а "вен" транслітероване з англійської слово "фургон".

Третій тип – це легкові автомобілі, прохідність яких вища, ніж у традиційних дорожніх легковиків. До них застосовуються терміни SUV(Sport Utility Vehicles), off road, crossover (кросовер), а також жаргонні слова "всюдихід", "джип". В українських засобах масової інформації вживаються ще терміни "позадорожник", "позашляховик", "бездоріжник" і навіть "позакласовик". Завдяки конструкційним особливостям таких автомобілів забезпечується можливість рухатися не лише дорогами загального користування, але й поза ними. Дотримуючись однієї стилістики, було б доцільним означити такий тип коротким і функціональним терміном – "позадорожник".

І, нарешті, четвертий тип – легкові автомобілі, які наділені підвищеними динамічними характеристиками (максимальною швидкістю, інтенсивністю розгону) завдяки, у тому числі, високим співвідношенням "потужність/споряджена маса". Не дивлячись на свій "темперамент", вони призначені, як і автомобілі першого типу, для експлуатації дорогами загального користування. Тому такі авто правильніше було б назвати "дорожньо-спортивними", хоча у спеціалізованих виданнях повсюдно вживається короткий термін "спортивний" (інша назва "спорткар"), з чим зрештою можна погодитися.

Діапазон довжин легковиків, які виробляє світова автомобільна індустрія, досить великий – від 2,5 до 6,0 і більше метрів. З довжиною тісно пов'язаний такий розмір, як габаритна ширина автомобіля. Натомість, останнім часом важливу роль у конструкції легкового автомобіля почала відігравати його висота. Переважна більшість моделей сучасних дорожніх легковиків мають "зріст", який коливається у діапазоні 1350…1550 мм. Сьогодні конструктори намагаються забезпечити максимум простору водію і пасажирам у салоні легковика. Досягається це за рахунок збільшення довжини (як правило, кожна наступна модель проектується довшою за попередню), меншою мірою ширини, а порівняно віднедавна – висоти автомобіля.

Однак, збільшення габаритної довжини тягне за собою ризик переходу моделі в наступний, вищий клас і буде додатково вимагати покращення динаміки, комфорту, комплектації авто та, як наслідок, підвищення його вартості. Зростання ширини автомобіля обмежується її невеликим діапазоном у кожному класі. Залишається єдиний шлях – збільшувати габаритну висоту, яка, у свою чергу, з певної позначки починає вже впливати на формування типу легковика.

Огляд вітчизняних і зарубіжних спеціалізованих видань показав, що до висоти приблизно 1560 мм, при характеристиці транспортного засобу використовується термін "легковий автомобіль" [3]. У діапазоні висот 1560…1600 мм спеціалісти не дійшли спільної думки: одні й ті ж автомобілі можуть називатися одночасно мінівенами і дорожніми автомобілями з кузовами типу "універсал" чи "хетчбек", однак, таких авто небагато і "погоди" вони не роблять. З висоти 1600 мм усі автомобілі класифікуються, як мінівени [3].

Проведений аналіз дозволив зробити висновок: при визначенні класу легкового автомобіля основну роль відіграє його габаритна довжина, у той час як габаритна висота – один з параметрів, який регламентує тип легковика [3]. Особливістю автомобіля більшої висоти є те, що він забезпечує природнішу і, як наслідок, комфортнішу посадку, тому останні покоління традиційних легковиків проектуються не лише довшими, але й вищими за попередні.

І все ж головним показником серед трьох габаритних розмірів легковика сьогодні залишається його довжина [3]. Тому у якості визначального параметра пропонованого поділу першого типу легкових автомобілів на класи була залишена, як і в європейській класифікації, габаритна довжина. Решту три типи – мінівени, позадорожники і спортивні авто – передбачається класифікувати за дещо іншими показниками.

Основною базою даних для проведення класифікації стало видання автомобільного каталогу, яке містить технічні характеристики понад 3000 моделей і модифікацій легкових автомобілів світу [4]. Використовувалась також остання автомобільна періодика. Із зазначеного масиву були вибрані лише моделі (390 одиниць) і за допомогою програми Exsel складалися таблиці за такими параметрами, як габаритні довжина, ширина, висота автомобіля, а також тип кузова (седан, купе, хетчбек, універсал, позадорожник або кросовер, кабріолет і мінівен). Застосування стандартної програми дозволило вибудувати за ранжиром три масиви легковиків, а саме за наростаючими довжиною, висотою і шириною автомобіля та встановити за кузовом групу транспортного засобу.

Мінівен – наймолодший тип автомобіля серед інших, які утворили групи. Він зайняв проміжну нішу між легковиком та мікроавтобусом і отримав справжній розвиток, починаючи з 1983 року (Mitsubishi Space Wagon). Завдячуючи принципу високої посадки водія і пасажирів став можливим при компонуванні виграш у довжині його салону. Якщо у звичайних легкових автомобілів висота посадки на сидіннях (вертикальна відстань між центром тазостегнового суглоба сидячої людини і точкою опори її ноги) складає 250…300 мм, то для мінівенів норма – 350…380 мм. Як наслідок, зменшується проміжок між сидіннями, необхідний для розміщення більш вертикально поставлених (а не витягнутих) гомілок ніг. Використання зазначеного ефекту дозволяє встановлювати три ряди сидінь (7…9 місць) вздовж салону або два (4…6 місця) на суттєво меншій дожині ніж у звичайного дорожнього легковика. Однак при цьому починає зростати до1600…1900 мм габаритна висота автомобіля.

Особливістю мінівена є також порівняно високий рівень підлоги над землею (підлога в салоні зазвичай рівна); сидіння, які легко трансформуються, складаються або демонтуються, що дозволяє отримувати десятки різних варіантів планування салону; зсувні задні дверцята замість стулкових. Що стосується високого розташування підлоги, то воно сприяє також захисту водія і пасажирів від серйозних травм при бокових зіткненнях в автомобільних пригодах. Компактність мінівена досягається, у тому числі, за рахунок зменшення розмірів моторного відсіку (двигун розміщується поперек) за що він отримав назву "однооб'ємник".

Сьогодні класифікація мінівенів передбачає, як правило 3-4 класи: “мікровен”, “компактвен” і власне “мінівен”; інші назви: “субкомпактний сегменту В”, “компактний сегменту В+ (С)”, “середньорозмірний сегменту С+”, “повнорозмірний сегменту Е”. Оскільки значна кількість таких авто базується на платформах і агрегатах дорожніх легкових автомобілів, то для їх класифікації буде доцільним застосувати аналогічні назви і діапазони довжин класів. Попередній аналіз більше шести десятків моделей мінівенів дозволяє поділити цей тип авто за габаритною довжиною на п’ять класів:

– малий клас – до 4,0 м;
– нижній середній клас – 4,0…4,3 м;
– середній – 4,3…4,6 м;
– верхній середній клас – 4,6…4,8 м;
– великий клас – 4,8…5,0 м і більше.

Особливо малий клас представлений як європейськими, так і японським моделями. У великому класі ближче до верхньої межі розташувалися майже усі марки, що виробляються у США і, в меншості – представники інших країн – довгобазові моделі, ринок збуту яких ті ж Сполучені Штати. Навпаки, у Західній Європі більш популярні моделі середнього класу, а якщо зустрічаються великого класу, то довжиною ближче до нижньої межі 4,8 м. На одній платформі з дорожніми автомобілями проектується більшість мінівенів малого і середнього класів; великий клас – це переважно самостійні конструкції.

У класифікації мінівенів не передбачений вищий клас, оскільки в автомобільних виданнях і серед спеціалістів цей термін у відношенні до даного типу авто практично не застосовується. В окремих випадках, коли пропонується максимальна комплектація (full option) можна говорити, що мінівен оснащений за найвищим класом, однак з габаритною довжиною це особливо не пов’язується. У таблиці 1 наведена класифікація мінівенів, які випускаються сьогодні світовими автовиробниками.

Наступна група – позадорожники у порівнянні з дорожніми легковими автомобілями, мають збільшений дорожній просвіт (200…230 мм), підвищену міцність несучої системи, в тому числі, завдячуючи рамній конструкції, великі ходи підвісок; переважна більшість моделей виконуються повноприводними. Все це дозволяє забезпечити такому типу авто кращу прохідність ніж у звичайного легковика.

Таблиця 1

Класифікація мінівенів

Клас	Позначення	Габаритна довжина, м	Марка, модель
Малий	B	до 4,0	Fiat Idea; Opel Agila; Renault Modus; Subaru Trezia; Toyota Verso
Нижній середній	C	4,0… 4,3	Citroen C3 Picasso; Nissan Note; Citroen Xsara Picasso; Opel Meriva; Hyundai ix20; Kia Venga; Renault Scenic; Seat Altea
Середній	D	4,3…4,6	Ford C-Max; Citroen C4 Picasso; Kia Carens; Renault Grand Scenic
Верхній середній	D+	4,6…4,8	Citroen C4 Grand Picasso; Ford S-Max; Kia Carnival; Opel Vivaro; Peugeot 807; Renault Espace; Volkswagen Sharan
Великий	E	більше 4,8	Ford Galaxy; Buick GL8; Dodge Grand Voyager; Mazda MPV

Наука про автомобіль трактує прохідність як експлуатаційну властивість, що визначає можливість руху транспортного засобу у погіршених умовах, бездоріжжям та під час подолання різноманітних перешкод. Прохідність – обов’язкова властивість, якою наділені усі автомобілі,

але вона буде різною залежно від призначення транспортного засобу. І, якщо прийняти, що дорожні легковики мають обмежену прохідність, то позадорожники, у свою чергу, можна поділити на чотири окремі категорії: 1) звичайної, 2) підвищеної, 3) високої, 4) надвисокої прохідності, а їх класифікація має базуватися не лише на габаритних розмірах, але й враховувати цю функціональну ознаку.

Світова промисловість виробляє сьогодні велику кількість моделей автомобілів різних за своєю прохідністю. Позадорожники звичайної прохідності (перша категорія) іноді називають ще "пляжними", "паркетними", частіше – "кросоверами" або авто для активного відпочинку (recreational vehicles). Їх швидше можна вважати псевдопозадорожниками, оскільки за суттю – це звичайні легковики. Відрізняються вони високим несучим кузовом типу "універсал", незалежними підвісками, відсутністю (за незначним винятком) понижуючого ряду передач і навіть колісною формулою 4х2 замість повного привода.

Автомобілі першої категорії переважають дорожні легковики, в основному, за профільною прохідністю за рахунок кращих геометричних параметрів: дорожнього просвіту, переднього і заднього звисів, поперечного і повздовжнього радіусів прохідності; долають вищі бар'єрні і дискретні перешкоди за рахунок збільшеного радіуса коліс. Вони добре почуваються на дорогах з твердим покриттям, на них можна сміливо їздити бруківкою, міськими вулицями з трамвайними коліями і виїмками на асфальті. Ними можна добратися від шосе до дачі, лісу, на берег водойми ґрунтовою дорогою навіть зимою (при незначних опадах чи ожеледиці), але не більше. Привод може бути як повний, так і на одну з осей. Саме до таких авто найчастіше вживається назва "кросовер".

Другу категорію формують позадорожники підвищеної прохідності. Для них характерні незалежна передня і залежна пружинна (в американських і окремих японських моделях – ресорна) задня підвіски, які монтуються, як правило, на окремих підрамниках та повний привод. Обов'язково має бути демультиплікатор, а також можливе блокування одного чи усіх диференціалів. Такі автомобілі зручні і практичні для щоденних поїздок асфальтом і одночасно виправдовують себе в складних дорожніх умовах.

Третя категорія – це позадорожники високої прохідності. Їхні споживачі, виходячи з фактичних потреб, – нафтовики, геологи, військові, а серед приватних покупців – мисливці, рибалки, любителі-екстремали. Такі автомобілі створюються для роботи в умовах цілковитого бездоріжжя і повинні беззастережно долати на місцевості різноманітні природні перешкоди. Вони мають міцну раму, роздавальні коробки, залежні передні і задні балки-мости. Всі диференціали в трансмісіях таких автомобілів обов'язково блокуються.

І, нарешті, до четвертої категорії можна віднести автомобілі, які створюються для експлуатації у спеціальних умовах. Серед серійних позадорожників таким вважався американський Hummer, дебют якого відбувся у 1985 році, коли компанія AM General почала випуск оперативно-тактичного, високомобільного багатофункціонального автомобіля (HMMWV) для армії США. З часом з'явилися цивільні варіанти цієї машини, які з 1992 року отримали офіційну назву Hummer H1.

Великогабаритний, (ширина 2,2 м, висота 1,9 м) з дорожнім просвітом 410 мм, Hummer мав неперевершені, серед автомобілів, прохідність і надійність, був оснащений постійним повним приводом, автоматичною коробкою передач, роздавальною коробкою, незалежною підвіскою усіх чотирьох коліс з опцій – централізовану підкачку шин на ходу; здатний долати підйоми крутизною 60% та броди глибиною 0,8 м.

Не гіршими технічними характеристиками володіли автомобіль Toyota Mega Cruiser і Lamborghini LM002. На жаль, сьогодні ці моделі не випускаються, хоча час від часу подібні концепт-кари розробляються у конструкторських бюро. У таблиці 2 наведено приклади розподілу позадорожників за прохідністю.

При компонуванні позадорожників також використовується принцип високої посадки водія і пасажирів у зв'язку з чим їх габаритна висота складає 1650…2000 мм. Однак, на відміну від мінівенів, висока посадка водія не лише зменшує небезпеку важкої травми при бокових зіткненнях, але, що не менш важливо, покращує йому оглядовість під час руху у складних дорожніх умовах.

Таблиця 2

Приклади розподілу позадорожників за прохідністю

Прохідність автомобіля	Марка, модель
Звичайна	Honda CR-V; Nissan Juke; Hyundai IX35; Suzuki Jimny; Toyota RAV-4
Підвищена	Jeep Grand Cherokee; Mercedes-Benz ML; Mitsubishi Pajero; Toyota FJ Cruiser
Висока	Land Rover Defender; Mercedes-Benz G-klasse; Nissan Patrol; Lexus LX
Надвисока	Hummer H1; Toyota MegaCruiser; Lamborghini LM002

При сьогоднішній класифікації позадорожників використовується змішана методика, яка враховує одночасно прохідність, комплектацію чи габаритні розміри автомобіля. У таблиці 3 наведено варіанти такої класифікації за різними джерелами, причому до цього типу транспорту можуть відносити і пікапи.

Таблиця 3

Класифікація позадорожників в інформаційному середовищі

Варіанти назв класів						
1	2	3	4	5	6	7
Компактний	Преміум-клас	Малий	Малий (К1)	Малий (В)	Компактний	Малий
Легкий	Кросовер	Легкий	Середній (К2)	Нижній середній (С)	Середньо-розмірний	Середній
Середньо-розмірний	SUV	Купе-позадорожник	Великий (К3)	Середній (D)	Повно-розмірний	Вищий
Важкий	Класичний позадорожник	Середній	Пікап (К4)	Бізнес-клас (Е)		
Позадорожне купе	Універсал підвищеної прохідності	Важкий				
Універсал з підвищеною прохідністю	Пікап					

Аналіз масиву позадорожників дозволяє виділити сім класів, дотримуючись, для зручності, діапазонів довжин і назв, прийнятих для класифікації перших двох типів легковиків [1]:

– особливо малий клас – до 3,7 м;
– малий клас – 3,7…4,0 м;
– нижній середній клас – 4,0…4,3 м;
– середній клас – 4,3…4,6 м;
– верхній середній клас – 4,6…4,8 м;
– великий або бізнес-клас – 4,8…5,0 м;
– люкс-клас – більше 4,6м.

Світові автовиробники забезпечують, практично, у кожному класі від 10 до 25 моделей не враховуючи модифікацій. Часто одна і та ж модель виконується у коротко- та довгобазовому варіантах, потрапляючи таким чином у різні класи, що, зрештою, закономірно. Адже від розмірів, як вже зазначалося, залежать, не в останню чергу, якісні характеристики автомобіля. З метою полегшення споживачеві орієнтації в модельному ряду фірми, в назви довгобазових модифікацій вводять слова Wagon або Grand.

У запропонованій класифікації позадорожників окремо виділений "люкс-клас" хоча його параметри підпадають під параметри нижчих класів. Справа у тому, що існує ряд моделей, які при порівняно невеликій довжині за своїми комплектацією і комфортом впритул наближаються до легковиків вищого класу, а інколи навіть перевершують їх.

Разом з тим, цей клас можна розділити на підкласи, знову ж таки за довжиною: малий, середній і великий. Яскравим прикладом такого поділу можуть слугувати моделі "Q" фірми Audi або "X" від BMW, що знаходяться у досить великому діапазоні габаритної довжини – 4385 … 5086 мм. У таблиці 4 наведено, відповідно до класифікації, моделі позадорожників, які випускають сьогодні світові виробники.

Таблиця 4

Класифікація позадорожників за габаритною довжиною

Назва класу		Позначення	Габаритна довжина автомобіля, м	Марка, модель
Особливо малий клас		A+	до 3,7	Mitsubishi Pajero Mini; Suzuki Jimny
Малий клас		B	до 4,0	Toyota Urban Cruiser; Suzuki Grand Vitara; Land Rover Defender 90; Chevrolet Niva
Нижній середній клас		C	4,0…4,3	Nissan Juke; Skoda Yeti; Renault Daster; Lada4x4 (5-дв.); Chery Tiggo; UAZ Hunter
Середній клас		D	4,3…4,6	Nissan Qashqai; Ssang Yong Actyon; Hyundai ix35; Jeep Cherokee; Ford Kuga
Верхній середній клас		D+	4,6…4,8	Hyundai Santa Fe; Jeep Grand Cherokee; Citroen C-Crosser; KIA Sorento
Великий або бізнес-клас		E	більше 4,8	Honda Crosstour; Nissan Murano; Mercedes-Benz G-klasse; Dodge Durango
Вищий або люкс-клас	малий	F	4,3…4,6	BMW X1; Audi Q3; Mercedes-Benz G-Class
	середній	F+	4,6…4,8	Audi Q5; BMW X3; Volkswagen Touareg; Lexus GX; Cadillac SRX; Porsche Cayenne
	великий	F++	більше 4,8	BMW X5; Infiniti FX; Lexus LX; Audi Q7; Range Rover; Mercedes-Benz GL-Class

Таким чином, класифікуючи позадорожники, необхідно керуватися двома параметрами – прохідністю автомобіля та його габаритною довжиною. У такому випадку характеристика подібного типу транспортного засобу звучатиме на зразок: легковий автомобіль Suzuki Jimny – позадорожник особливо малого класу звичайної прохідності, Jeep Grand Cherokee – позадорожник верхнього середнього класу підвищеної прохідності, а Lexus LX – позадорожник великого люкс-класу високої прохідності.

До спортивних легкових автомобілів вітчизняні та зарубіжні спеціалізовані видання відносять моделі, які різняться між собою, зокрема, як типом кузова, так і кількістю місць. За типом кузовів – це родстери (двомісні відкриті авто), купе, родстери-купе (двомісні відкриті автомобілі у яких передбачено встановлення жорсткого верху), кузови типу "тарга" – із з'ємною серед-

ньою частиною даху та навіть класичні хетчбеки і седани. За кількістю місць спортивні автомобілі можуть бути повноцінними дво-, чотири-, п'ятимісними купе та купе з формою місць 2+2 (два місця дорослих і два дитячих). Спортивні седани, як правило, проектуються чотири- або п'ятимісними. Більшість таких авто випускаються серійно, хоча є моделі, які можуть виготовлятися дрібними партіями чи одиницями.

Основними параметрами, які характеризують спортивний автомобіль, є його максимальна швидкість та час розгону до 100 км/год. Очевидно, що поруч з іншими, менш важливими факторами, у тому числі і габаритною довжиною, ці показники залежать, у першу чергу, від потужності двигуна і маси автомобіля. Тому для класифікації спортивних легкових автомобілів був запропонований такий критерій, як відношення потужності двигуна в кінських силах (кіловатах) до одиниці маси у тонах спорядженого автомобіля.

Огляд і аналіз моделей спортивних автомобілів дозволив виділити за співвідношенням "потужність/маса" чотири окремі класи, використовуючи у назвах раніше прийняті терміни:

1) малий клас – до 200 (150) к.с.(квт)/т;
2) середній клас – 200…300 (150…220) к.с.(квт)/т;
3) великий клас – 300…350 (220…250) к.с.(квт)/т;
4) вищий клас – більше 350 (250) к.с.(квт)/т.

Відповідно до сформованих класів, новостворювані дорожні спортивні автомобілі мають бути наділені динамічними характеристиками не гіршими за наведені у таблиці 5.

Таблиця 5

Показники динамічності спортивних автомобілів залежно від класу

Клас	Максимальна швидкість, км/год	Час розгону до швидкості 100 км/год, с
Малий	До 250	5,5 – 8,0
Середній	До 280	4,5 – 5,5
Великий	До 320	3,5– 4,5
Вищий	320 і більше	Не більше 3,8

Приклад класифікації деяких спортивних авто, які сьогодні виробляються та їх динамічні характеристики показаний у таблиці 6. Очевидно, що при запропонованому поділі віднайдуться моделі, які знаходяться на межі сусідніх класів, як, наприклад, Nissan GT-R, тому можуть бути віднесені до будь-якого з них. Так само, практично, у кожному класі зустрічаються авто, показники яких відрізняються від класифікаційних параметрів у ту чи іншу сторону, однак це суттєво не впливає на загальний принцип класифікації.

Висновки

Розширення модельних рядів провідними автомобільними фірмами світу, створення нових типів легкових автомобілів означили проблему, яка проявилася у необхідності розробки універсальної класифікації, що здатна охопити максимально можливу кількість моделей та запропонувати єдину спільну термінологію.

Наявності у Національному стандарті ДСТУ2984-95 трьох термінів, які стосуються легкових автомобілів, вже не достатньо. Необхідно внести й офіційно затвердити такі терміни, як "мінівен", "позадорожник" чи "кросовер", "дорожньо-спортивний автомобіль".

При створенні класифікації в якості головних класифікаторів потрібно застосувати для мінівенів і позадорожників габаритну довжину легковика і тип кузова, а для спортивних – співвідношення "потужність/маса".

Таблиця 6

Приклади розподілу спортивних автомобілів за класами

Клас	Марка, модель	Показник потужність/маса, к.с./т	Максимальна швидкість, км/год	Розгін з місця до 100 км/год, с	Тип кузова
Малий	Alfa Romeo Mito	139,3	219	7,5	Хечбек 4-місний
	Peugeot RCZ	145,8	235	7,6	Купе 2+2
	Volvo C30 T5	161,7	240	6,7	Купе 4-місне
	Mitsubishi Lancer Evo X	180,4	240	5,4	Родстер
	Infiniti G37 Coupe	186,2	250	5,9	Купе 4-місне
Середній	Lotus Evora	202,6	261	5,1	Купе 2-місне
	Porsche Boxster	216,8	274	5,3	Родстер
	Maserati Quattroporte S	219,9	280	5,4	Седан 5-місний
	Audi TT RS Coupe	222,9	250	4,6	Купе 2+2
	Lexsus IS-F	238,3	270	4,8	Седан 5-місний
	Porsche 911 Carrera S	272,1	304	4,5	Купе 2+2
	Nissan GT-R	292,0	315	3,5	Купе 2+2
Великий	Aston Martin Vantage V12	307,7	305	4,2	Купе 2-місне
	Jaguar XKR-S	313,7	300	4,4	Купе 2+2
	Porsche 911Turbo S	319,3	315	3,3	Купе 2+2
	Audi R8 GT	339,4	320	3,6	Купе 2-місне
Вищий	Ferrari 599 GTB Fiorano	351,3	331	3,7	Купе 2-місне
	Mercedes-Benz SLK AMG	352,5	317	3,8	Родстер-купе
	Ferrari 458 Italia	383,8	326	3,4	Купе 2-місне
	Lamborghini Gallardo LP	402,8	325	3,4	Купе 2-місне

Список літератури

1. Кищун В. А. Маркетингова товарна політика операторів ринку легкових автомобілів. – Рукопис. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата економічних наук за спеціальністю 08.06.01 – економіка, організація і управління підприємствами. – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 2002. – 214 с.

2. Михайло Сокол, Григорій Ханенко. Українська класифікація легкових автомобілів //Маркетинг в Україні. – 2012. – №1. – С. 33–37.

3. Кищун В. А. Класифікація дорожніх легкових автомобілів // Наукові нотатки: міжвузівський збірник (за галузями знань "Машинобудування та металообробка", "Інженерна механіка", "Металургія та матеріалознавство"). Випуск 36. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ Луцького національного технічного університету, 2012. – С. 137–143.

4. Автомобили мира 2012: автомобильная энциклопедия. – М.: Третий Рим, 2011. – 216 с.

Аннотация. *Проведен анализ иностранных классификаций легковых (минивенов, внедорожников, спортивных) автомобилей и предложен отечественный вариант классификации.*

Abstract. *The analysis of foreign classifications of motor cars (minivans, land-rovers, sport-cars) conducted and the home variant of classification is offered by researcher.*

Стаття надійшла до редакції 16.11.2012р.

УДК 629.113

САХНО В.П., д.т.н., проф.,
Национальный транспортный университет;
ВЕРБИЦКИЙ В.Г., д.ф.-м.н., проф.; КОНДРАТЬЕВ В.В.,
Донецкая академия автомобильного транспорта

К ВОПРОСУ О СРАВНИТЕЛЬНОМ АНАЛИЗЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПЛОСКО-ПАРАЛЛЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ С УЧЕТОМ И БЕЗ УЧЕТА ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ

Определение степени влияния на устойчивость множества стационарных режимов перераспределения вертикальной нагрузки по бортам автомобиля, взаимовлияние продольных и поперечных сил в пятне контакта, учета зависимости коэффициентов сопротивления уводу от вертикальной нагрузки на колесо при помощи анализа фазовых портретов.

Введение

При исследованиях, связанных с улучшением курсовой устойчивости автомобилей, важным моментом является выбор математической модели, которая должна быть достаточно простой для математического анализа, но при этом учитывала основные факторы, влияющие на устойчивость прототипа. Одним из подходов в решении этой задачи может быть метод последовательного усложнения расчетной схемы колесного экипажа, начиная с простейшей плоской 4-х колесной схемы [1]. Для каждой модели будут получены основные количественные характеристики, определяющие ее устойчивость: критическая скорость стационарных режимов движения, оценки их областей притяжения, бифуркационное множество, как обобщенная характеристика устойчивости всего множества стационарных режимов модели [1,2]. Для исследования множества стационарных состояний было разработано ряд подходов [3,4].

Цель работы

На основе математического моделирования определить степень влияния на устойчивость множества стационарных режимов плоской 4-х колесной модели следующих факторов: перераспределения вертикальной нагрузки по бортам автомобиля; взаимовлияния продольных и поперечных сил в пятне контакта при помощи анализа фазовых портретов.

Основной раздел

Понятие устойчивости по Ляпунову является локальной характеристикой системы и выполняется в бесконечно малой окрестности соответствующего стационарного состояния системы. Поэтому в практических приложениях очень важно оценить область притяжения стационарного состояния (каждая фазовая траектория, выходящая из любой точки области притяжения, стремится с течением времени к устойчивому стационарному состоянию).

Для определения параметров стационарных режимов движения автомобиля и анализа их устойчивости рассмотрим математическую модель плоскопараллельного движения автомобиля, учитывающую квазистатическое перераспределение вертикальных реакций и взаимовлияние продольных и поперечных сил в пятне контакта. Расчетная схема представлена на рисунке 1, и представляет собой одномассовую систему с абсолютно жестким управляемым колесным модулем. К каждому колесу приложены боковые силы $\boldsymbol{Y}$, вертикальные реакции $\boldsymbol{Z}$, а также продольные силы $\boldsymbol{X}$ для ведущих колес передней оси. Центр масс находится в точке $\boldsymbol{C}$, предполагается, что продольная составляющая скорости центра масс (ЦМ) $\boldsymbol{v}$ поддерживается постоянной;

u – поперечная составляющая проекции скорости ЦМ; ***ω*** – угловая скорость автомобиля относительно вертикальной оси; ***a***, ***b*** – расстояния от центра масс автомобиля до передней управляемой оси и задней оси; ***H*** – половина колеи.

Рассматривается 3 различных варианта моделей:

– плоская (велосипедная схема) без перераспределения вертикальных реакций и без влияния продольных сил;

– пространственная с перераспределением вертикальных реакций, но без влияния продольных сил;

– пространственная с перераспределением вертикальных реакций и с учетом влияния продольных сил.

Первая модель имеет определенные ограничения в возможной оценке динамических свойств автомобиля, т.к. она хорошо подходит для оценки прямолинейного движения, а круговые и переходные режимы требуют использование пространственной модели. Наибольший интерес представляет последний вариант математической модели

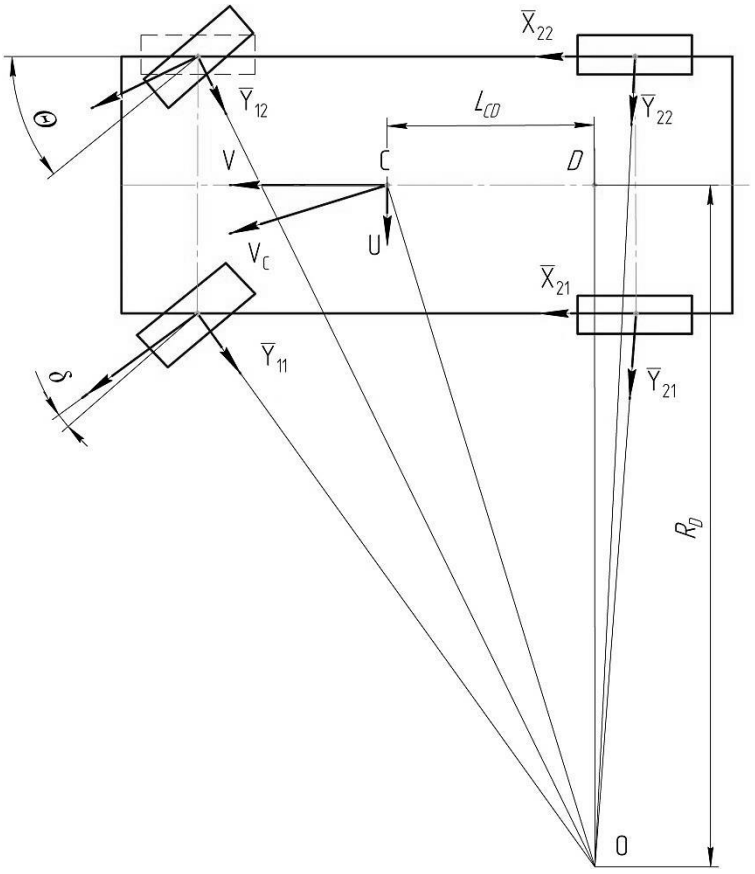


Рис. 1. Расчетная схема модели легкового автомобиля

Рассмотрим случай движения $X_1 \neq 0, X_2 = 0$. Получим следующую систему конечных уравнений, определяющую параметры круговых режимов движения (u^*, ω^*) при фиксированных значениях управляемых параметров $V = const; \theta = const$

$$-\mathrm{u}\cdot\omega\cdot\mathrm{m} = -\mathrm{Y}_1\cdot\sin\Theta + \mathrm{X}_1;$$
$$\omega\cdot\mathrm{V}\cdot\mathrm{m} = \mathrm{Y}_1\cdot\cos\Theta + \mathrm{Y}_2 + \mathrm{X}_1\cdot\sin\Theta;$$
$$\mathrm{a}\cdot\mathrm{Y}_1\cdot\cos\Theta - \mathrm{b}\cdot\mathrm{Y}_2 = 0$$

Пренебрегая силами сопротивления движению (силы тяги X_{11} и X_{12} будем считать равными), из первого уравнения системы имеем:

$$X_1 = X_{11} + X_{12} = -m \cdot u \cdot \omega + Y_{11} \cdot \sin\Theta_{11} + Y_{12} \cdot \sin\Theta_{12};$$

Приведенные силы увода на осях автомобиля Y_i определяются в соответствии с гипотезой увода И. Рокара. Реальная зависимость силы увода имеет характер функции насыщения и может быть описана различными способами, один из которых приведен ниже (как функцию угла увода, вертикальной реакции опоры и коэффициента сцепления в поперечном направлении):

$$Y_{ij} = \frac{k_{ij}(Z_{ij}) \cdot \delta_{ij}}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_{ij}(Z_{ij}) \cdot \delta_{ij}}{\varphi_{ij} \cdot Z_{ij}} \right)^2}},$$

где k_{ij} – коэффициент сопротивления боковому уводу ($k_{ij} = \left(\overline{k} - \alpha \cdot Z_{ij}\right) Z_{ij}$); вертикальные реакции опорной поверхности Z_{ij} находим по следующим формулам [1] (продольным перераспределением вертикальных реакций пренебрегаем):

$$Z_{11} = 0.5\frac{mgb}{\ell} - 0.5\frac{mv\omega bh}{\ell H}$$

$$Z_{12} = 0.5\frac{mgb}{\ell} + 0.5\frac{mv\omega bh}{\ell H}$$

$$Z_{21} = 0.5\frac{mga}{\ell} - 0.5\frac{mv\omega ah}{\ell H}$$

$$Z_{22} = 0.5\frac{mga}{\ell} + 0.5\frac{mv\omega ah}{\ell H}$$

Уравнения движения в подвижной системе координат (оси Кенига) имеют тот же вид, что и в неподвижной (абсолютная производной вектора скорости представляет собой сумму «местной» производной вектора скорости и ускорения, связанного с вращением подвижной системы координат)

$$\frac{d\overline{V}_c}{dt} = \frac{d\tilde{V}_c}{dt} + \overline{\omega} \times \overline{V}_c.$$

Уравнение движения автомобиля:

– по переменной ***v*** (проекции скорости ЦМ вдоль продольной оси)

$$m(\dot{v} - \omega u) = X_{11}\cos(\Theta_{11}) + X_{12}\cos(\Theta_{12}) - Y_{11}\sin(\Theta_{11}) - Y_{12}\sin(\Theta_{12}) - Y_{21}\sin(\Theta_{21}) - Y_{22}\sin(\Theta_{22});$$

– по переменной ***u*** (проекции скорости ЦМ вдоль поперечной оси)

$$m(\dot{u} + \omega v) = X_{11}\sin(\Theta_{11}) + X_{12}\sin(\Theta_{12}) + Y_{11}\cos(\Theta_{11}) + Y_{12}\cos(\Theta_{12}) + Y_{21}\cos(\Theta_{21}) + Y_{22}\cos(\Theta_{22});$$

– по переменной $\boldsymbol{\omega}$ (угловой скорости вокруг вертикальной оси)

$$J\dot{\omega} = aX_{11}\sin(\Theta_{11}) + aX_{12}\sin(\Theta_{12}) + aY_{11}\sin(\Theta_{11}) + aY_{12}\sin(\Theta_{12}) - bY_{21}\sin(\Theta_{21}) - bY_{22}\sin(\Theta_{22}).$$

Построение фазового портрета динамической системы позволяет оценить область притяжения устойчивых стационарных состояний (рис.2,3,4). Построение выполнено на основе численных методов интегрирования нелинейных дифференциальных уравнений движения модели, в процессе численного интегрирования определялись также устойчивые стационарные состояния системы.

Приведем примеры расчета при конкретных значениях параметров системы:

a = 1,175 м, b = 1,5 м – расстояние от центра масс автомобиля до передней управляемой оси и задней оси;

$2H$ = 1,6 м – колея;

m = 1675 кг, J = 2617 кг·м^2 – масса и момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси [5];

l = 2,675 м – база автомобиля;

h = 0,5 м – высота центра тяжести.

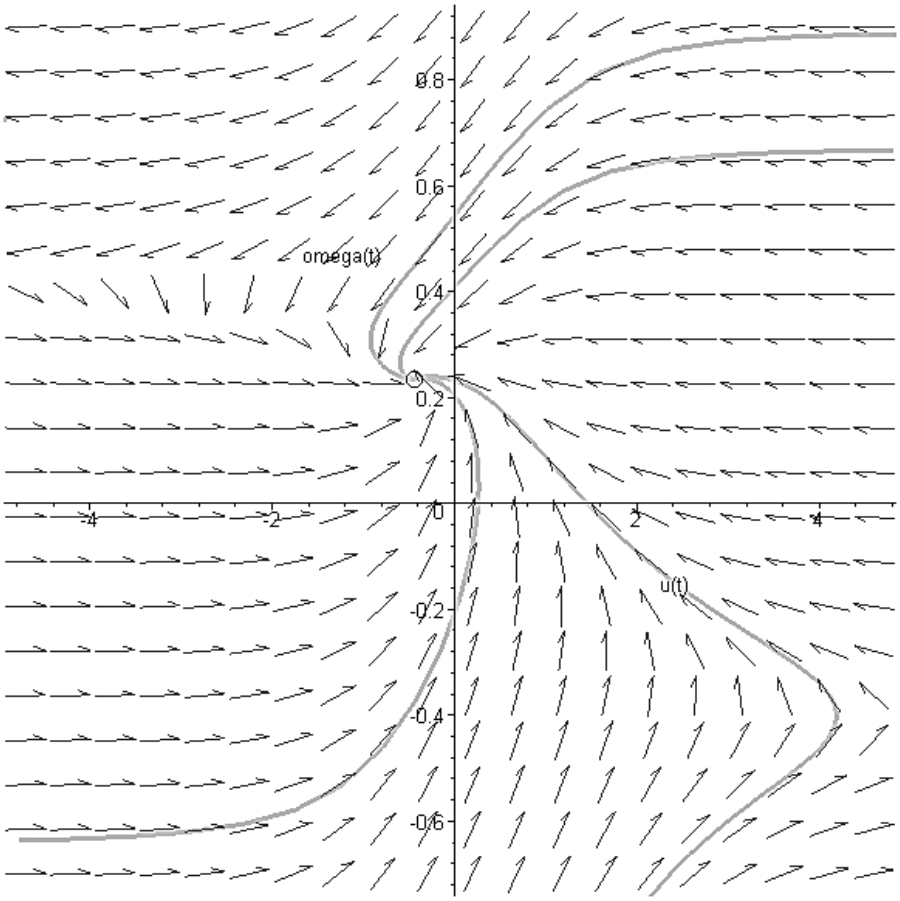


Рис.2. Фазовый портрет математической модели (вариант 1) при скорости 20м/с и угле поворота Θ= 5 град.

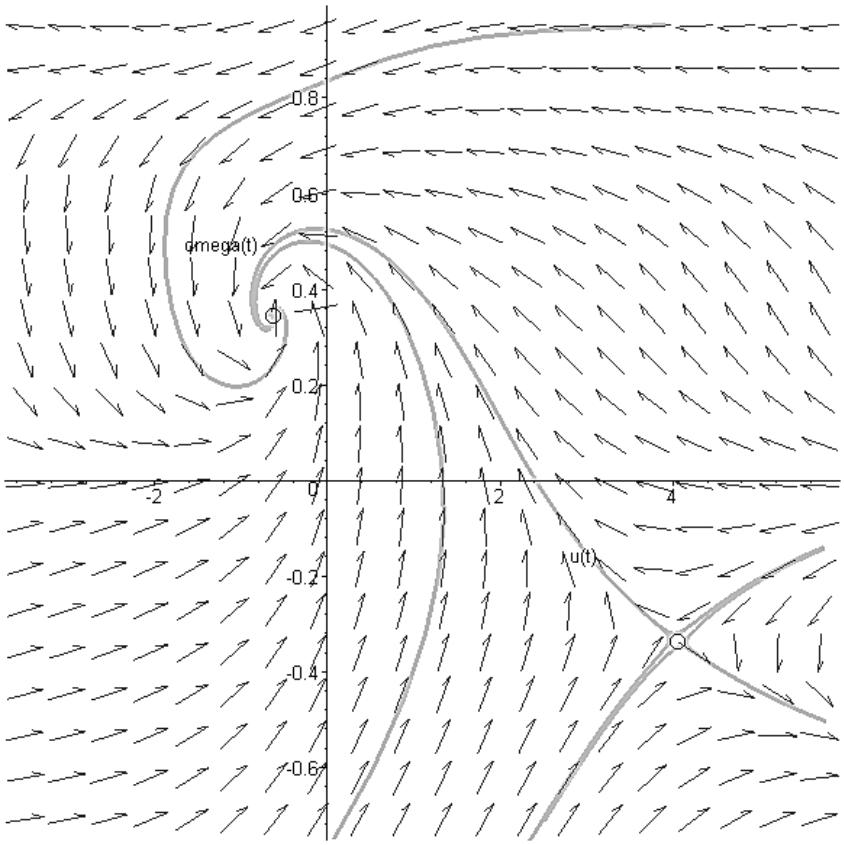


Рис.3. Фазовый портрет математической модели (вариант 2) при скорости 20м/с и угле поворота Θ= 5 град.

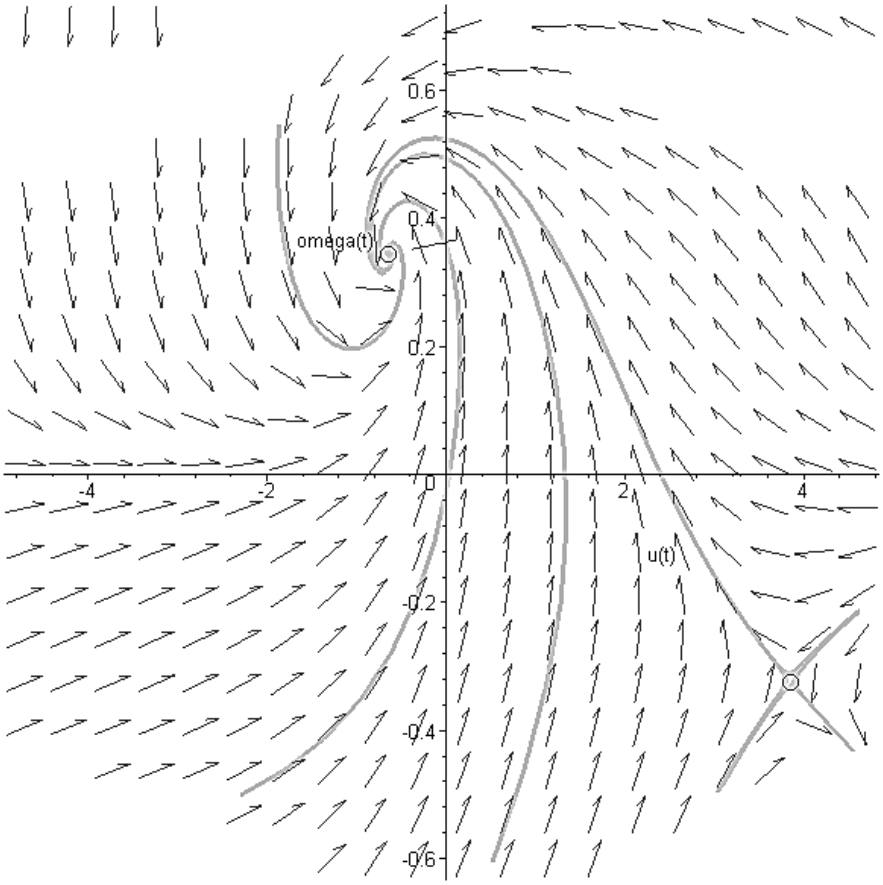


Рис.4. Фазовый портрет математической модели (вариант 3) при скорости 20м/с и угле поворота Θ= 5 град.

Характеристики стационарных режимов определяются для дискретного набора параметра продольной скорости V и значений угла поворота управляемых колес Θ, которые обеспечивают движение автомобиля без потери устойчивости, кроме того, ограничим максимальные значения углов бокового увода величиной δ_{max} = 15 град.

Таблица 1

Расчетные значения для случая 1

V	Θ	u	ω	L_{CD}	R_D	δ_{11}	δ_{12}	δ_{21}	δ_{22}
20	5	-3,86532	0,41209	-9,380	48,533	14,77	14,46	12,84	12,44
25	3	-4,04691	0,32413	-12,485	77,130	11,44	11,27	10,38	10,17
30	2	-3,57819	0,259327	-13,798	115,684	8,28	8,19	7,58	7,48

Таблица 2

Расчетные значения для случая 2

V	Θ	u	ω	L_{CD}	R_D	δ_{11}	δ_{12}	δ_{21}	δ_{22}
20	13	-0,78351	0,397113	-1,973	50,364	13,96	13,93	4,01	3,88
25	12	-1,24691	0,319058	-3,908	78,356	14,05	14,01	3,99	3,91
30	7	-1,59599	0,257416	-6,200	116,543	9,50	9,47	3,81	3,75

Таблица 3

Расчетные значения для случая 3

V	Θ	u	ω	L_{CD}	R_D	δ_{11}	δ_{12}	δ_{21}	δ_{22}
20	13	-0,78597	0,397129	-1,979	50,361	13,96	13,94	4,02	3,89
25	6	-1,14223	0,298678	-3,824	83,702	7,85	7,81	3,67	3,61
30	4	-1,42609	0,235663	-6,051	127,301	6,22	6,19	3,42	3,37

Таблица 4

Расчетные значения по трем случаям для скорости 20м/с и Θ=5град

Модель	u	ω	L_{CD}	R_D	δ_{11}	δ_{12}	δ_{21}	δ_{22}
1	-3,86532	0,41209	-9,38	48,533	14,77	14,46	12,84	12,44
2	-0,635332686	0,3437366455	-1,848	58,184	5,68	5,67	3,34	3,25
3	-0,6362452899	0,3437838066	-1,851	58,176	5,69	5,67	3,342	3,251

Фазовый портрет первой модели имеет только одну особую точку, отвечающую устойчивому круговому режиму; характер поведения фазовых траекторий остается подобным для всех трех моделей. Реальную область притяжения первой модели следует ограничить прямоугольником u = –4.7…4.6; ω = –0.7…0.9 (при выходе из этой области значения углов увода превышают 15 градусов). Модели 2 и 3 практически подобны, в отличие от первой модели имеют две особые точки (неустойчивая седловая особая точка ограничивает область притяжения устойчивого кругового режима. Для второй модели область притяжения ограничивается прямоугольником u = –3.5…5.7; ω = –0.71…0.95, а в третьей – u = –4.7…4.6; ω = –0.6…0.7.

Выводы

Анализ полученных результатов указывает на то, что вторая и третья модели мало отличаются друг от друга, простейшая модель (модель 1) имеет существенные качественные отличия; влияние продольных сил проявляется при увеличении продольной скорости движения. Следо-

вательно, математическая модель, учитывающая продольные силы, показывает наиболее точные результаты и является наиболее предпочтительной для исследования курсовой устойчивости движения автомобиля.

Список литературы

1. Сравнительный анализ математических моделей плоско-паралельного движения с учетом и без учета продольных и поперечных сил/ Сахно В.П., Вербицкий В.Г., Кондратьев В.В.//Вісник Донецької академії автомобільного транспорту, №3, 2011.- С. 57-65.

2. К вопросу об оценке курсовой устойчивости легкового автомобиля при помощи фазових портретов / Макаров В.А., Костенко А.В., Петров А.В. // Вісник Східноукраїнського нац. університету ім. В.Даля, № 11, 2009. – С. 152 – 156.

3. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1947. – 156 с.

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

5. Matthijs Klomp / Safety Margin and Feedback Strategies for AWD Vehicles, 2006. – 27 с.

Анотація. *Визначення міри впливу на стійкість безлічі стаціонарних режимів перерозподілу вертикального навантаження по бортах автомобіля, взаємовплив подовжніх і поперечних сил в плямі контакту, обліку залежності коефіцієнтів опору відведенню від вертикального навантаження на колесо за допомогою аналізу фазових портретів.*

Abstract. *Determination of degree of influence on stability of great number of the stationary regimes of redistribution of the vertical loading on the sides of car, influence of longitudinal and transversal forces in the spot of contact, account of dependence of coefficients of resistance to the withdrawal from the vertical loading on a wheel by means of the analysis of phase portraits..*

Стаття надійшла до редакції 14.11.2012р.

УДК 621.43.01

БІЛІЧЕНКО В.В., к.т.н., проф.; МЕЛЬНИК М.Є., ВАКАРЕНКО С.В.
Вінницький національний технічний університет

ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

У статті розглядається питання, пов'язані із застосуванням газодизельних двигунів. Відзначаються позитивні сторони їх розширеного використання. Потрібне вирішення питання із забезпечення якості процесів паливоподачі на режимах малих навантажень і частот обертання з метою зниження величини запальної дози дизельного палива.

Вступ

Використання природного газу і створення потужної інфраструктури трубопровідних магістральних мереж в країні ставить на порядок денний питання про необхідність застосування в різних сферах діяльності перетворювачів енергії на базі поршневих газових двигунів і, зокрема, газодизелів, що мають високі економічні й екологічні характеристики. Область використання їх насправді досить широка: це дизелі для нафтобурових установок, головні і допоміжні двигуни суден, привід газо- і нафто перекачувальних станцій, дизель-генератори для електростанцій населених пунктів, розташованих поблизу газопровідних магістралей або у важкодоступних міс-

цях, але що використовують місцеві тверді палива або відходи (тирса, деревину, низькоякісне вугілля і т.і.) з переробкою їх в генераторний газ.

Основна частина

Сучасні поршневі газові двигуни слід розбити на три великі групи:

– двигуни з примусовим займанням газоповітряного заряду електричною іскрою, у тому числі з поданням запальної частини збагаченої суміші у форкамеру з електричною свічкою;

– компресорні газові двигуни з самозайманням збідненого газоповітряного заряду шляхом подання струменя запального чистого газу під тиском, створеним компресором, що значно перевищує тиск стискування в циліндрі (ця група не знаходить широкого застосування через неефективність процесу);

– газодизелі, що використовують дизельний цикл для забезпечення запалення газоповітряної суміші. Це двохпаливні двигуни, що максимально використовують позитивні сторони газового і дизельного циклів. Саме ця група має найбільшу перспективу розвитку і застосування.

Нині мінімальна стійка подача палива, необхідна для запалення, складає 15-18% від номінальної подачі. Зміна потужності здійснюється системою автоматичного регулювання шляхом дії на заслінку, що керує кількістю поданого газу в двигун. При цьому мінімальне значення коефіцієнта надлишкового повітря складає близько 1,2–1,4 (більше значення для тихохідних двигунів).

Безумовно, газодизельний двигун поступається дизельному. Так, має місце деяке зниження коефіцієнта наповнення через більшу температуру і менший тиск на початку стискування газоповітряної суміші і через гідравлічні втрати при кількісному регулюванні потужності, теплотворна здатність горючих газів менша, ніж у рідкого палива (приблизно у 10 разів для генераторного газу і в 1,1 разу – для природного і нафтового газів з високим октановим числом, що визначає м'яку роботу). Компенсувати втрату потужності можна застосуванням газотурбонаддува, досягши ефективного ККД до 40-45 %.

Переваги застосування газодизельного циклу в дизелях має наступні переваги:

– економічна доцільність у зв'язку зі значно меншою вартістю газу;

– практична відсутність зольності і поліпшення умов мащення підвищує термін служби мастила при використанні дешевших мастил з мінімумом присадок;

– у зв'язку зі зменшенням зносу моторесурс може бути підвищений в 1,3-1,5 рази;

– збільшена швидкість згорання, практична відсутність шкідливих з'єднань, наприклад, сірчистих (є присутніми як сліди);

– значне зниження токсичності відпрацьованих газів, на виході з циліндра при багатократному зменшенні димності і викидів твердих часток.

Доцільно переведення на газодизельний цикл двигунів судногазовозів, танкерного флоту, для нафто- і газоперекачуючих станцій. При використанні газодизелів в районах розвиненої інфраструктури газових магістралей дисбаланс вартості палив і витрат на його доставку істотно підвищує пріоритетність застосування цих двигунів, а можливість роботи на рідкому паливі в особливих випадках є важливою позитивною властивістю. Конвертація дизеля в газодизельний можлива з мінімальними тимчасовими і матеріальними витратами.

Аналіз конструкцій поширених газодизельних двигунів Д6-ГД, В2-300-ГД, В2-450-ГД, ГД-700 та інших показав, що в серійну конструкцію були внесені мінімальні зміни: установлені газові змішувачі з системою управління, охолоджувані випускні трубопроводи, на регуляторі швидкості введений пристрій з двома функціями("робота на паливі" і "робота на газі"), посилені вимоги з налаштування паливного насоса високого тиску на режимі "робота на газі", на окремих двигунах внесені зміни нагнітального клапана.

Таким чином, при необхідності дизелі можуть бути конвертовані на роботу за газодизельним циклом в умовах реальної експлуатації, що саме по собі важливе.

Проте практика показала, що мінімальна запальна доза дизельного палива складає досить вагому складову у балансі експлуатаційних витрат – 15-20% від номінальної подачі в режимі роботи газодизеля. Причина в тому, що існуюча паливна апаратура дизелів до теперішнього часу проектується під номінальні режими роботи. Тому багатосекційні ПНВТ незадовільно працюють на режимах малих подач при високій нерівномірності по секціях і циклах в одній секції. До теперішнього часу так і не поставлено питання про удосконалення методу проектування паливної апаратури взагалі, у тому числі і для газодизелів.

Наприклад, застосування ПНВТ в потужному (2000 кВт при 225 об/хв) двотактному газодвигуні "Купер-бессемер" типу LSV з газотурбонаддувом додатково до серійної паливної апаратури, було встановлено так званого "впорскувача" зі своєю форсункою, що дозволило досягти низьких мінімально стійких подач запальної дози дизельного палива. Це забезпечило зниження долі рідкого палива до 8-10%, що є цілком виправданим конструктивним доповненням при переведенні дизеля на роботу на природному газі. Практично для роботи на газі застосована спеціально спроектована паливна апаратура (ПА), яка забезпечує стабільну роботу циліндрів при високій якості впорскування і належній нерівномірності подач по секціях ПНВТ.

Проблеми, що виникають при забезпеченні мінімальної запальної подачі.

Однією з головних проблем створення газодизеля є невідповідність штатної паливної апаратури новим умовам застосування:

– висока нерівномірність цикловій подачі при роботі на мінімальностійких обертах холостого ходу;

– при роботі на режимах малих подач і частот обертання істотно знижується тиск впорскування;

– для серійної паливної апаратури при роботі на режимах холостого ходу і до 30-40% від номінальної потужності характерна нестабільність процесів паливоподачі (особливо при зниженій частоті обертання), що призводить до субгармонійних коливань крутного моменту двигуна, і підвищеної нерівномірності обертання;

– мають місце несприятливі залежності циклової подачі від частоти обертання (швидкісні характеристики), що обумовлюють негативне значення фактору стійкості ПА на часткових режимах, що викликає нестійкість роботи системи автоматичного регулювання частоти обертання двигуна;

– внаслідок нелінійності характеристик ПНВТ і форсунки має місце нерівномірність подачі палива в послідовних циклах уприскування, що призводить у першу чергу до зниження ефективного ККД, у другу – до нерівномірності обертання і пониження якості робочих процесів;

– невідповідність штатної серійної системи паливоподачі двом в край протилежним вимогам: забезпечення параметрів номінальних режимів роботи і режимів малих подач і частот обертання;

– важко забезпечити працездатність розпилювача форсунки через розтягнуту завершальну фазу паливоподачі при зниженому тиску впорскування відбувається коксування сопел, можливе зависання голки.

Для впевненого підпалу газоповітряній суміші в камері згорання потрібне гарантовано стабільне подання дизельного палива при високих тисках впорскування і при низькій нерівномірності подач по циліндрах і циклах одного й того ж циліндра. Безумовно, застосування додатково до серійної паливної апаратури інших пристроїв недоцільно.

На підставі проведеного аналізу можна запропонувати наступні підходи до вирішення цієї задачі:

а) газодизель за дизельним циклом використовується рідко, тим більше на номінальних режимах роботи. Серійна ПА, внаслідок використання при її проектуванні стандартних розрахункових методик, має можливість форсування по подачі без значних втрат в якості роботи до 1,5-2 разів. Тоді застосування "недорозміряної" ПА (спроектованою, наприклад, на 50-70% режим номінальної потужності) виявиться доцільним для роботи газодизеля за газодизельним циклом, а при необхідності виходу на повну потужність за дизельним циклом "форсований" режим роботи цілком забезпечується при незначному зниженні якості процесів. У ПА знижується чутливість до коливань, що присутні в експлуатації рейки регулювання ПНВТ, що практично ліквідовує так званий вторинний ефект по рейці ПНВТ. Далі, зниження діаметра плунжерної пари призводить до деякого "пом'якшення" гідравлічного удару при передачі імпульсу від насоса до форсунки, що переводить ПА з четвертого типу процесу до третього. При цьому знижуються повторні впорскування, а стабільність процесів впорскування в послідовних циклах підвищується.

б) другий шлях – проектування ПА спеціально для газодизеля. При цьому більша увага приділяється забезпеченню якості роботи саме на режимах малих подач і частот обертання. В першу чергу це припускає:

– застосування спеціальної конструкції нагнітального клапана, наприклад, коригуючого (типу ЦНІДІ), диференціального, двосторонньої дії, стабілізуючого нагнітального клапана чи розпилювача з двома рядами сопел, запропонованого Ю. Я. Фоміним;

– проектування ПА із стабілізованим залишковим тиском за типом облаштування Горелика-Пугачова або Патрахальцева, чи акумуляторних систем паливоподачі з електронним управлінням типу "CommonRail";

– використання так званих довгохідних плунжерних пар, що дозволяють забезпечити в першу чергу режими малих подач і частот обертання. Як показали дослідження, саме на цьому напрямі в першу чергу слід шукати вирішення задачі забезпечення якості роботи ПА на малих режимах подач;

– застосування математичного моделювання процесів паливоподачі при проектуванні ПА з метою забезпечення якісної роботи на режимах малих подач і частот обертання з використанням математичного планування розрахункового експерименту і критерію стабільності процесів паливоподачі для раціонального вибору основних геометричних розмірів ПА;

– застосування водопаливної емульсії, що являється альтернативним паливом на рівні нанотехнологій, оскільки змінює фізичну природу процесів паливоподачі, сумішоутворення і згорання, вносить позитивні зміни в механізм зносу, покращує екологічну дію на довкілля;

– підвищення якості роботи газодизелів може бути забезпечено в першу чергу застосуванням нових систем паливоподачі акумуляторного типу з електронним управлінням. Це забезпечує стабільну від циклу до циклу роботу ПА при високих тисках впорскування, що сприяє, з одного боку, усуненню міжциклової нестабільності, з іншої – підвищенню економічності й екологічності дизеля при роботі на характерних часткових режимах.

Останнім часом у зв'язку з виявленням нелінійності так званих витратних характеристик паливної апаратури з'явилося нове трактування міжциклової нестабільності процесів паливоподачі як міжцикловій нерівномірності впорскувань. Слід звернути увагу особливо на нові підходи до проектування ПА дизелів.

Таким чином, забезпечення якісної роботи газодизелів при зменшенні циклової подачі дизельного палива є реальним завданням.

Одним із можливих способів підвищення стабільності роботи ПА на часткових режимах є автоматичне зменшення величини тиску початку підйому голки розпилювача форсунки при переході на малі режими. Це дозволить реалізувати модифіковану систему паливоподачі, що за-

безпечує високу стабільність процесів впорскування на режимах малих подач і частот обертання колінчастого валу.

Схема ПА дизелів з поліпшеними характеристиками для часткових режимів роботи представлена на рис. 1.

Насос системи гідрозапирання подає паливо через редукційний клапан по трубопроводу до форсунок в порожнину гідрозапирання. Редукційний клапан 4 підтримує в акумуляторі 2 заданий тиск 15 МПа, перепускаючи надлишки палива назад в порожнину всмоктування підкачуючого насоса. При цьому паралельно редукційному клапану 4 в системі гідрозапирання встановлений додатковий клапан 6, відрегульований на менший тиск, який вводиться в дію за допомогою електромагнітного клапана 5 мікровимикачем 10, розташованим на корпусі поста управління 11 і приведеним в роботу профільним виступом на маховичку управління. Також до рейки ПНВТ приєднаний соленоїд 13, керований електронним блоком 14 і профільним виступом, що вводиться в роботу, на маховику управління.

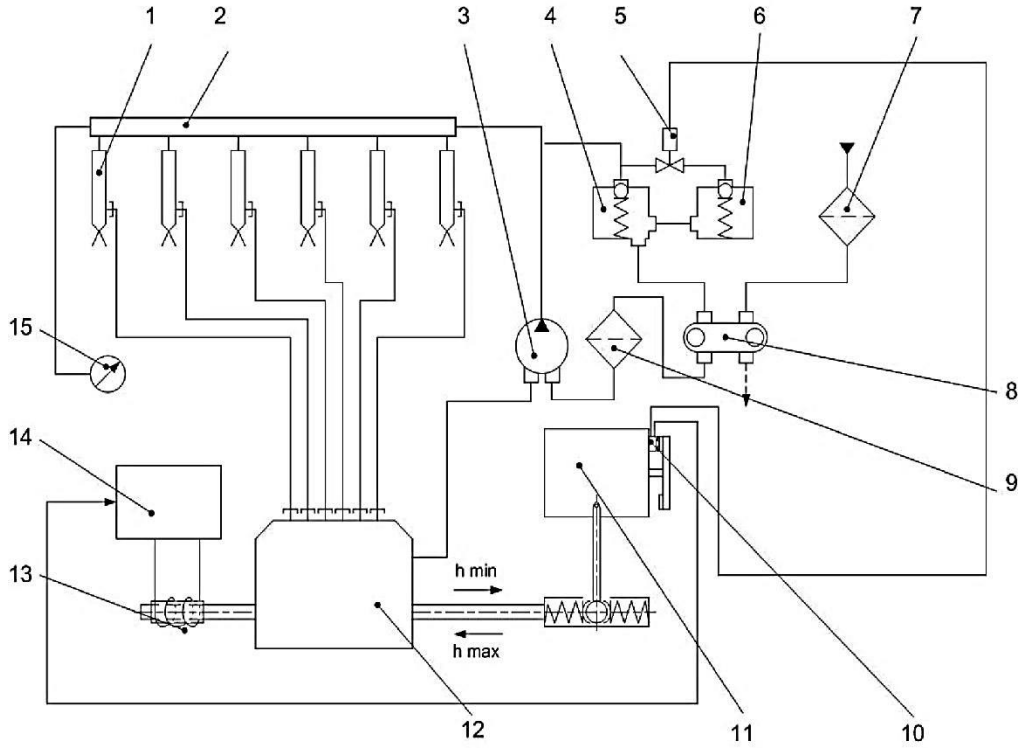


Рис. 1. Паливна апаратура дизелів з поліпшеними характеристиками для газодизельних двигунів

1 – форсунки; 2 – трубопровід запірного палива; 3 – насос високого тиску системи гідрозапирання; 4 і 6 – редукційні клапани; 5 – електромагнітний клапан; 7 – фільтр грубого очищення палива; 8 – насос паливопідкачуючий; 9 – фільтр тонкої очистки палива; 10 – мікровимикач; 11 – пост управління; 12 – ПНВТ; 13 – соленоїд; 14 – електронний блок; 15 – манометр.

На режимах подачі палива, що перевищують 30-40% від номінальної, система працює як завжди. При переході на режим менший 30-40% профільний виступ на маховичку управління приводить в роботу мікровимикач 10, і тим самим відкриває електромагнітний клапан 5, який підключає додатковий редукційний клапан 6 і тиск в системі гідрозапору знижується до певної величини, наприклад, до визначеної розрахунком 10 МПа. Оскільки робота на режимах малих подач з пониженим тиском гідрозамикання призводить до закоксування сопел розпилювача, то для відвертання цього явища електронний блок 14 через соленоїд 13 забезпечує дії типу "поштовх" рейки ПНВТ до положення номінальної подачі, наприклад, через кожні 100 циклів впо-

рскування (це визначається налаштуванням електронного блоку 14 за результатами експерименту) з такою налагодженою тривалістю дій, при якій відпрацьовують як мінімум усі секції ПНВТ. Подібні дії, викликані спрацюванням соленоїда, проходить практично непомітно для швидкісного режиму роботи внаслідок інерційності дизеля. Відбувається так звана «моторист-ка» соплових каналів, що і забезпечує працездатність розпилювачів при роботі на малих режимах.

Таким чином, можливе значне зменшення величини міжциклової нестабільності параметрів ПА за рахунок зниження тиску гідрозапирания форсунки при роботі на часткових режимах і при забезпеченні мінімальної запальної дози дизельного палива подання до 8-10%.

При конвертації дизелів на газорідинний цикл слід забезпечити зміну ступеня стиснення так, щоб температура робочого тіла у кінці стиску була більша, ніж для дизеля, але менше температури самозагоряння газоповітряної суміші (для дизеля із струменевим сумішоутворенням ступінь стискування не має бути більший 16).

При використанні газотурбонаддува слід вводити проміжне охолодження газоповітряної суміші або повітря залежно від вибраної схеми, оскільки температура суміші (повітря) істотно впливає на недобір потужності. При наддуві коефіцієнт надлишку газоповітряної суміші α орієнтовно повинен складати величину близько 1,6-1,8. У разі зниження ступеня стиснення (до 11) надлишок повітря має бути в межах 1,4-1,6. Такий склад газоповітряної суміші визначає допустимі межі росту максимального значення тиску згорання і попереджає передчасне самозаймання.

Загальне значення α з урахуванням введення запального палива складе величину близько 1-1,6. Регулювання потужності в даному випадку кількісне, α забезпечується роботою змішувача, а необхідна потужність – визначається кількістю газоповітряної суміші. Безумовно, зменшується коефіцієнт наповнення через опір газопроводів, включаючи змішувач. Втрата потужності при цьому компенсується положенням заслінки, що регулює кількість суміші.

Слід зазначити сильний вплив на робочий процес газодизеля затримки займання робочої суміші, саме за умови зниження запальної дози дизельного палива. Відомо, що період затримки самозагоряння при роботі на рідкому паливі значно менше, ніж при роботі на газоповітряній суміші (це визначається мірою стиску, частотою обертання, рівнем максимального тиску згорання, надлишком повітря і т.і.). Тому кут випередження впорскування доведеться підбирати індивідуально для кожного двигуна, знімаючи регулювальну характеристику. Це дозволить визначитися із законом зміни кута випередження впорскування від дії ряду чинників і ввести автоматичне регулювання цього кута для істотного підвищення ефективності використання газодизеля.

Для газодизеля суттєвим є взаємодія факела запального палива з камерою згорання за умови зниження подання хоч би до 10 %. Тому знадобиться зняття регулювальних характеристик по довжині розпилювача, кута розташування осі каналів сопел і розмірів соплового апарату за умови постійного оптимального ефективного прохідного перерізу.

Висновки

Методи проектування ПА, у тому числі для газодизельних двигунів, на базі математичних моделей з використанням критеріальних методів оцінки нестабільності для забезпечення режимів малих подач і частот обертання потребують подальшого вдосконалення.

Доцільно проводити дослідницькі роботи із вдосконалення конструкцій, її елементів, з метою забезпечення мінімальних подач запальної дози дизельного палива і працездатності розпилювача, враховуючи переважне застосування на даний момент часу класичну ПА і великі ресурсні показники сучасних двигунів.

При подальшому вдосконаленні й застосуванні систем паливоподачі газодизелів можливе застосування систем паливоподачі з акумуляторним та електронним управлінням типу "ComonRail" і систем із стабілізованим залишковим тиском.

Список літератури

1. Долганов К.Е., Поляков А.П., Парсаданов И.В. Газовые двигатели с искровым зажиганием // АвтошляховикУкраїни. – 1996. – №2. – С. 6-8

2. Автомобілі з бензогазовими двигунами і газодизелями: особливості конструкції і технічного обслуговування / К.Е. Долганов, А.Г. Говорун, О.Э. П'ятничко та ін. – К.: Техніка, 1991. – 128 с.

Аннотация. *В статье рассматриваются вопросы, связанные с применением газодизельных двигателей. Отмечаются позитивные стороны их расширенного использования. Нужное решение вопроса по обеспечению качества процессов топливоподачи на режимах малых нагрузок и частот вращения с целью снижения величины зажигательной дозы дизельного топлива.*

Abstract. *In the article examined the questions related to application of gas diesel engines. Positive parties are marked them the extended use. Necessary decision of question on providing of quality of processes of fuel-serve on the modes of the small loading and frequencies of rotation with the aim of decline of size of the used for setting fire dose of diesel fuel.*

Стаття надійшла до редакції 15.12.2012 р.

УДК 621.43.01

ПОЛЯКОВ А.П., д.т.н., проф.; ПАНІБРАТЮК В.С., СІВАЄВ О.С., ДРАЧУК П.С.
Вінницький національний технічний університет

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З УНІВЕРСАЛЬНИМ РЕГУЛЯТОРОМ ДИЗЕЛЯ

В статті на підставі принципів системного підходу до досліджень складних систем розроблена динамічна математична модель. Розроблено пакет програм, за якими можна розраховувати і проаналізувати перехідні процеси при русі транспортного засобу.

Вступ

В даний час широке застосування отримало проведення наукових досліджень не на реальних об'єктах, а на математичних моделях, якими ці об'єкти описуються за заданою вірогідністю і точністю, а натурні експерименти на об'єктах проводяться для отримання вихідних даних, які використовуються в математичних моделях, і для підтвердження адекватності математичних моделей.

Основна частина

Для розробленої моделі прийнято назву «транспортний засіб-навколишнє середовище» (ТЗНС). Система ТЗНС – це складна система, в математичну модель якої входять ряд підсистем, кожна з яких може бути описана своєю математичною моделлю. Всі ці часткові моделі об'єднані в одну загальну модель, при чому комбінації цих моделей можуть бути різними, наприклад, в системах з дизелем без наддуву і з наддувом, зі всережимним і дворежимним регуляторами і т.д.

Ці моделі дозволяють досліджувати:

а) зовнішні і часткові швидкісні характеристики дизеля з різними типами регуляторів частоти обертання;

б) динамічні й економічні показники при русі транспортних засобів у різних умовах;

в) показники транспортних засобів з дизелем, обладнаним всережимним або дворежимним регуляторами.

У кожному з цих досліджень задавалися відповідні алгоритми управління транспортними засобами.

Відмінними рисами математичної моделі є те, що в ній розглядається транспортний засіб з дизелем і його системою автоматичного регулювання частоти обертання колінчастого вала з дворежимним і всережимним регуляторами.

Водій у математичній моделі представлений у вигляді алгоритму управління дизелем, зчепленням і коробкою передач, а навколишнє середовище опором повітря руху транспортного засобу, впливом температури і тиску повітря на потужність дизеля.

У функціональну схему системи ТЗНС входять 4 підсистеми першого рівня:

а) водій, який задає швидкість і величину переміщення педалі керування подачею палива, включає і вимикає зчеплення з певною швидкістю, перемикає передачу в коробці передач з певною витримкою важеля перемикання в нейтральному положенні, змінює напрямок руху транспортного засобу, він вибирає час початку переміщення педалей і інших органів управління, в математичній моделі всі ці дії водія представлені алгоритмом управління;

б) транспортний засіб;

в) дорога, яка описується опором коченню колеса і кутом повздовжнього ухилу;

г) навколишнє середовище, представлено коефіцієнтом опору повітря, температурою і тиском повітря.

Впливи (вхідні параметри): момент навантаження $M_{НГ}$, який передається на колінчастий вал дизеля від трансмісії транспортного засобу та впливу з боку водія через органи управління.

Регульований (вихідний) параметр – частота обертання n_∂ колінчастого вала дизеля.

За основу математичної моделі ТЗНС покладено відоме диференціальне рівняння руху автомобіля

$$P_k = P_f \pm P_\alpha \pm P_j + P_w, \tag{1}$$

де P_k – сила тяги на ведучих колесах, залежна від крутного моменту двигуна;

P_f – сила опору коченню коліс;

P_α – сила опору підйому;

P_j – сила інерції транспортного засобу;

P_w – сила опору повітря.

Враховуючи, що на характер руху транспортного засобу істотно впливає робота системи автоматичного регулювання частоти обертання дизеля, в якій розглядаються крутний момент і моменти опору, приведені до колінчатого валу двигуна, в математичній моделі рівняння (1) зручніше представити не у вигляді суми сил, а у вигляді суми моментів, переданих через вали коліс і трансмісії, для цього сили, що входять в рівняння (1) перемножуються на радіус $r_к$ ведучих коліс

$$M_{ek} = M_{fk} \pm M_{\alpha k} \pm M_{jk} \pm M_{wk}, \tag{2}$$

де M_{ek} – ефективний крутний момент дизеля, приведений до ведучих коліс;

M_{fk} – момент від сили опору коченню коліс;

$M_{\alpha k}$ – момент від сили опору підйому;

M_{jk} – момент від сили інерції машини;

M_{wk} – момент від сили опору повітря.

Ефективний момент M_{ek} дизеля, приведений до ведучих коліс, дорівнює

$$M_{ek} = M_e \cdot u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}, \tag{3}$$

де $u_{кп}$, $u_{гп}$ – передавальні числа коробки передач і головної передачі;

$\eta_{тр}$ – механічний к.к.д. трансмісії машини.

З теорії автомобіля:

$$M_{fk} + M_{\alpha k} = G_{тз} \cdot g \cdot (f \cdot \cos\alpha_д \pm \sin\alpha_д) \cdot r_k, \tag{4}$$

де $G_{тз}$ – повна маса транспортного засобу;

g = 9,81 м/с – прискорення сили тяжіння;

f – коефіцієнт опору коченню коліс;

$\alpha_д$ – кут підйому (спуску) повздовжнього профілю дороги;

r_k – динамічний радіус колеса.

Момент від сили опору повітря

$$M_{wk} = k \cdot F \cdot V_{тз}^{\ 2} \cdot r_k, \tag{5}$$

де $k = c \cdot \rho$ – коефіцієнт обтічності машини;

c – коефіцієнт опору повітря;

F – площа малого перетину машини;

$V_{тз}$ – поступальна швидкість руху транспортного засобу.

Момент M_{jk} від сил інерції враховує моменти від сили інерції маси транспортного засобу в цілому і моменти від обертових мас двигуна і коліс. Цей момент, приведений по провідних колесах, дорівнює

$$M_{jk} = M_{jтз} + M_{jд} + M_{jкол}, \tag{6}$$

де $M_{jтз}$ – момент інерції від сили інерції маси транспортного засобу;

$M_{jд}$ – інерційний момент рухомих мас двигуна;

$M_{jкол}$ – інерційний момент коліс.

У розгорнутому вигляді рівняння (6) приймає вигляд

$$M_{jk} = G_{mз} \cdot r_k \cdot \frac{dV_{mз}}{dt} + \frac{1}{30} \cdot J_{д} \cdot u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \pi \frac{dn_{д}}{dt} + \sum \frac{1}{30} \cdot J_{кол} \cdot \pi \frac{dn_{кол}}{dt}, \quad (7)$$

де $J_{д}$ – момент інерції дизеля;

$J_{кол}$ – момент інерції колеса.

Підставивши в рівняння (2) рівняння (3) – (7), отримуємо

$$\begin{aligned} M_e \cdot u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр} = G_{mз} \cdot g \cdot (f \cdot \cos\alpha_{д} \pm \sin\alpha_{д}) \cdot r_k + k \cdot F \cdot V_{mз}{}^2 \cdot r_k \pm \\ \pm G_{mз} \cdot r_k \cdot \frac{dV_{mз}}{dt} \pm \frac{1}{30} \cdot J_{д} \cdot u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \pi \frac{dn_{д}}{dt} \pm \sum \frac{1}{30} \cdot J_{кол} \cdot \pi \frac{dn_{кол}}{dt} + M_{mk} + M_{пов.к} \end{aligned}, \quad (8)$$

де M_e – ефективний крутний момент, створюваний на колінчастому валу дизеля.

У рівнянні (8) знак перед доданками, що містять похідні, залежить від знака похідної – при прискоренні транспортного засобу транспортного засобу він негативний, а при уповільненні позитивний.

Оскільки в системі автоматичного регулювання частоти (САРЧ) дизеля зручніше оперувати моментами, наведеними до колінчастого валу, то всі моменти, що входять у рівняння (8), приводимо до колінчастого валу, для цього ділимо обидві частини рівняння на $u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}$. Отримуємо:

$$\begin{aligned} M_e = \frac{G_{mз} \cdot g \cdot (f \cdot \cos\alpha_{д} \pm \sin\alpha_{д}) \cdot r_k + k \cdot F \cdot V_{mз}{}^2 \cdot r_k}{u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}} \pm \\ \pm \frac{G_{mз} \cdot r_k \cdot \frac{dV_{mз}}{dt} \pm \frac{1}{30} \cdot J_{д} \cdot u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \pi \frac{dn_{д}}{dt} \pm \sum \frac{1}{30} \cdot J_{кол} \cdot \pi \frac{dn_{кол}}{dt} + M_{mk} + M_{пов.к}}{u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}} \end{aligned}, \quad (9)$$

Враховуємо, що $n_{кол} = \frac{n_{д}}{u_{кп} \cdot u_{гп}}$, то поступальну швидкість $V_{mз}$ можна виразити через частоту обертання $n_{д}$. Тоді

$$V_{mз} = \frac{1}{30} \cdot \pi \cdot n_{кол} \cdot r_k = \frac{1}{30} \cdot \pi \cdot \frac{n_{д} \cdot r_k}{u_{кп} \cdot u_{гп}}, \quad (10)$$

З урахуванням цього рівняння (9) приймає вид

$$\begin{aligned} M_e = \frac{G_{mз} \cdot g \cdot (f \cdot \cos\alpha_{д} \pm \sin\alpha_{д}) \cdot r_k + k \cdot F \cdot r_k \cdot \left(\frac{1}{30} \cdot \pi \cdot \frac{n_{д} \cdot r_k}{u_{кп} \cdot u_{гп}} \right)^2}{u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}} \pm \\ \pm \frac{1}{30} \cdot \pi \cdot \frac{dn_{д}}{dt} \cdot \frac{G_{mз} \cdot r_k{}^2 + \sum J_{кол}}{(u_{кп} \cdot u_{гп})^2 \cdot \eta_{тр}} \pm \frac{1}{30} \cdot J_{д} \cdot \pi \cdot \frac{dn_{д}}{dt} \cdot \frac{1}{\eta_{тр}} + \frac{M_{mk} + M_{пов.к}}{u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}} \end{aligned}, \quad (11)$$

При сталому русі, коли $V_{mз} = const$ кутове прискорення $\frac{1}{30} \cdot \pi \cdot \frac{dn_{д}}{dt} = 0$ і $M_e = M_{НГ}$.

Рівність порушується, якщо змінюються M_e або $M_{НГ}$, або обидва ці моменти одночасно. У цьому випадку в системі відбувається перехідний процес.

Вихідними координатами опису руху транспортного засобу з увімкненим зчепленням є для дизеля частота обертання $n_д$ його валу, а для трансмісії – частота обертання вала зчеплення $n_{зч}$.

При вимкненому зчепленні енергія дизеля витрачається на подолання внутрішніх опорів у ньому. Тому рівняння руху дизеля при вимкненому зчепленні запишемо в такому вигляді:

$$\frac{dn_д}{dt} = \frac{30}{\pi \cdot J_д}\left[M_i - M_M\right], \tag{12}$$

де M_i – індикаторний крутний момент дизеля;

M_M – момент умовних механічних втрат у дизелі.

Транспортний засіб з вимкненим зчепленням продовжує рухатися за інерцією з уповільненням. Рівняння руху його приймає вид:

$$\frac{dn_{зч}}{dt} = -\frac{30}{\pi \cdot J_{nj}} \cdot \frac{G_{тз} \cdot g \cdot (f \cdot \cos\alpha_д \pm \sin\alpha_д) \cdot r_k + k \cdot F \cdot r_k \cdot \left(\frac{1}{30} \cdot \pi \cdot \frac{n_{зч} \cdot r_k}{u_{кп} \cdot u_{гп}}\right)^2}{u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}}. \tag{13}$$

Під час розгону транспортного засобу з місця або після включення чергової передачі зчеплення поступово включається, при цьому воно пробуксовує, а частота обертання $n_д$ дизеля знижується. При зниженні частоти обертання $n_д$ через зчеплення передається, крім крутного моменту M_e, ще й інерційний момент, створюваний за рахунок виділення кінетичної енергії рухомих мас дизеля, головним чином маховика. Цей момент дорівнює

$$M_{зч} = M_e + J_д \cdot \varepsilon, \tag{14}$$

де ε – кутове уповільнення колінчастого валу дизеля, залежне від швидкості включення зчеплення.

Момент $M_{зч}$ спрямований проти обертання колінчастого вала двигуна, він уповільнює її обертання. Але цей же момент $M_{зч}$ є рушійним по відношенню до валу зчеплення і трансмісії. При обчисленнях вводиться обмеження на $M_{зч\max} = (1,2...1,7) \cdot M_{e\max}$. У зв'язку з викладеним, в період включення зчеплення рівняння руху дизеля приймає вид:

$$\frac{dn_д}{dt} = \frac{30}{\pi \cdot J_д}\left[M_i - M_M - M_{зч}(t)\right]. \tag{15}$$

Відбувається уповільнення дизеля й рівняння руху транспортного засобу має вигляд

$$\frac{dn_{зч}}{dt} = -\frac{30}{\pi \cdot J_{nj}} \cdot \left\{ M_{зч}(t) - \frac{G_{тз} \cdot g \cdot (f \cdot \cos\alpha_д \pm \sin\alpha_д) \cdot r_k + k \cdot F \cdot r_k \cdot \left(\frac{1}{30} \cdot \pi \cdot \frac{n_{зч} \cdot r_k}{u_{кп} \cdot u_{гп}}\right)^2}{u_{кп} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}} \right\}. \tag{16}$$

Коли настає рівність частот обертання $n_д = n_{зч}$, вирівнюються і моменти $M_i - M_M = M_{зч}$. Далі транспортний засіб розганяється з включеним зчепленням.

Особливе значення має крутний момент M_e, тому що на нього впливає водій для зміни швидкості $V_{тз}$, і тому що він залежить від роботи САРЧ дизеля, що представляє собою складну підсистему «дизель із САРЧ», що містить цілий ряд ланок і зв'язків.

Математична модель являє собою систему рівнянь, в яку входять: одне диференціальне рівняння другого порядку, одне диференціальне рівняння першого порядку й алгебраїчні рівняння і нерівності, якими описані статичні характеристики дизеля і його агрегатів. Частина з цих алгебраїчних рівнянь отримана шляхом апроксимації методами найменших квадратів дослідних характеристик, а частина представляє собою аналітичні вирази.

При розрахунках на ЕОМ, крім розглянутих вище, обчислюються й інші показники системи ТЗНС. Для цього використовуються наступні формули: ефективний крутний момент дизеля:

$$M_e = M_i - M_M. \tag{17}$$

Часова витрата дизельного палива:

$$G_{пал} = n_д \cdot i_ц \cdot u_H \cdot q_ц. \tag{18}$$

Ефективна потужність дизеля:

$$N_e = \frac{M_e \cdot \pi \cdot n_д}{30 \cdot 1000}. \tag{19}$$

Сумарна витрата палива за період перехідного процесу

$$G_{пал.сум} = \sum_{i=1}^{n} \frac{G_{m(i-1)} + G_{mi}}{2 \cdot 3600} \cdot \Delta t, \tag{20}$$

де $\frac{G_{m(i-1)} + G_{mi}}{2}$ – середнє значення годинної витрати за елементарний відрізок часу Δt;

Δt – крок інтегрування.

Швидкість транспортного засобу, км/год.:

$$V_{тз\,км} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_д \cdot r_k}{30 \cdot u_{тр}}, \tag{21}$$

Швидкість транспортного засобу, м/с

$$V_{тз} = V_{тз\,км} / 3,6. \tag{22}$$

Шлях, пройдений транспортним засобом за розглянутий відрізок часу,

$$S = \sum_{i=1}^{n} \frac{V_{a(i-1)} + V_{ai}}{2} \cdot \Delta t, \tag{23}$$

де $\frac{V_{a(i-1)}+V_{ai}}{2}$ – середнє значення швидкості транспортного засобу за елементарний відрізок часу Δt.

Витрата палива на 100 км шляху

$$G_{пал100}=\frac{100\cdot G_{пал}}{V_{тз\,км}} \tag{24}$$

Сукупність рівнянь (12)...(24) з додаванням до них обмежень являють собою математичну модель системи ТЗНС.

Висновки

На підставі принципів системного підходу до досліджень складних систем розроблена динамічна математична модель системи «Транспортний засіб - навколишнє середовище».

За основу математичної моделі системи ТЗНС прийнято диференціальне рівняння руху транспортного засобу. З урахуванням динамічних властивостей ланок, що входять в систему ТЗНС, в її математичну модель входять одне диференціальне рівняння другого порядку (описує регулятор частоти обертання), одне диференціальне рівняння першого порядку (транспортний засіб), алгебраїчні рівняння, обмеження і вихідні дані.

Для проведення розрахунково-теоретичних досліджень на ЕОМ розроблений пакет програм, за якими можна розраховувати й аналізувати перехідні процеси при розгоні-уповільнені транспортного засобу, в тому числі з перемиканням передач, при русі транспортного засобу по магістральному і міському циклах на дорозі. У програмах передбачено можливість виконання розрахунків при роботі всережимного і дворежимного регулятора частоти обертання дизеля.

Список літератури

1. Анисимов В.Ф. Частная методика определения многофакторной связи параметров автотракторных дизелей / Анисимов В.Ф. – К.: Межвузовское полиграфизд., 1984. – 60 с.

2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 2003. – 496с.

3. Хачиян А.С. Двигатели внутреннего сгорания: в 3-х кн. / А.С. Хачиян, К.А. Морозов, М.Г. Шатров; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 2005.

Аннотация. *В статье на основании принципов системного подхода к исследованиям сложных систем разработана динамическая математическая модель. Разработан пакет программ, по которым можно рассчитывать и анализировать переходные процессы при движении транспортного средства.*

Abstract. *In the article on the basis of principles of approach of the systems to researches of the difficult systems a dynamic mathematical model is worked out. The package of software's after that it is possible to expect and analyze transients at motion of transport vehicle is worked out.*

Стаття надійшла до редакції 15.12.2012 р.

УДК 621. 38; 629.113

СУНЦОВ А.Н., к.ф.-м.н., доцент,
Донецкая академия автомобильного транспорта

О ПРЫЖКОВОМ МЕХАНИЗМЕ НОСИТЕЛЕЙ ПОВЕРХНОСТНОГО ТОКА УТЕЧКИ В СВЕЧАХ ЗАЖИГАНИЯ

Рассматривается физика и химия нанофизических процессов на поверхности изолятора свечей зажигания. Предложен прыжковый механизм поверхностной диффузии адсорбированных из воздуха ионов кислорода для описания процесса поверхностного тока утечки в свечах зажигания из керамических изоляторов на основе оксида $\alpha - Al_2O_3$.

Постановка проблемы

Искровые свечи с воздушным зазором являются важным элементом в двигателях внутреннего сгорания (*ДВЗ*). Конструкция *ДВЗ* непрерывно совершенствуется. Это одна из причин отсутствия стандартов на свечи зажигания. Бурное развитие нанотехнологий в настоящее время может произвести к революционному скачку в усовершенствовании качества работы свечей. Очевидно, что сведения о физике и химии нанопроцессов в изоляторах и на их поверхности способствуют осознанному улучшению эксплуатационных свойств искровых свечей.

Анализ последних исследований и публикаций

Во время зажигания топливной смеси с помощью искровой свечи высокое напряжение прилагается к участку между клеммой и металлическим корпусом, при этом происходит частичная утечка электрического заряда по поверхности диэлектрика. В инструкции фирмы *BOSCH*, как это принято во всех схемах, указано *условное* направление тока. Условное направление тока формально указывает направление движения положительного заряда от плюса к минусу. Наши электрометрические измерения показывают, что по поверхности свечи движутся отрицательные заряды. Это согласуется с результатами наблюдения коронного разряда сотрудниками фирмы *BOSCH* [1]. Коронный разряд проходит по поверхности изолятора *от металлического корпуса к поверхности гофров*. Когда в искровом промежутке свечи искра отсутствует, то может произойти так называемое «короткое замыкание». При коронном разряде электрический разряд вокруг проводника, находящегося под высоким напряжением, сопровождается слабым свечением и потерями мощности. Корона возникает в результате ионизации слоя воздуха вблизи провода. В итоге этот ионизированный слой превращается в проводник тока при напряжении немного превосходящим некоторую предельную величину, которая называется критическим напряжением. Появление пятен между изолятором и металлическим корпусом (коронных пятен) обусловлено коронным разрядом. Коронные пятна и коричневый оттенок у отработавшей свечи является скорее «нормальным» явлением. Причина пятен – прилипание частичек масла под действием высокого напряжения. Подаваемое высокое напряжение, прилагаемое к участку между центральным электродом и металлическим корпусом, пробивает изоляцию воздуха в промежутке *между изолятором и металлическим корпусом*. Возникший коронный разряд дальше движется в сторону клеммы свечи. Последний процесс коронного разряда дает светло-синий цвет, который хорошо виден в темноте. Это свечение возбужденных ионов газа. Загрязнение свечи от коронного разряда приводит к появлению коричневого налета на изоляторе [1]. Фирма *BOSCH* отмечает, что его появление часто ошибочно объясняют просачиванием газа через свечу. Контактная часть свечи находится в подкапотном пространстве, где температура может подниматься до 150°*C* [1].

Цель статьи

В статье продолжается публикация результатов наших систематических исследований процессов физики, имеющих место в керамических изоляторах свечей зажигания *ДВЗ*. Рассматривается *контактная часть* свечи зажигания.

В этой работе мы рассмотрим возможный механизм миграции зарядов по поверхности изолятора свечей зажигания на *прямолинейном* участке. Длина таких прямолинейных участков даже у свечей с пятью гофрами может составлять значительную их часть (10 – 14 мм; 32%). Нами рассматривается *рабочее* состояние свечи, когда коронного разряда еще нет, а есть только *поверхностная утечка* заряда.

Основная часть

Рассмотрим на первом этапе *контактную* часть свечи зажигания на прямолинейном участке (не включая гофров). Напомним, что в работе [2] нами уже обсуждалась роль гофров в улучшении изоляционных свойств изолятора. Заметим, что роль гофров еще подробнее будет предметом обсуждения следующей нашей статьи, где будут использованы результаты настоящей работы. Значение предельного напряжения поданого на свечу, которое приводит к короткому замыканию, может достигать 19 *кВ* для свечи с изолятором без гофров и 29 *кВ* для свечи с пятью гофрами [1]. Наши электрометрические измерения показывают, что по поверхности свечи движутся отрицательные ионы кислорода.

О закономерностях образования молекул кислорода

Рассмотрим прежде некоторые закономерности образования молекул кислорода в воздухе. Поскольку атомы и молекулы кислорода в принципе могут находиться в нейтральном виде O^x, ионизированном состояниях O^- и O_2^-, то рассмотрим некоторые сведения об этих атомах и молекулах. Следует отметить, что кислород находится в воздухе преимущественно в виде молекул.

Известно, что энергия, которая выделяется при присоединении электрона к атому, называется сродством к электрону A_e. Обычно процесс присоединения электрона вначале экзотермичен (выделяется теплота), но дальнейшее присоединение происходит эндотермически [3].

$$O^x + e^- \rightarrow O^- \left(A_e = -144\,кДж/моль\right)$$

$$O^- + e^- \rightarrow O^{2-} \left(A_e = +780\,кДж/моль\right)$$

$$O_2^x + e^- \rightarrow O_2^- \left(A_e = -48\,кДж/моль\right)$$

Ионы O^{2-} не могут существовать в атмосфере и могут быть стабилизированы окружающими атомами кристаллической решетки в случае растворения кислорода в кристалле. В последние годы уделяется значительное внимание анализу процессов возбуждения метастабильных состояний атомов и молекул [3,4]. Образование соединения $2O_2$ в виде $(O_2^+)(O_2^-)$ невозможно, потому что, энтальпия следующей реакции $2O_2 = \left(O_2^+\right)\left(O_2^-\right)$ составляет +488 *кДж/моль*. Большая эндотермичность говорит о том, что если бы образовалось соединение этого вида, то оно тут же бы превратилось в молекулярный кислород с выделением тепла.

Электронная конфигурация молекулы O_2 может быть записана в упрощенном виде следующим образом:

$$\sigma_{2p}^2 \pi_{2p}^4 \pi_{2p}^{*2}$$

π^* – электроны не спарены и находятся на двух вырожденных π^*_{2p} молекулярных орбиталях. Тогда уточненная конфигурация молекулы О2 запишется следующим образом:

$$\sigma^2_{2p}\pi^4_{2p}\pi^{*1}_{2p_x}\pi^{*1}_{2p_y}$$

Последнее выражение говорит о том, что молекула O_2 *парамагнитна* (содержит два неспаренных электрона). Экспериментальные значения энергии разрыва связи 493,59 *кДж/моль*, а длина связи 120,7 *пм* [3]. Соединение (O_2^-) имеет следующую уточненную электронную конфигурацию:

$$\sigma^2_{2p}\pi^4_{2p}\pi^{*3}_{2p}$$

Длина связи в молекуле (O_2^-) возрастает, т.к. добавился разрыхляющий электрон (126 *пм*).

Следует отметить, что энергия ионизации молекулы O_2 (1164 *кДж/моль*) ниже, чем энергия ионизации атома кислорода (1340 *кДж/моль*) потому, что из молекулы отсоединяется разрыхляющий электрон, который менее устойчив, чем 2*p*-электрон атома кислорода [3,5].

На рис.1 изображены контурные диаграммы электронной плотности в молекуле O_2 [3,5].

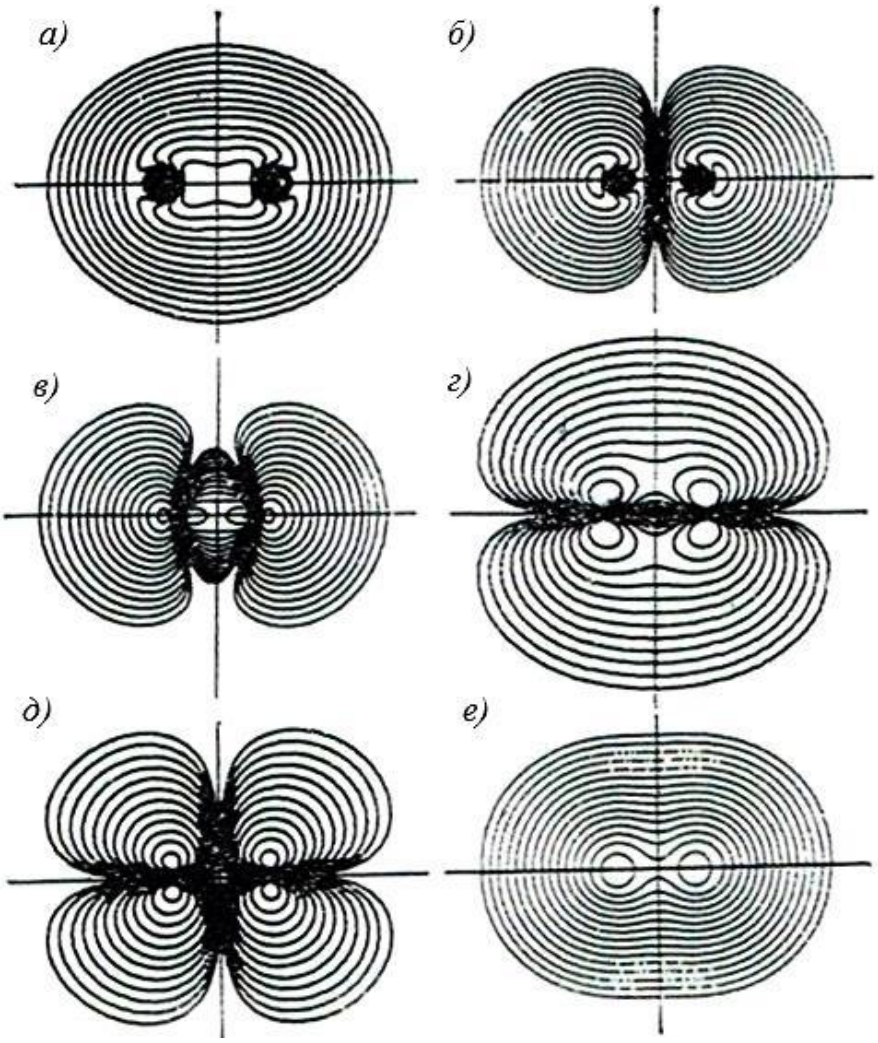


Рис.1. Контурные диаграммы электронной плотности O_2 [3,5]

а) σ_{2S}; б) σ^*_{2S}; в) σ_{2p}; г) π_{2p}; д) $2\pi^*_{2p}$; е) общая электронная плотность

На этом рисунке показано распределение электронной плотности в сечении, проходящем через центры ионов. Линии на чертеже соединяют точки одинаковой электронной плотности. Наружные линии отвечают фоновым значениям электронной плотности порядка 0,01–0,03 кулон/кубический ангстрем. Наибольшая электронная плотность вблизи ядер и между ними (порядка 50–100 Кл/(Å)^3).

Ионы по современным представлениям можно рассматривать состоящими из двух частей. Основная электронная плотность сосредоточена внутри. Внешняя оболочка имеет низкую электронную плотность. Ионы можно считать довольно эластичными образованиями потому, что внешняя сфера имеет небольшую электронную плотность. Поэтому литературные данные о размерах таких эластичных ионов зависят от окружающей среды (от координационного числа).

Кристаллическая структура корунда

Изолятор электрической свечи изготавливается по керамической технологии на основе $\alpha - Al_2O_3$ (корунд). Чтобы понять процессы утечки заряда по поверхности изолятора необходимо рассмотреть вначале довольно сложные аспекты кристаллической структуры монокристалла корунда и нанофизические процессы в нем. Анионная подрешетка кристалла состоит из гексагонально плотно упакованных ионов кислорода. Если ионы кислорода считать несжимаемыми плотно прилегающими друг к другу шарами (при условии, что их взаимодействие не приводит к их расхождению), то такая многослойная плотная шаровая упаковка (*ГПУ*) будет иметь вид изображенный на рисунке рис.2.

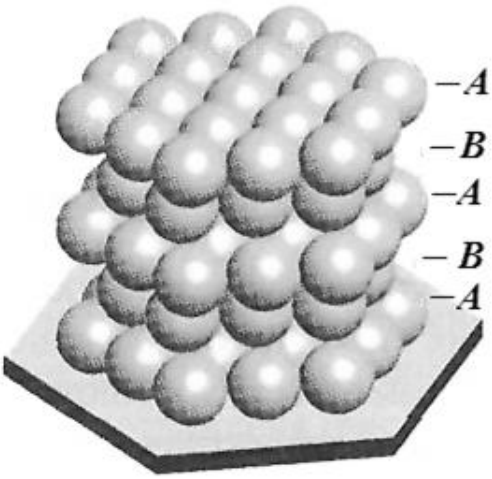


Рис. 2. Формирование плотноупакованной структуры сферических ионов кислорода. Периодичность плотноупакованных слоев в гексагональной структуре ABAB

Элементарная кристаллическая ячейка с упаковкой *ГПУ*, как известно, эквивалентна трем примитивным ячейкам с параметрами $a = b \neq c$, а угол $\alpha = \beta = 90°$; $\gamma = 120°$. Ось ***c*** на вышеназванном рисунке направлена снизу вверх [5-7]. Для такой теоретической модели отношение осей $c/a = 1,633$.

Это следует из рисунка, где три атома первого слоя и один атом второго слоя образуют четырехгранную пирамиду с высотой $c/a = 2R\sqrt{2/3}$, а период решетки $a = 2R$. Тогда $c/a = 1,633$.

Реальный кристалл $\alpha - Al_2O_3$ состоит из анионов с противоположными зарядами. Анионы кислорода имеют больший размер, чем катионы алюминия. Поэтому $Al_2^{3+}O_3^{2-}$ следует рассматривать как образования из слоев с плотной упаковкой анионов кислорода, в междоузлиях которой находятся катионы алюминия. Катионы алюминия находятся между слоями **ABAB** в меж-

доузлиях гексагональной структуры плотноупакованных сферических ионов кислорода. Структуру таких ионных соединений принято рассматривать как результат *баланса электрических сил* отталкивания и притяжения. Так как в $\alpha - Al_2O_3$ входит два типа ионов, то на структуру оказывает влияние также и соотношение ионных радиусов компонентов. Некоторые катионы из-за значительных размеров могут входить в структуру только при условии расширения анионной подрешетки.

В итоге мотив расположения анионов остается таким же, как и в структуре с плотной шаровой упаковкой, но анионы уже не контактируют друг с другом.

Такие структуры называют эвтектическими [3]. Поэтому далее при обсуждении кристаллической решетки корунда будем иметь ввиду ее *эвтектический* характер.

Монокристаллы для наших исследований были выращены в Институте кристаллографии РАН (Россия). Параметры кристаллической решетки наших монокристаллов хорошо согласуются с литературными даннями [5]. Для $\alpha - Al_2O_3$ параметры $a = 4,7569 \cdot 10^{-10}$ м и $c = 12,98157 \cdot 10^{-10}$ м. Тогда $c / a = 2,730$, что значительно превосходит теоретическое значение для плотной гексагональной упаковки шаров 1,633 (на 67%). Столь значительное различие расстояния между ионами у реального кристалла сказывается на величине *отклонения* отрицательных ионов кислорода и положительных ионов алюминия при поляризации кристалла под воздействием электрического поля от положений равновесия. Во время подачи высоковольтного напряжения на электрод свечи на внутренней поверхности диэлектрика появляются отрицательные связанные поверхностные заряды в виде ионов кислорода, а *на внешней* поверхности – *положительные* связанные поверхностные заряды в виде ионов алюминия. *Связанные* заряды неподвижны и непосредственное участие в переносе зарядов по поверхности диэлектрика не принимают. Известно, что поляризуемость диэлектрика состоит в общем случае из четырех частей: электронной, ионной, дипольной и объемнозарядной. Все эти виды поляризованности сказываются на величине диэлектрической проницаемости.

Общая величина диэлектрической проницаемости $\alpha - Al_2O_3$ по данным работ [3,5] при температуре 293*K* составляет 12,3. Наша оценка *ионной* составляющей поляризуемости корунда [2] составляет 9,17 (74,5%). Очевидно, что увеличение отношения параметров кристаллической решетки c / a на 67% способствует возможности смещения ионов при поляризации кристалла. Но следует отметить, что этому же явлению способствует достаточно большой заряд ионов (Al^{3+} и O^{2-}) и факт расположения ионов алюминия в относительно просторных октаэдрических пустотах по сравнению с тетраэдрическими пустотами не совсем плотной гексагональной упаковки ионов кислорода. В плотной упаковке ионов кислорода имеются пустоты двух типов: тетраэдрические и октаэдрические. Подсчет числа таких пустот показывает, что на один анион приходится одна октаэдрическая и две тетраэдрические пустоты. Но катионы алюминия располагаются в корунде только в октаэдрических пустотах и согласно формуле $\alpha - Al_2O_3$ на три иона кислорода приходится два иона алюминия. Поэтому катионы могут занимать лишь 2/3 октаэдрических пустот по *определенной закономерности*. Каждый ион кислорода находится в окружении четырех ионов металла, а каждый ион металла, находясь в октаэдрической пустоте, окружен шестью ионами O^{2-}.

На рисунке 3 показано расположение октаэдрических узлов в корунде.

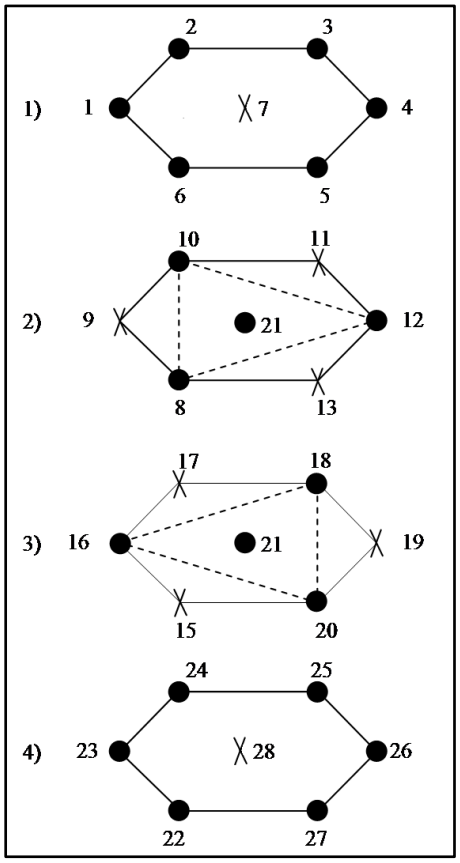


Рис.3. Расположение катионов алюминия в Al_2O_3.

● *– занятые катионами алюминия октаэдрические пустоты;*
╳ *– незанятые катионами октаэдрические пустоты в подрешетке ионов кислорода. Слои катионов алюминия 1), 2), 3), 4), … располагаются между слоями ABAB… подрешетки кислорода.*

Такое расположение ионов является результатом баланса электрических сил притяжения и отталкивания.

Следовательно, *при расчетах* электрических свойств нам необходимо будет считать узлами катионной подрешетки не все октаэдрические пустоты, а лишь те, где располагаются катионы. Остальные октаэдрические пустоты являются как бы *запрещенными* для нахождения катионов.

При поляризации изолятора Al_2O_3, адсорбированные на его поверхности отрицательные ионы притягиваются к участкам нахождения положительных связанных зарядов и могут прыжками мигрировать по поверхности диэлектрика.

Изоляторы в свечах зажигания не являются монокристаллическими. Они изготовлены по керамической технологии из порошкообразного Al_2O_3. Кристаллические частицы порошка расположены хаотически [5-7]. Но свойства хорошо поляризуемого диэлектрика проявляются и в нем. На наружной поверхности изолятора при поляризации появляются ионы алюминия в виде связанных зарядов.

Отрицательные ионы кислорода «прилипая» к поверхности в участках появления положительных связанных зарядов находятся в потенциальных энергетических ямах и под действием электрического поля мигрируют вдоль поверхности изолятора к положительному электроду, преодолевая энергетический барьер, очевидно, прыжковым способом. Для ионов преодоление энергетического барьера туннельным способом маловероятно.

Получение математического выражения для прыжкового механизма проводимости ионов по поверхности поляризованного кристалла является предметом обсуждения следующей работы.

Выводы

1. Предложен прыжковый механизм поверхностной диффузии адсорбированных из воздуха ионов кислорода для описания процесса тока утечки в свечах зажигания.

2. Отрицательные ионы кислорода, притягиваясь к поверхности в участках появления положительных связанных зарядов, находятся в потенциальных энергетических ямах и под действием электрического поля мигрируют вдоль поверхности изолятора к положительному электроду, преодолевая энергетический барьер прыжковым способом.

Список литературы

1. Оборудование для СТО и автомобильных запчастей: [каталог] – К.:BOSCH, 2007. – С.30.

2. О влиянии гофрированной керамики на качество работы свечей зажигания. – Вісник ДААТ, 2011, №2. – С.53-57.

3. Хьюи Дж. Неорганическая химия – М.: Химия, 1987.– 696 с.

4. Завілопуло А., Ремета Є., Снігурський О., Шпеник О. Метастабільні атоми і молекули – Львів: Євросвіт, 2001, – 436 с.

5. Гавриленко В.И. Оптические свойства полупроводников /В.И. Гавриленко, А.М. Грехов, В.Г. Литовченко. – Киев: Наук. думка, 1987 – 608 с.

6. Чеботин В.Н., Перфильев М.В. Электрохимия твердых электролитов – М.: Химия, 1978 – 312 с.

7. Кофстад П. Отклонение от стехиометрии, диффузия и электропроводность в простых окислах металлов – М.: Мир, 1975 – 396 с.

Анотація. *Виконано аналіз експериментальних результатів і літературних даних з метою дослідження нанопроцесів, що пов'язані з поверхнею ізоляторів іскрових свічок запалювання.*

Abstract. *There is the analysis of results and a literary data with a research objective of the process connected with the surface of insulators of spark plugs.*

Стаття надійшла до редакції 18.12.2012 р.

УДК 629.113

САХНО В.П., д.т.н., Національний транспортний університет;
КУЗНЄЦОВ Р.М., к.т.н., Луцький національний технічний університет;
МАРЧУК Р.М., аспірант, ФАЙЧУК М.І.,аспірант,
Національний транспортний університет;
ЕНГЛЕЗІ О.А., к.т.н., Донецька академія автомобільного транспорту

ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА З КЕРОВАНИМ НАПІВПРИЧЕПОМ

Визначена критична швидкість руху автопоїзда з керованим напівпричепом. Використання гальмівного моменту для корекції траєкторії візка напівпричепа призводить до зменшення критичної швидкості руху.

Постановка проблеми

Ефективність використання спеціалізованого рухомого складу (СРС) автомобільного транспорту і його продуктивність залежать, як відомо, від вантажопідйомності і середньої швидкості руху, а також сукупності техніко-експлуатаційних властивостей, які виявляються в процесі

експлуатації і зумовлюють придатність рухомого складу до застосування в заданих експлуатаційних умовах.

Тим часом продуктивність, особливо автопоїздів, істотно залежить від їх рухливості. Підвищення рухливості досягається вдосконаленням якості криволінійного руху автопоїзда, яке характеризується, в основному, маневреністю і повороткістю. Для поліпшення маневреності довгобазових автопоїздів потрібно управляти напівпричепами, причому синтез закону управління представляє собою складну задачу. Чим більш досконала система управління поворотом, тим менше відхилення траєкторії візка напівпричепа від траєкторії тягача при русі автопоїзда. Проте застосування будь-якої системи управління причіпними ланками автопоїзда призводить до зменшення критичної швидкості руху в порівнянні з некерованим автопоїздом.

Метою роботи є визначення показників стійкості руху автопоїзда з керованим напівпричепом.

Основна частина

У теорії керованого руху автопоїзда при моделюванні досить обгрунтованими вважаються наступні основні припущення:

– автопоїзд рухається по рівній горизонтальній поверхні;

– непідресорена маса вважається такою, що не кренiться;

– керуючий вплив на параметри руху автопоїзда здійснюється через керовані колеса автомобіля-тягача та осі (колеса) напівпричепа, тому динаміка рульового управління не береться до уваги;

– не враховується наявність зазорів в сідельно-зчіпному і тягово-зчіпному пристроях;

– подовжня швидкість руху автопоїзда постійна;

– відстань між ланками автопоїзда не змінюється через малість кутів складання;

– при русі автопоїзда по дорогах реального мікропрофіля кут скручування рами і її жорсткість на крутіння не враховуються;

– складові елементи автопоїзда є абсолютно твердими тілами:

– вантаж на автопоїзді розташований так, що центри мас ланок, а також опорно-зчіпні пристрої, що з'єднують їх, розташовані у вертикальній площині симетрії ланки;

– за основну траєкторію приймається траєкторія центра мас тягача;

– взаємодія коліс з опорною поверхнею виражається через реакцію полотна дороги, що є функцією кута відведення [1], а саме

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + k_i (\phi^2 G_i^2)^{-1} \delta_i^2}}, \qquad (1)$$

де δ_i, Y_i – кути відведення та бічні реакції;

φ – коефіцієнт зчеплення між шиною й опорною поверхнею в поперечному напрямку (вважаємо φ сталою величиною для заданих дорожніх умов);

$k_i = \left(k_i + k_i'\right)$ – коефіцієнт опору бічному відведенню осі, як сума коефіцієнтів опору відведення зовнішнього і внутрішнього коліс цієї осі.

Якщо позначити коефіцієнт опору бічному відведенню у випадку відсутності повздовжніх сил на колесі через k_o, то величина k, визначиться за формулою [1]:

$$k = k_o \frac{\sqrt{1-(X/(\phi G)^2}}{1+0,375X/G}, \tag{2}$$

де G – вертикальне навантаження на колесо;

X – величина повздовжньої сили, рис.3.2, що задається співвідношенням

$$X = \begin{cases} M/r, & якщо \;\; M/r < \varphi G \\ \varphi G, & якщо \;\; M/r \geq \varphi G \end{cases}, \tag{3}$$

де M – тяговий або гальмівний моменти, що прикладені до колееса;

r – моменти опору в шарнірах між ланками автопоїзда мають вигляд

$$M_{oi} = \frac{2}{3} Z_{oi} \mu \frac{R_i^3 - r_i^3}{R_i^2 - r_i^2}, \tag{4}$$

де Z_{oi} – вертикальне навантаження в опорно-зчіпному пристрої;

μ – коефіцієнт тертя (μ=0.15...0.20);

Відмінності в конструкціях автопоїздів у переважній більшості випадків визначаються відмінностями причіпних (ведених) ланок, оскільки конструкція ведучих ланок (тягачів) практично незмінна.

Автопоїзд (вигляд якого у плані показаний на рис.1) має модульну ведену ланку, що складається з кінематично незалежних платформи і візка. При модульному принципі побудови автопоїзда несуча система напівпричепа (або вантаж, що виконує функцію несучої системи) спирається на візок, причому між ними існує шарнірний зв'язок, а керованими є колеса або осі візка.

Між змінними, що характеризують рух автопоїзда в горизонтальній і вертикальній площинах, існують взаємні нелінійні звязки, які проявляють себе в різних режимах руху по різному. Про це свідчить досить широка практика досліджень керованості та стійкості одиночних автомобілів.

У ведучої ланки (тягача) передня вісь має керовані колеса, кути повороту яких θ_i і θ_i'. Дві задні осі неповоротні і розташовані позаду центра мас тягача. Возик напівпричепа також трьохвісний, причому колеса всіх осей поворотні. Кути повороту цих осей позначені через $\theta_{2j}\,(j=1\ldots3)$. Позначимо далі:

$m,\ I$ – центр мас, маса і центральный момент інерції тягача відносно вертикальної осі;

$m_k,\ I_k$ – те ж саме для кінематично незалежних елементів ведених ланок ($k=1,\ 2$);

φ_1, φ_2 – кути складання кінематичо незалежних елементів ведених ланок;

$V,\ U$ – поздовжня та бокова проекції швидкості точки С, тобто проекції швидкості точки С на осі рухомої системи координат, що постійно пов’язана з тягачем;

$M_{гал} = f\left(\varphi_k, \dot{\varphi}_x\right)$ – гальмівні моменти на колесах візка напівпричепа, що використовуються для корекції траєкторії руху автопоїзда;

M_c – момент опору повороту возика напівпричепа;

$\vartheta,\ \vartheta_1,\ \vartheta_2$ – курсові кути ланок;

$X_{ij},\ Y_{ij},\ Z_{ij}$ – повздовжні, бокові та вертикальні реакції полотна дороги на колеса візка напівпричепа.

Геометричні параметри автопоїзда, рис.1:

$a = CA$, $b_{1i} = CB_{1i}\,(i = 1,2)$, $c = CO_1$; $d_1 = O_1C_1$, $c_1 = C_1O_2$, $l_1 = d_1 + c_1$, $d_2 = O_2C_2$, $b_{2j} = C_2B_{2j}\,(j = 1,2,3)$, $l_2 = b_{21} + b_{23}$

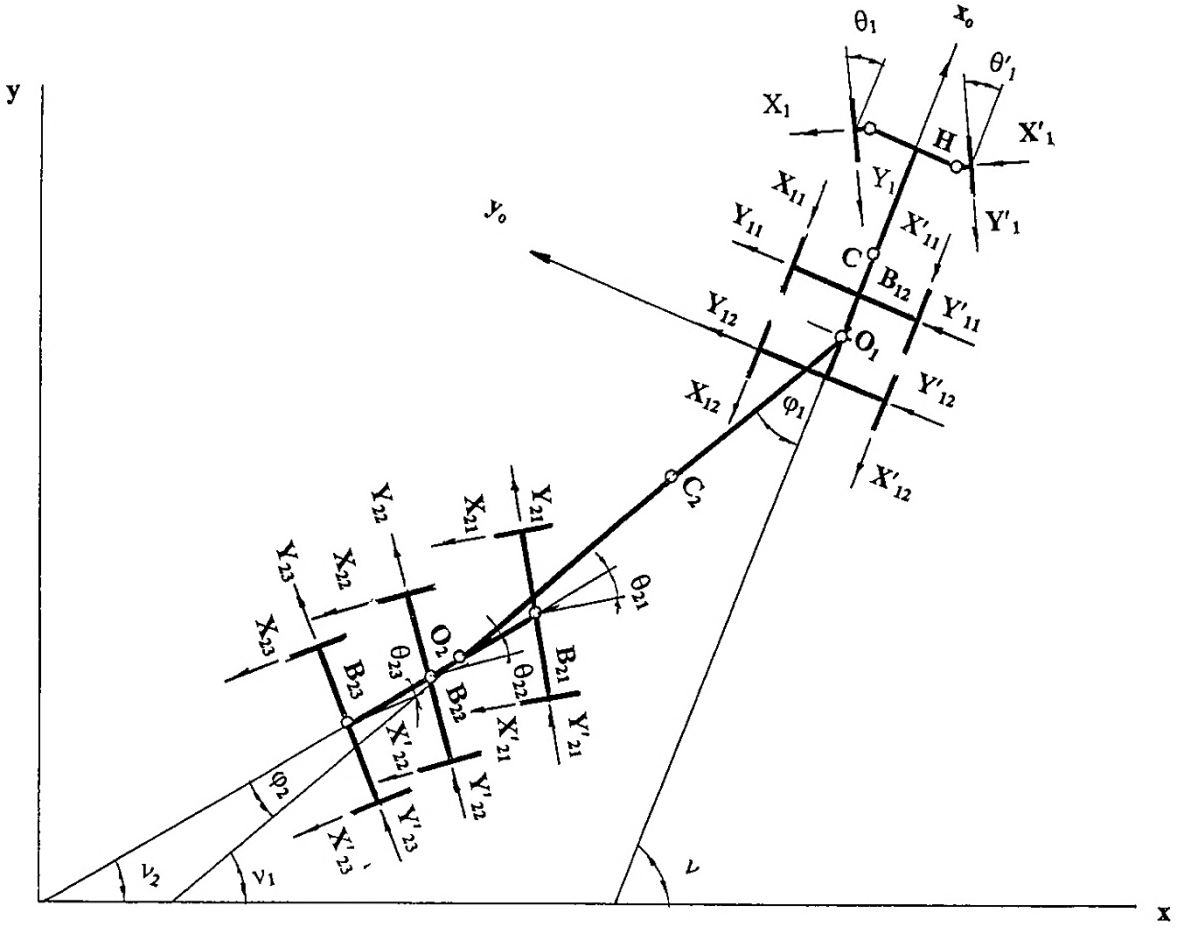


Рис.1. Розрахункова схема автопоїзда на неусталеному повороті

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїздів доводиться знаходити компроміс між двома суперечними одна одній обставинами: по-перше, математична модель повинна, по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути понадміру високою, оскільки це значно знижує потенційні можливості її аналізу. Така система рівнянь отримана в роботі [2]. Її інтегрування можливе лише чисельними методами. Для цього систему диференціальних рівнянь необхідно розв'язати відносно похідних $\dot{V}, \dot{U}, \dot{\omega}, \dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2$ і привести до нормального виду Коші.

У результаті інтегрування отримаємо набір змінних як функцій часу (швидкості центра мас тягача повздовжня і поперечна, кутова швидкість рискання, кути складання автопоїзда та їх похідні, курсовий кут тощо).

При дослідженні такої складної динамічної системи як автопоїзд із керованим напівпричепом гостро стоїть питання про дослідження стійкості його руху, причому до традиційної для одиночних автомобілів стійкості проти бічного заносу (курсова стійкість) і проти перекидання (стійкість щодо кута крену) додається стійкість проти складання. Керованим автопоїздам притаманні властивості, які відсутні у випадку одиночних транспортних засобів. В загальному випадку стійкість всієї системи не визначається лише стійкістю окремих ланок, а потрібний аналіз з урахуванням впливу ланок одна на одну. Проте це пов'язане з розв'язком диференціальних рівнянь руху шостого порядку [2].

Для вирішення задачі про стійкість автопоїзда необхідно скласти рівняння збуреного руху. У некритичних за Ляпуновим випадках можна обмежитися аналізом лінійного наближення стаціонарного руху автопоїзда, для якого система рівнянь допускає розв'язок $U=0$, $\omega=0$, $\varphi_1=\varphi_2=0$, ($\theta_1=\theta_{2j}=0$), і якому на площині дороги відповідає рух усіх точок автопоїзда зі швидкістю V вздовж прямої $\theta=const$. Приймемо такий рух за незбурений.

Характеристичне рівняння вихідної системи рівнянь є рівнянням шостого порядку. Після складання визначника системи і прирівнення його до нуля була визначена критична швидкість руху автопоїзда, яка записана у вигляді:

$$V_{kp}^2=\frac{(M_{гал}+D+Q)(k_SG-K^2)+M_{гал}(k_2G+k_ST^2k_2^{-1}+2KT)}{m[(M_{гал}+D+Q)K)-qT]+m_1(F-qS)+m_2(W-M_{гал}U)}=\frac{a+bM_{гал}}{h+dM_{гал}}, \qquad (5)$$

де $k_S=k_1+k_1^{'}+\sum_{i=1}^{2}(k_{1i}+k_{1i}^{'})$, $\quad k_2=\sum_{j=1}^{3}(k_{2j}+k_{2j}^{'})$,

$G=a^2(k_1+k_1^{'})+b_{1i}\sum_{i=1}^{2}(k_{1i}+k_{1i}^{'})$, $\quad B=\sum_{j=1}^{3}(k_{2j}+k_{2j}^{'})b_{2j}$,

$K=a(k_1+k_1^{'})-\sum_{i=1}^{2}(k_{1i}+k_{1i}^{'})b_{1i}$, $\quad D=\sum_{j=1}^{3}(k_{2j}+k_{2j}^{'})(d_2+b_{2j})$,

$T=\sum_{j=1}^{3}(k_{2j}+k_{2j}^{'})(c+l_1+d_2+b_2)$, $\quad Q=\sum_{j=1}^{3}(k_{2j}+k_{2j}^{'})(l_1+d_2+b_{2j})$,

$F=Dd_1k_s+\left(D+Q-d_1k_2\right)\left(ck_s+K\right)$, $\quad S=Q-d_1k_2-\left[\left(c+d_1\right)k_s+K\right]$,

$W=B\left[\left(2c+l_1\right)k_s+2K\right]$, $\quad U=B-\left[\left(c+l_1+d_2\right)k_s+K\right]$.

Розв'язок рівняння (5) за різних значень гальмівного моменту виконано за допомогою програмного забезпечення Maple 9 і представлено на рис. 2.

Проте, як показали проведені раніше дослідження, появі критичної швидкості передує швидкість коливальної нестійкості, одним із методів визначення якої є чисельне визначення коренів характеристичного рівняння за допомогою, наприклад, програмного забезпечення Maple 9.

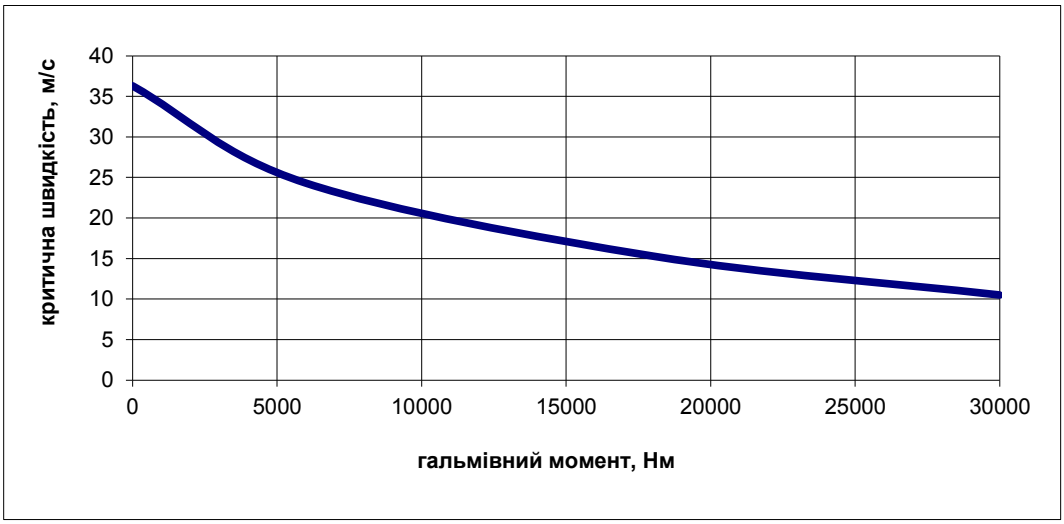


Рис.2. Залежність критичної швидкості руху автопоїзда від гальмівного моменту на колесах одного борту возика напівпричепа

Значення коренів характеристичного рівняння за різних швидкостей руху автопоїзда за відсутності і наявності гальмівного момента на колесах одного борту наведені у таблиці 1. При цьому гальмівний момент складав $M_{гал} = kG_б\varphi B/2$ (k – постійний коефіцієнт, $G_б$ – навантаження на колеса одного борту возика; φ – коефіцієнт зчеплення; B – колія коліс возика).

Аналіз даних табл. 1 показує, що рух автопоїзда до швидкості 31 м/с за відсутності гальмівних моментів на колесах одного борту є стійким за обраних вихідних даних (всі дійсні корені і дійсні частини комплексно-спряжених коренів – від'ємні). Перевищення цієї швидкості приводить до появи додатніх коренів, за яких рух стає коливальним і нестійким (у таблиці ці значення виділені курсивом). Використання гальмівного моменту для корекції траєкторії возика напівпричепа призводить при $k = 0,2$ до того, що при швидкості $v = 10$ м/с і гальмівному моменті $M_{гал} = 30000$ Нм, при $v = 15$ м/с і $M_{гал} = 18000$ Нм, при $v = 20$ м/с і $M_{гал} = 6000$ Нм серед коренів системи рівнянь з'являться додатній корень (табл.1), що вказує на можливу коливальну нестійкість автопоїзда. Усі ці швидкості менші за критичну швидкість руху, що отримана за виразом (5), і тому саме цю швидкість слід приймати як критичну.

Таблиця 1

Корені характеристичного рівняння за наявності і відсутності гальмівних моментів на колесах одного борту візка напівпричепа

$M_{гал}$, Нм	Корені рівняння					
	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5	λ_6
V=10 м/с						
30000	+0,35	–0,28	–0,78+0,81*i*	–0,78–0,81*i*	–1,13+1,08*i*	–1,13–1,08*i*
V=15 м/с						
18000	+0,04	–0,07	–0,17+0,14*i*	–0,17–0,14*i*	–0,36+0,42*i*	–0,36–0,42*i*
V=20 м/с						
6000	+0,14	–0,02	–0,33+0,31*i*	–0,33–0,31*i*	–0,55+0,48*i*	–0,55–0,48*i*
V=30 м/с						
0	+0,15	+0,17	–0,07+0,05*i*	–0,07–0,05*i*	–0,08+0,07*i*	–0,08–0,07*i*

Рух зі швидкістю, що менша критичної, асимптотично стійкий за умови відсутності в цьому інтервалі коливальної нестійкості й загасання збурень проходить з плином часу по експоненті. Якщо швидкість перевищує $V_{кр}$, то рух нестійкий і збурення змінних зростають по експоненті.

Критична швидкість суттєво залежить від масових (m_1, m_2), геометричних параметрів ведених ланок автопоїзда (c_1, d_1, d_2, b_{2j}) і величини гальмівного моменту на колесах його осей. Збільшення мас і габаритних розмірів ведених ланок, а також величини гальмівного моменту на колесах возика звужує інтервали швидкості, за якої можливий стійкий рух. Величина гальмівного моменту залежить від параметрів руху автопоїзда – кутів складання і їх похідних. Зменшити шкідливий вплив гальмівного моменту на показники стійкості руху автопоїзда можна за рахунок раціонального розміщення точки зчіпки тягача з напівпричепом. Переміщення точки зчіпки у напрямку центра мас тягача збільшує критичну швидкість руху автопоїзда.

Висновки

Визначена критична швидкість руху автопоїзда з керованим напівпричепом. Показано, що рух автопоїзда до швидкості 31 м/с за відсутності гальмівних моментів на колесах одного борту є стійким за обраних вихідних даних. Перевищення цієї швидкості приводить до появи додат-

ніх коренів, за яких рух стає коливальним і нестійким. Використання гальмівного моменту для корекції траєкторії возика напівпричепа призводить до зменшення критичної швидкості руху.

Список літератури

1. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 164 с.

2. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза /В.П. Сахно, Р.М. Кузнєцов, Р.М. Марчук, В.П. Онищук// Проблеми автомобільного транспорту: Збірник наукових праць: Випуск 8. – Київ: НТУ, 2011. – С.157-165.

Аннотация. *Определена критическая скорость движения автопоезда с управляемым полуприцепом. Использование тормозного момента для коррекции траектории тележки полуприцепа приводит к уменьшению критической скорости движения.*

Abstract. *Critical speed of movement of the lorry convoy with controlled semitrailer is determined. Use of the brake moment for correction of a trajectory of the carriage semitrailer results in reduction of critical speed of movement.*

Стаття надійшла до редакції 29.11.2012 р.

УДК 629.065

КАРПЕНКО Т.Н., к.т.н., доцент; НЕФЁДОВ И.А., ст. преподаватель
ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет»

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОГРУЗЧИКА ПОСЛЕ ФРОНТАЛЬНОГО НАЕЗДА НА ПРЕПЯТСТВИЕ

Разработана математическая модель колебаний грузоподъёмника автопогрузчика после фронтального наезда на препятствие.

Постановка проблемы

В последние годы большое внимание уделяется проблемам повышения надежности и долговечности машин и механизмов, работающих в условиях динамических нагрузок. Среди рассматриваемых машин выделяются портальные погрузчики (контейнеровозы), тягачи, электротележки, специальные погрузчики [1,2]. Однако, ранее не рассматривалась актуальная проблема повышения долговечности автопогрузчиков с телескопируемым грузоподъемником, эксплуатируемых в морских портах при осуществлении погрузочно-разгрузочных и транспортных работ с большей частью номенклатуры перерабатываемых грузов.

Анализ последних исследований и публикаций

Анализ последних исследований и публикаций показал, что вопросы повышения надежности и долговечности средств малой механизации рассматривались без учета ряда факторов эксплуатации машин, в том числе не учитывалось движение погрузчиков по неровностям пути и другим различным препятствиям [1–3].

Цель статьи

Целью данной статьи является разработка математической модели исследования воздействия колебаний на грузоподъемник при фронтальном наезде передних колес автопогрузчика на препятствие.

Основной раздел

Для изучения движения динамической модели автопогрузчика предложена расчетная схема (рис. 1). Считаем, что переднее колесо ударяется о бордюр со скоростью $\overrightarrow{\upsilon_{уд}} = \overrightarrow{\upsilon_A}$.

Поскольку мерой взаимодействия тел при ударе является не сила, а импульс ударной силы, применим теорему об изменении кинетического момента при ударе [4].

$$I_{C_y} \cdot \omega_{удар} = S_{уд} \cdot a\,, \tag{1}$$

где $S_{уд} = M \cdot \upsilon_{C_{удар}}$ – ударный импульс, приложенный к переднему колесу, Н·с;

$\upsilon_{C_{удар}}$ – скорость центра масс в момент удара, м/с;

$\omega_{удар}$ – угловая скорость вращения вокруг оси C_y в момент удара, 1/с;

M, I_{C_y} – масса и осевой момент инерции машины, кг, кг·м^2.

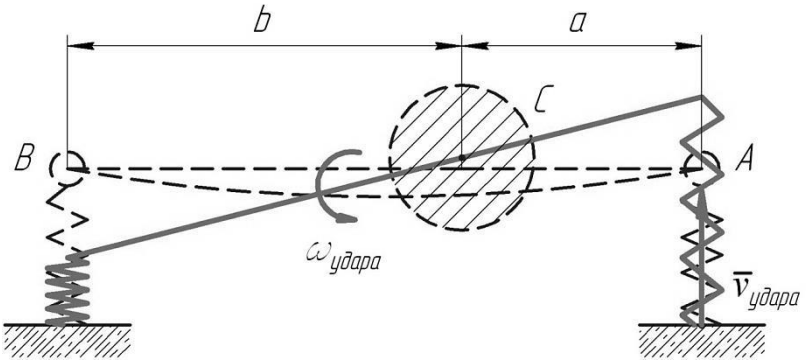


Рис. 1. Расчетная схема в случае удара переднего колеса

Учитывая, что изучаемая система совершает плоскопараллельное движение, имеем связь между скоростями точек А и С:

$$\upsilon_{A_{уд}} = \upsilon_{C_{уд}} + \omega_{уд} \cdot a \tag{2}$$

Поэтому, скорость центра масс в момент удара равна

$$\upsilon_{C_{уд}} = \upsilon_A - \omega_{уд} \cdot a \tag{3}$$

Используя зависимости (1) и (3), получим:

$$I_{C_y} \cdot \omega_{уд} = M \cdot \upsilon_{C_{уд}} \cdot a, \quad I_{C_y} \cdot \omega_{уд} = M\left(\upsilon_A - \omega_{уд} \cdot a\right) \cdot a, \quad \omega_{уд} = \frac{M \cdot \upsilon_A \cdot a}{\left(I_{C_y} + Ma\right)^2} \tag{4}$$

Выразим момент инерции через радиус инерции:

$$I_{C_y} = M \cdot \rho^2, \tag{5}$$

где ρ – радиус инерции автопогрузчика относительно оси C_y.

$$\rho^2 = \frac{I_{C_y}}{M} \tag{6}$$

Имеем угловую скорость в момент удара:

$$\omega_{уд} = \frac{\upsilon_A \cdot a}{\rho^2 + a^2} \tag{7}$$

Скорость центра масс в момент удара равна, согласно:

$$\upsilon_{C_{уд}} = \upsilon_A \cdot \frac{\rho^2}{\rho^2 + a^2} \tag{8}$$

Чтобы исследовать движение машины после удара, будем использовать дифференциальные движения автопогрузчика по ровной дороге при начальных условиях. Запишем общие решения дифференциальных уравнений, т.е. кинематические уравнения движения машины [5]:

$$\begin{cases} \varphi = A_1^{(1)} \sin\left(k_1 + \alpha_1\right) + A_1^{(2)} \sin\left(k_2 t + \alpha_2\right) \\ z = \mu_1 A_1^{(1)} \sin\left(k_1 t + \alpha_1\right) + \mu_2 A_1^{(2)} \sin\left(k_2 t + \alpha_2\right) \end{cases}, \tag{9}$$

где k_1, k_2–собственные частоты;

μ_1, μ_2–коэффициенты форм колебаний;

$A_1^{(1)}$, $A_1^{(2)}$, α_1, α_2 – постоянные интегрирования, которые определяются из начальных условий.

Коэффициенты форм колебаний равные отношениям амплитуд $\mu = \frac{A_2}{A_1}$, вычисляются по формулам:

$$\mu_i = -\frac{c_{11} - a_{11}k_i^2}{c_{12} - a_{12}k_i^2} = -\frac{c_{12} - a_{12}k_i^2}{c_{22} - a_{22}k_i^2}, \ i = 1,2 \tag{10}$$

Воспользуемся принятыми обозначениями [6] и получим коэффициенты форм, определяющие отношение амплитуд колебаний по координатам z и φ в нашем случае:

$$\mu_i = -\frac{\left(c_n + c_з\right) - Mk_i^2}{c_з b - c_n a} \text{ или } \mu_i = -\frac{c_з b - c_n a}{\left(c_n a^2 + c_з b^2\right) - I_\Sigma k_i^2}, \tag{11}$$

где $c_n, c_з$ – коэффициенты жесткости передних и задних колёс.

Чтобы найти постоянные интегрирования $A_1^{(1)}$, $A_1^{(2)}$, α_1, α_2, перейдем к главным координаты η_1 и η_2.

$$\begin{cases} q_1 = \eta_1 + \eta_2 \\ q_2 = \mu_1\eta_1 + \mu_2\eta_2 \end{cases} \tag{12}$$

Тогда связь между главными координатами и выбранными нами обобщенными координатами z и φ выражается формулами:

$$\eta_1 = \frac{z - \mu_2\varphi}{\mu_1 - \mu_2}, \quad \eta_2 = \frac{\mu_1 \cdot \varphi - z}{\mu_1 - \mu_2} \tag{13}$$

В главных координатах дифференциальные уравнения движения являются независимыми, т.к. каждое из них содержит одну неизвестную и общее решение этих уравнений будет таким:

$$\begin{cases} \eta_1 = C_1 \sin\left(k_1 t + \alpha_1\right) \\ \eta_2 = C_2 \sin\left(k_2 t + \alpha_2\right) \end{cases} \tag{14}$$

где C_1, C_2, α_1, α_2 определяются из начальных условий.

В нашем случае условия соответствующие моменту удара будут начальными. Имеем:

$$\dot{\varphi}_0 = \frac{\upsilon_A \cdot a}{\rho^2 + a^2}, \quad \upsilon_{cp} = \dot{z}_0 = \frac{\upsilon_A \cdot \rho^2}{\rho^2 + a^2}, \quad \varphi_0 = 0, \quad z_0 = 0 \tag{15}$$

Перепишем начальные условия для главных координат

$$\eta_{1_0} = 0, \quad \eta_{2_0} = 0, \quad \dot{\eta}_{1_0} = \frac{\dot{z}_0 - \mu_2\dot{\varphi}_0}{\mu_1 - \mu_2}, \quad \dot{\eta}_{2_0} = \frac{\mu_1\dot{\varphi}_0 - \dot{z}_0}{\mu_1 - \mu_2} \tag{16}$$

Чтобы найти постоянные интегрирования C_1, C_2, α_1, α_2, воспользуемся начальными условиями в главных координатах, а затем вернемся к физически обоснованным обобщенным координатам z и φ.

Подставляя выражения (15) и (16) в (14) имеем:

$$\begin{cases} 0 = C_1 \sin\alpha_1 \\ \dot{\eta}_{1_0} = C_1 k_1 \cos\alpha_1 \end{cases}, \quad \alpha_1 = 0, \quad C_1 = \frac{\dot{\eta}_{1_0}}{k_1} \tag{17}$$

$$\begin{cases} 0 = C_2 \sin\alpha_2 \\ \dot{\eta}_{2_0} = C_2 k_2 \cos\alpha_2 \end{cases}, \quad \alpha_2 = 0, \quad C_2 = \frac{\dot{\eta}_{2_0}}{k_2} \tag{18}$$

Таким образом, получаем закон изменения главных координат $\eta_1(t)$, $\eta_2(t)$.

$$\begin{cases} \eta_1 = \dfrac{\dot{\eta}_{1_0}}{k_1} \sin k_1 t \\ \eta_2 = \dfrac{\dot{\eta}_{2_0}}{k_2} \sin k_2 t \end{cases} \tag{19}$$

Следовательно, закон изменения координат $\varphi(t)$ и $z(t)$ примет вид

$$\begin{cases} \varphi = \dfrac{\dot{\eta}_{1_0}}{k_1} \sin k_1 t + \dfrac{\dot{\eta}_{2_0}}{k_2} \sin k_2 t \\ z = \mu_1 \dfrac{\dot{\eta}_{1_0}}{k_1} \sin k_1 t + \mu_2 \dfrac{\dot{\eta}_{2_0}}{k_2} \sin k_2 t \end{cases} \tag{20}$$

где:

$$\dot{\eta}_{1_0} = \frac{\upsilon_A \left(c_n a - c_з b\right)}{\left(\rho^2 + a^2\right)\left(k_2{}^2 - k_1{}^2\right) M} \left(\rho^2 - \mu_2 a\right) \tag{21}$$

согласно (11):

$$\dot{\eta}_{2_0} = \frac{\upsilon_A \left(c_n - c_з b\right)\left(\mu_1 a - \rho^2\right)}{\left(\rho^2 + a^2\right)\left(k_2{}^2 - k_1{}^2\right) M} \tag{22}$$

Исследуя законы изменения координат φ и z после удара, можно заключить, что наибольшие значения координат φ и z (амплитуды колебаний) не будут превышать таких значений:

$$\varphi_{max} \le \frac{\dot{\eta}_{1_0}}{k_1} + \frac{\dot{\eta}_{2_0}}{k_2} \tag{23}$$

$$z_{max} \le \frac{\mu_1 \dot{\eta}_{1_0}}{k_1} + \frac{\mu_2 \dot{\eta}_{2_0}}{k_2} \tag{24}$$

Для изучения движения рамы подъемника относительно покоящегося автопогрузчика заменяем раму балкой, масса которой равна массе рамы m. Балка жестко защемлена внизу, в сечении имеет форму швеллера, находится в серединной плоскости автопогрузчика (рис. 2).

Поднимаемый груз весом G находится в верхнем крайнем положении. Нейтральная ось при изгибе Oz. Для ответа на вопрос какое расстояние h обеспечит устойчивость равновесия конструкции, сформулируем это условие по А.М. Ляпунову [5].

Для устойчивого положения равновесия механической системы с двусторонними стационарными связями, находящейся под действием консервативных сил, достаточно, чтобы потенциальная энергия системы имела минимум, т.е. $\left.\dfrac{\partial \Pi}{\partial q^2}\right|_{q_0} > 0$ – вторая производная от потенциальной энергии по обобщенной координате была положительной в положении равновесия.

Определим потенциальную энергию системы, в текущем положении взяв за обобщенную координату $q = \alpha$ при ее изгибе в плоскости ZX .

$$П = П_{тяж} + П_{упр}, \tag{25}$$

где $П_{тяж}$ – потенциальная энергия груза в смещенном положении;

$П_{упр}$ – потенциальная энергия деформации пружин закрепленных на расстоянии h от нижнего конца и потенциальной энергии изгибной деформации балки.

$$П_{тяж} = -G\Delta, \quad \Delta = H\left(1-\cos\alpha\right), \quad \cos\alpha \approx 1-\frac{\alpha^2}{2}+\frac{\alpha^4}{4}, \quad П_{тяж} = -GH\cdot\frac{\alpha^2}{2}, \tag{26}$$

$$П_{упр} = П_{деф.пруж.} + П_{деф.изг.}. \tag{27}$$

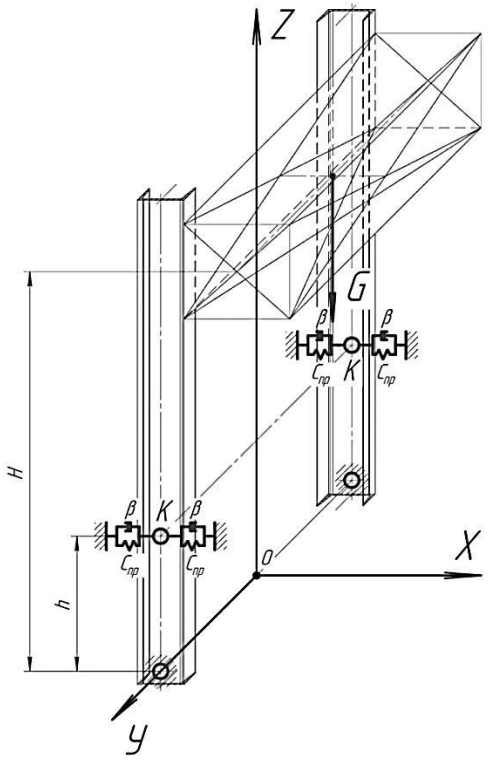


Рис. 2. Расчётная схема подвижной рамы грузоподъёмника

H – высота балки; h – расстояние от жесткого защемления до точек К – точек крепления амортизирующего устройства; $c_{пр}$ – коэффициент жесткости одной пружины; β – коэффициент сопротивления

При известном коэффициенте жесткости пружин c имеем:

$$П_{деф.пруж} = \frac{1}{2}c\lambda_k^2 \tag{28}$$

где $c = 2c_{пр}$, $\lambda_k = h\cdot\alpha$, т.е.

$$П_{деф.пруж} = c_{пр} h^2 \alpha^2 \tag{29}$$

При известной величине коэффициента жесткости балки закрепленной жестко в точке *О* и имеющей опору в точке *К*, несущей на конце сосредоточенную массу [6]:

$$c_{изг} = \frac{12EI_y}{(4H-h)(H-h)^2} \tag{30}$$

где Е – модуль упругости *I* рода;

I_y – осевой момент инерции сечения швеллера относительно оси *Оу*.

$$П_{деф.изг.} = \frac{c_{изг} \cdot x^2}{2}, \tag{31}$$

где x – перемещение груза в текущий момент времени *t*:

$$x = H \sin\alpha = H\left(\alpha - \frac{\alpha^3}{3} + ...\right) \approx H \cdot \alpha \tag{32}$$

Таким образом, полная потенциальная энергия системы:

$$П_{\Sigma} = -GH\frac{\alpha^2}{2} + c_{пр} h^2 \alpha^2 + \frac{c_{изг} H^2 \alpha^2}{2} \tag{33}$$

Вторая производная по α от потенциальной энергии равна

$$\frac{\partial^2 П}{\partial \alpha^2} = -GH + c_{пр} h^2 + c_{изг} H^2 \tag{34}$$

Таким образом, условие устойчивого равновесия приобретает вид:

$$c_{пр} \cdot h^2 + \frac{12EI_y \cdot H^2}{(4H-h)(H-h)^2} > GH \tag{35}$$

Уравнение трансцендентное относительно *h*.

В более упрощенной постановке, т.е. если учесть люфт между балкой и креплениями в точках *К*, т.е. при расчетной схеме, когда балка изгибается без наложенной связи в точке *К* [6].

$$c_{изг} = \frac{3EI_y}{H^3} \tag{36}$$

$$c_{пр} \cdot h^2 + \frac{3EI_y H^2}{H^3} > GH \tag{37}$$

$$h^2 > \frac{GH}{c_{пр}} - \frac{3EI_y}{H \cdot c_{пр}} \tag{38}$$

Если считать балку недеформируемой, т.е. абсолютно твердой, т.е. не учитывать $c_{изг}$:

$$h^2 > \frac{GH}{c_{пр}} \tag{39}$$

Изучим движение грузоподъемника с поднятым грузом на конце. Массой его пренебрегаем, учитываем вес груза *G*, находящегося на расстоянии *H* от закрепленного нижнего конца балки.

Обобщенная координата – угол α – угол поворота балки относительно оси Оу. Это движение $\alpha(t)$ – относительное движение, если переносным считать движение машины, изученное ранее.

При составлении дифференциального уравнения относительного движения балки подъемника за обобщенную координату выбираем угол $\alpha(t)$ – угол поворота вокруг оси Оу.

Действующие силы: тяжести G_T, упругости, сопротивления, которые равны:

$$F_{упр.пруж} = 2c_{пр}h\alpha \tag{40}$$

$$F_{упр.изгиб} = 2c_{изгиб}H\alpha \tag{41}$$

$$F_c = b\upsilon_k = b\dot{\alpha}h \tag{42}$$

Кроме того, учитывая, что автопогрузчик при движении по неровной дороге движется так, что координаты z и φ меняются по законам [3]:

$$\varphi = A_\varphi \sin\omega t, \quad \text{где } A_\varphi = \frac{d\left(c_n a - c_з b\right)M\omega^2}{\Delta_{гл}}, \quad \omega = \frac{\pi\upsilon}{l}, \tag{43}$$

где d – высота неровности;

v – скорость движения погрузчика;

l – длина неровности.

$$\Delta_{гл} = J_\Sigma M\omega^4 - \left[M\left(c_n a^2 + c_з b^2\right) + J_\Sigma\left(c_n + c_з\right)\right]\omega^2 + c_n c_з\left(a+b\right)^2 \tag{44}$$

Прикладываем к массе весом G_T переносную силу инерции:

$$\overline{F}^{ин}_{пер} = \overline{F}^{ин}_{пер.\tau} + \overline{F}^{ин}_{пер.n}, \tag{45}$$

где $\overline{F}^{ин}_{пер.\tau}$ – касательная составляющая.

$$\overline{F}^{ин}_{пер.\tau} = \frac{G}{g}a_{пер.\tau} = \frac{G_T}{g}\ddot{\varphi}H, \tag{46}$$

где $\overline{F}^{ин}_{пер.n}$ – нормальная составляющая (центробежная сила), изображаем по нормали от *O* к *A*.

$$\overline{F}^{ин}_{пер.п} = \frac{G}{g} a_{пер.п} = \frac{G_T}{g} \dot{\varphi}^2 \, H \tag{47}$$

Для составления дифференциального уравнения движения расчетной динамической модели применим общее уравнение динамики. Задаем возможное перемещение δA и составляем общее уравнение динамики. Сумма возможных работ сил действующих и Д'Аламберовых сил инерции и переносных сил инерции в каждый момент времени равна нулю.

$$\delta A\left(\overline{G}_T\right) + \delta A\left(\overline{F}_{упр}\right) + \delta A\left(\overline{F}_{сопр}\right) + \delta A\left(\overline{F}^{ин}_{Д'Аламбера}\right) + \delta A\left(\overline{F}^{ин}_{пер}\right) + \delta A\left(\overline{F}^{ин}_{Корнолиса}\right) = 0 \tag{48}$$

Так как силы $\overline{F}^{ин}_{Корнолиса}$, $\overline{F}^{ин}_{Д'Аламбера}$, $\overline{F}^{ин}_{пер.п}$ перпендикулярны к возможным перемещениям точки их приложения, то возможная работа их равна нулю (48).

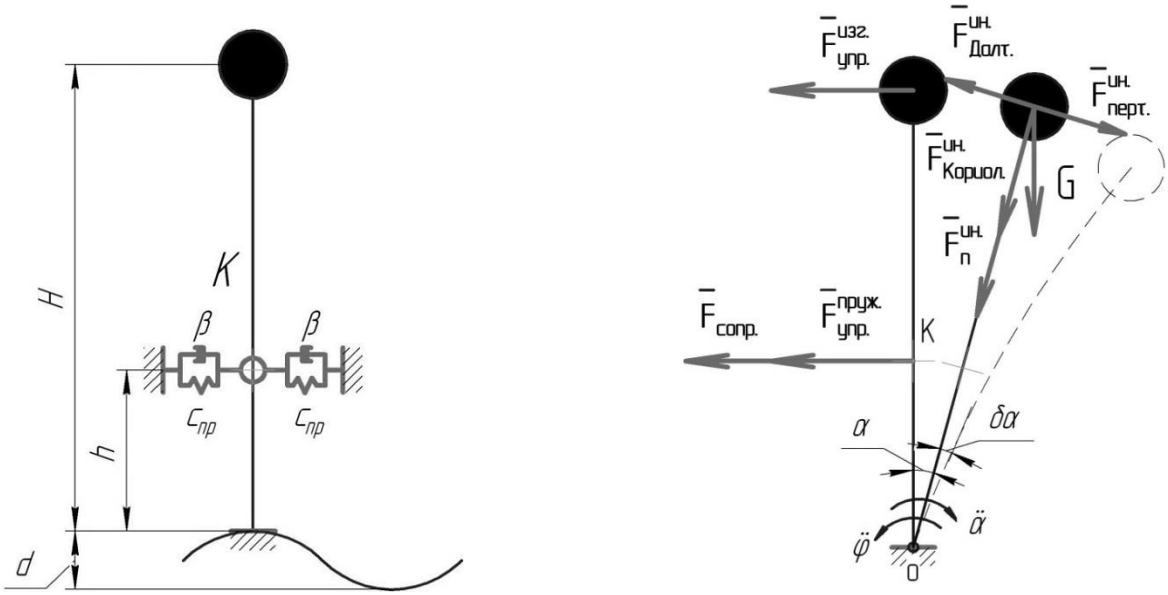


Рис. 3. Расчётная схема подвижной рамы грузоподъёмника с балансирным устройством

Общее уравнение динамики (48) примет вид:

$$\delta\alpha\left(G_T H \sin\alpha - F_{упр.пруж} h - F_{упр.изгиб} H - F_{сопр} h + F^{ин}_{пер.\tau} H - F^{ин}_{Д'Алам_\tau} H\right) = 0 \tag{49}$$

Подставим значение сил (учитывая, что $\sin\alpha \approx \alpha$):

$$\frac{G_T}{g} \cdot \dot{\alpha} \cdot H^2 + \beta \cdot h^2 \cdot \dot{\alpha} + \left(2C_{пр} \cdot h^2 + C_{изг} \cdot H^2 - G_T H\right)\alpha = \frac{G_T}{g} \cdot \ddot{\varphi} \cdot H^2 \tag{50}$$

Согласно предыдущему $\varphi = A_\varphi \sin\omega t$, поэтому:

$$\ddot{\varphi} = -A_\varphi \omega^2 \sin\omega t. \tag{51}$$

Поделим выражение на $\frac{G_T}{g} H^2$ и введем обозначения:

$$\frac{\beta h^2 g}{G_T H^2} = 2n, \quad \frac{\left(2C_{пр}h^2 + C_{изг}H^2 - G_T H\right)g}{G_T H^2} = k^2, \quad \Lambda = A_\varphi \cdot \omega^2, \quad A_\varphi = \frac{d\left(c_n a - c_з b\right)M\omega^2}{\Delta_{сл}}. \qquad (52)$$

Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний балки подъемника (50) с учётом обозначений (52) выглядит так:

$$\ddot{\alpha} + 2n\dot{\alpha} + k^2\alpha = \Lambda \sin \omega t. \qquad (53)$$

Решение дифференциального уравнения ищем как сумму решений [5]:

$$\alpha = \overline{\alpha} + \alpha^*. \qquad (54)$$

где $\overline{\alpha}$ – общее решение однородного уравнения $\ddot{\alpha} + 2n\dot{\alpha} + k^2\alpha = 0$.

$$\overline{\alpha} = e^{-nt}\left(C_1 \cos\sqrt{k^2 - n^2}\,t + C_2 \sin\sqrt{k^2 - n^2}\,t\right). \qquad (55)$$

Частное решение неоднородного уравнения

$$\alpha^* = B\sin\left(\omega t + \delta\right). \qquad (56)$$

Так как со временем $e^{-nt} \to 0$, $\overline{\alpha} \to 0$, $\alpha = \alpha^*$. Находим α^*, для этого подставляем (56) в (53) и получаем амплитуду вынужденных колебаний при наличии линейного сопротивления [7]:

$$B_{дин} = \frac{\Lambda}{\sqrt{\left(k^2 - \omega^2\right)^2 + 4n^2\omega^2}}. \qquad (57)$$

Коэффициент динамичности равен:

$$\mu = \frac{B_{дин}}{B_{ст}}, \qquad (58)$$

где $B_{ст} = \frac{\Lambda}{k^2}$ – статическая амплитуда при постоянной возмущающей силе

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{k}\right)^2\right)^2 + 4\left(\frac{n}{k}\right)^2\left(\frac{\omega}{k}\right)^2}}. \qquad (59)$$

Введём обозначения $\frac{\omega}{k} = z$ –коэффициент расстройки; $\frac{n}{k} = \gamma$ –коэффициент сопротивления.

Тогда коэффициент динамичности равен:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - z^2\right)^2 + \left(2\gamma z\right)^2}}. \qquad (60)$$

При резонансе, когда $\omega = k\left(z = 1\right)$, коэффициент $\mu_{рез} = \frac{1}{2\gamma z}$, амплитуда $\alpha_{max} = B_{резон}$, т.е.

$$\alpha_{max} = \frac{\Lambda}{k^2} \cdot \frac{1}{2\gamma z}. \qquad (61)$$

Выводы

1. Разработана математическая модель исследования воздействия колебаний на грузоподъемник при фронтальном наезде передних колес автопогрузчика на препятствие.

2. Разработано условие устойчивости равновесия грузоподъемника автопогрузчика при наезде на препятствие.

3. Определены вынужденные колебания балки грузоподъемника.

4. Перспектива дальнейших исследований заключается в проведении экспериментов по определению нагрузок, возникающих в опорах грузоподъемника и балансирном устройстве.

Список литературы

1. Шматко Д.З. Обоснование параметров несущих систем портальных подъемно-транспортных машин: дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.05.05 / Шматко Дмитрий Захарович. – Т., 2006. – 132 с.

2. Разарьонов Л.В. Підвищення ефективності роботи короткобазових колісних навантажувачів з бортовою системою повороту: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт» / Л.В. Разарьонов. – Харків, 2011. – 22 с.

3. Нефёдов И.А. Разработка математической модели колебаний вилочного автопогрузчика / И.А. Нефёдов // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2012. – № 57. – С. 140 – 145.

4. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики, ч.2 / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: ГИТТЛ, 1954. – 595 с.

5. Яблонский А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – М.: Машиностроение, 1975. – 248с.

6. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Пановко Я.Г. – М.: «Машиностроение», 1967. – 316 с.

7. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

Анотація. *Розроблена математична модель коливань вантажопідйомника автонавантажувача після фронтального наїзду на перешкоду.*

Abstract. *The mathematical model of vibrations of loading crane of autoloader is worked out after a frontal quick visit on an obstacle.*

Стаття надійшла до редакції 14.12.2012р.

УДК 621.7

МАТВИЕНКО С.А., аспирант, ДОНЧЕНКО Е.И., старший преподаватель,
Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск;
ЛУКИЧЕВ А.В., к.т.н., доцент; ПИСАНЕЦ А.А., к.т.н.,
Донецкая академия автомобильного транспорта

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ: АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Рассмотрены отказы грузовых автомобилей из-за износа рабочих поверхностей деталей. Проведен анализ технологических методов применяемых для увеличения ресурса быстро-изнашиваемых деталей автомобилей. Предложен метод и устройство для обработки повышающей износостойкость поверхностного слоя

Постановка проблемы

Автомобильный транспорт играет большую роль в экономике Украины. Объем транспортных, грузовых и пассажирских перевозок постоянно растет, увеличивается парк грузовых автомобилей. Автомобили работают в сложных условиях эксплуатации, поэтому к их деталям предъявляются высокие требования по надежности. Уровень надежности грузовых автомобилей во многом определяет своевременность и качество выполнения транспортно-экспедиторских функций различных предприятий нашей страны. Эффективная эксплуатация транспортных средств невозможна без высокоэффективных технологий ремонта изготовления и обслуживания. Соответствующего сервиса в нужном объеме в Украине не хватает, запчасти на автомобили продаются с ограниченным ресурсом, а оригинальные – достаточно дорогие. Небольшой ресурс ответственных деталей пар трения автомобилей вызывает потребность в большом количестве запасных частей, ведущую за собой большие затраты трудовых и материальных ресурсов. Расходы на запасные части составляют около 30% от общего объёма эксплуатационных затрат. Повышение ресурса деталей позволит существенно уменьшить материальные затраты на обслуживание и ремонт. Основной причиной потери работоспособности автомобилей является износ рабочих поверхностей деталей сопряжений автомобиля. В среднем 80% отказов машин зависит от поверхностного износа составляющих деталей [1]. К рабочим поверхностям сопряжений предъявляются высокие требования по прочности и износостойкости. Кроме того, износ ряда деталей сверх допустимого предела (рулевого управления, тормозов, трансмиссии) может привести к нарушению их работы, снижению безопасности движения и далее к дорожно-транспортным происшествиям.

Анализ последних исследований и публикаций

Несмотря на постоянное развитие науки и техники проблема надежности и долговечности деталей машин остается актуальной.

Причиной выхода из строя автотранспортного средства является отказ механических изделий, составляющих лишь незначительную часть общего количества деталей. В общей стоимости заменяемых деталей более 90 % приходится на долю этих изделий [5,6]. Исследование характера отказов деталей грузовых автомобилей указывает на износ рабочих поверхностей, как основную причину выхода из строя отдельных узлов и всего автомобиля в целом. Таким образом, общая задача повышения долговечности автотранспортного средства чаще всего сводится к увеличению износостойкости ограниченного количества быстроизнашивающихся деталей,

уменьшающих надежность отдельных агрегатов и всего автомобиля в целом. По данным исследований Е.Л. Воловика, износ различных групп деталей транспортных машин находится в пределах 0,01-10 мм, при этом около 80 % деталей имеют износ до 0,6 мм, 52% отказов по износу приходится на цилиндрические поверхности деталей.

К рабочим поверхностям сопряжений предъявляются высокие требования по прочности и износостойкости. Износостойкость определяется режимом эксплуатации, макро- и микрогеометрическими параметрами поверхности, химическим составом и структурой, физико-механическими и фрикционно-усталостными характеристиками поверхностного слоя детали, неразрывно связанными друг с другом. Причиной отказов деталей при эксплуатации служат процессы, протекающие в поверхностном слое: концентрация напряжений, развитие микротрещин, разупрочнение, изнашивание, окисление и т. д. Исследованиями Балтера М.А., Демкина Н.Б., Крагельского И.В., Кудрявцева И.В., Суслова А.Г. и др. установлено, что функциональное назначение деталей машин в значительной мере определяется параметрами качества их поверхностного слоя.

Известны следующие основные виды упрочняющей обработки: термоупрочняющая обработка (ТО поверхностная и объёмная); химико-термическая обработка (ХТО); нанесение упрочняющих покрытий; термомеханическая (ТМО) и электромеханическая обработка (ЭМО), поверхностно пластическая деформация (ППД) [2,3]. В последнее время в качестве окончательной операции обработки цилиндрических и сферических рабочих поверхностей пар трения авто широкое распространение получила отделочно-упрочняющая обработка поверхностно-пластическим деформированием (ОУО ППД), которая позволяет формировать требуемую шероховатость поверхности, твердость до 650 HV, сжимающие остаточные напряжения до 1200 МПа. Большой вклад в развитие данного научного направления внесли работы Бабичева А.П., Блюменштейна В.Ю., Киричека А.В., И.В., Одинцова Л.Г., Папшева Д.Д., Суслова А.Г., Шнейдера Ю.Г. и др. Особое место среди методов повышения качества деталей машин занимает комбинированная обработка, совмещающая отделочно-упрочняющую и обработку резанием.

Целью статьи является обоснование дальнейшего развития и усовершенствование технологии повышения износостойкости деталей грузовых автомобилей.

Материалы и результаты исследований

К группе быстро изнашиваемых деталей автомобиля относятся детали сопряжений и узлов трения, работающие в условиях контактных динамических нагрузок (кулачковые пары, детали цилиндропоршневой группы). Пары трения автомобилей часто работают в условиях граничного трения с ограниченной смазкой. Как правило, рабочие поверхности деталей пар трения имеют цилиндрическую или сферическую форму (шаровые пальцы, наконечники рулевых тяг, сферические вкладыши, сферические наконечники штоков, стойки со сферическими головками сферических соединений рычажных механизмов, пальцы ушка рессоры, пальцы подвески и другие.) Детали подвески и рулевого управления влияют на безопасность движения при эксплуатации транспортного средства. Детали сопряжений автомобилей в основном изготавливают из качественных углеродистых или высококачественных легированных сталей, иногда из высокопрочного чугуна. Срок службы деталей определяется технологией их производства.

Повышение износостойкости и долговечности деталей транспортных машин достигается рациональным конструированием, применением высокопрочных материалов, технологиями модифицирования поверхностного слоя с целью повышения триботехнических показателей. Конструкции автомобилей не подвергаются существенным изменениям, что затрудняет применение конструктивных способов повышения износостойкости. В условиях конкурентоспособ-

ности и сложных условиях работы деталей и узлов авто проблему надёжности все сложнее решать путем подбора материала. По показателю – «износостойкость» ресурс свойств исходных материалов и известных применяемых технологий ограничен.

Величина износа вызывающая отказ или замену деталей автомобилей до 1 мм, но в основном причиной отказа служит износ 0,15...0,30 мм. Основной задачей всех технологических методов упрочнения является повышение качества поверхностного слоя. При упрочняющем воздействии на поверхностный слой в нем происходят структурные изменения, влияющие на твердость, микротвёрдость, прочность, остаточные напряжения. Не смотря на большое количество различных методов упрочнения, на сегодня в автомобилестроении, в основном, ограничиваются применением термообработки (закалка токами высокой частоты) и химико-термической обработки (цементация, азотирование). Однако при производстве запасных частей применение технологий, требующих сложного оборудования и больших энергозатрат затруднено. Основные методы упрочнения трущихся деталей автомобилей представлены в таблице 1.

Таблица 1

Методы повышения износостойкости деталей автомобилей

№	Метод	Тип процесса	Детали автомобилей
1	Наклёп	Дробеструйная обработка	Листовые рессоры, шестерни, цилиндрические пружины, цапфы поворотных кулаков автомобилей, валы торсионные и т. п.
2	Поверхностная термообработка	Поверхностная закалка и последующая обработка дробью	Зубчатые колеса транспортных машин,
		Лазерная и электронно-лучевая обработка	Для упрочнения поршневых колец и канавок для них, шаровых шарниров, седел клапанов, толкателей и других деталей.
		Закалка ТВЧ	Вкладыши опор рессоры Пальцы ушка рессоры
3	ХТО	Цементация, закалка	Мелкие и крупные зубчатые колеса, кулачковые шайбы, поршневые пальцы, тарелки клапанов, валы ведущих мостов, коробок передач и раздаточных коробок
		Ионно-плазменное азотирование	Пружины для системы впрыска, коленчатые валы, распределительные валы, шестерни форсунки для легковых автомобилей
4	Диффузионная металлизация	Хромирование	Гильзы цилиндров двигателей
5	ППД	Накатывание, обкатывание	Посадочные поверхности под подшипники ступиц колес, тормозные барабаны, детали карданной передачи, рулевого управления, подвески, гидравлических и пневматических устройств.
6	Физико-термическая обработка	Электротермическая обработка	Листовые рессоры
7	Напыление износостойких соединений	Плазменное и газопламенное напыление	Вкладыши опор рессоры Пальцы ушка рессоры
		Высокотемпературное напыление на поверхности самофлюсующихся сплавов с последующим их оплавлением	Зев буксирного крюка автомобиля, для повышения износостойкости шарниров тяг привода рулевого управления

Все рассмотренные способы не являются равноценными, но достаточно часто используются в ремонтном производстве в большей или меньшей мере в зависимости от его объема, оснащенности и др. Большинство из этих способов трудоемкие, требуют специального оборудования и не всегда приводят к желаемому результату. Таким образом, анализ существующих методов восстановления работоспособности деталей автомобилей в ремонтном производстве показал общие их проблемы и позволил поставить цель исследования. Учитывая общие недостатки способов возобновления, а именно: громоздкое оборудование; неэкономичность использования в единичном и мелкосерийном производстве; большие расходы природных и трудовых ресурсов; невозможность применения к разным группам деталей; высокая энергоемкость, необходимо уделять особое внимание повышению износостойкости деталей на финишных этапах как изготовления, так и возобновления деталей автомобиля, с использованием новых инновационных технологий. Самым перспективным направлением является использование разных методов вибрационной обработки [4].

Недостатки и основные технологические показатели применяемых способов повышения износостойкости представлены в табл.2.

В автомобилестроении широкое применение получила вибрационная обработка на финишных операциях. Вибрационные методы по своим технологическим возможностям являются наиболее приемлемыми и перспективными в совершенствовании упрочняющей обработки деталей автомобилей. Внедрение ультразвуковых технологий способствует интенсификации технологических процессов изготовления деталей, увеличивает экономическую эффективность и производительность труда [7].

Таблица 2

Недостатки и технологические показатели применяемых способов повышения износостойкости.

№	Метод	Недостатки	Показатели
1	Наклёп	Изменение рабочего размера	Толщина упрочненного слоя составляет 0,2 - 0,4 мм.
2	Термо-обработка	Специальное оборудование, высокая энергоёмкость процесса, значительные остаточные напряжения	Твердость 5500…7600 МПа, глубина закаленного слоя 1,5 - 4,0 мм, твердость – 63 - 65 HRC
3	ХТО	Низкая экологичность процесса	Твердость 5700 ….20000 МПа
4	Металлизация	Отслоение, дороговизна, низкая экологичность процессов	Твердость 11000 …. 13000 МПа
5	ППД	Снижает пластичность, низкая абразивная износостойкость	Глубина упрочненного слоя 0,4…2,0 мм, остаточные напряжения 390… МПа, а твердость 3000...5500 МПа
6	ФТО	Энергоемкость	Твердость 6500…30000 МПа
7	Напыление	Требует усложненной технологии, поверхностный слой не выдерживает ударных нагрузок	Толщина покрытия до 3 мкм

Для повышения ресурса при изготовлении в современном машиностроительном производстве при выполнении финишных операций важное место занимают методы обработки деталей свободными средами в вибрирующих резервуарах, то есть методы вибрационной обработки. Высокая производительность, низкая себестоимость и широкие технологические возможности относят их к наиболее перспективным новым технологиям финишной и упрочняющей обработки, которые объединяют в себе процессы микрорезания и упруго пластической деформации (30% и 70% соответственно). Широко применяется технология виброобработки деталей в уста-

новленном на упругой подвеске резервуаре с загруженными гранулами рабочей среды, обрабатываемыми деталями и химически активным раствором. Но в условиях ресурсосбережения перспективной является безабразивная обработка в вязкой среде. Влияние вязкой жидкости на поверхностный слой при колебательном движении детали недостаточно изучено. Но все эти методы основаны на вибрации среды, которая окружает деталь. Но для небольших деталей среда весит намного больше самой детали, потому удельные расходы энергии растут.

Основная идея предложенного метода обработки – колебание сообщается самой детали в упругой неподвижной среде с одновременным использованием эффекта резонансных колебаний. Такую обработку можно назвать – звуковая вибрационная обработка в упругой среде (ЗВОУС), которая основана на использовании эффекта ППД и вибрационной обработки при уменьшении расходов энергии, и обеспечивает обработку тонкого поверхностного слоя детали, повышение его износостойкости [8,9].

Сущность ЗВОУС следующая: деталь жестко соединена с излучателем преобразователя электрических сигналов в механические перемещения, помещается в контейнер с упругой жидкостью. Осуществляя колебания со звуковой частотой, деталь влияет на тонкий слой вязкой жидкости. При взаимодействии с рабочей средой шероховатость поверхности детали пластично деформируется и заполняет впадины на поверхности, которая способствует повышению свойств поверхностного слоя. В поверхностном слое возникает сжимающее напряжение, которое способствует повышению усталостной прочности и износостойкости, значительно снижается шероховатость поверхности обработанной детали. ЗВОУС основана на колебательных процессах в диапазоне звуковых частот, которые характеризуются целесообразностью и рациональностью использования оборудования и энергии. При этом обрабатываемой детали предоставляются продольные колебания со звуковой частотой, близкой к частоте свободных колебаний детали, которая обеспечивает снижение себестоимости обработки и ресурсосбережение. Деталь получает механические колебания с частотой собственных колебаний, в результате чего обработка ведется в резонансном режиме.

Технология – основа создания экспериментального вибрационного комплекса, который основан на механизме звуковой резонансной обработки в процессе взаимодействия деталей со средой. Обработка позволяет достичь равномерного распределения дислокаций и внутреннего напряжения поверхностного слоя. По сравнению с существующими методами ППД уменьшается вероятность зарождения усталостных трещин. Обработка в упругой среде позволяет одновременно обрабатывать все поверхности деталей. При использовании предложенного метода на установке можно обрабатывать детали сложной геометрической формы при минимальном энергопотреблении, высокой производительности, экологичности.

В основе технологии лежит способность дислокаций металла, который поддается виброобработке с наложением акустических колебаний, поглощать энергию звуковой и ультразвуковой частот и превращать в энергию собственных перемещений, содействующей стабилизации остаточного напряжения. Вибрационная установка (рис. 1,2) включает генератор импульсов колебаний звуковой частоты, пъезо преобразователь импульсов в механические перемещения, установленный на жесткой раме, электронный и виброизмерительный цифровой осциллограф, виброметр ПИ-19 и система управления на базе ПК. Преимуществом предлагаемой виброустановки является высокая эффективность, низкая себестоимость, экологическая чистота, простота конструкции и технологического процесса обработки. Предложенная установка для виброобработки обеспечивает уменьшение времени на финишную обработку, снижает энергозатраты за счет обработки на резонансных частотах. Вибрационная установка позволяет реализовать функциональные возможности виброобработки в упругой среде без использования абразивных материалов. При этом объединяются два процесса: вибростабилизацию и улучшение трибологических характеристик поверхностного слоя.

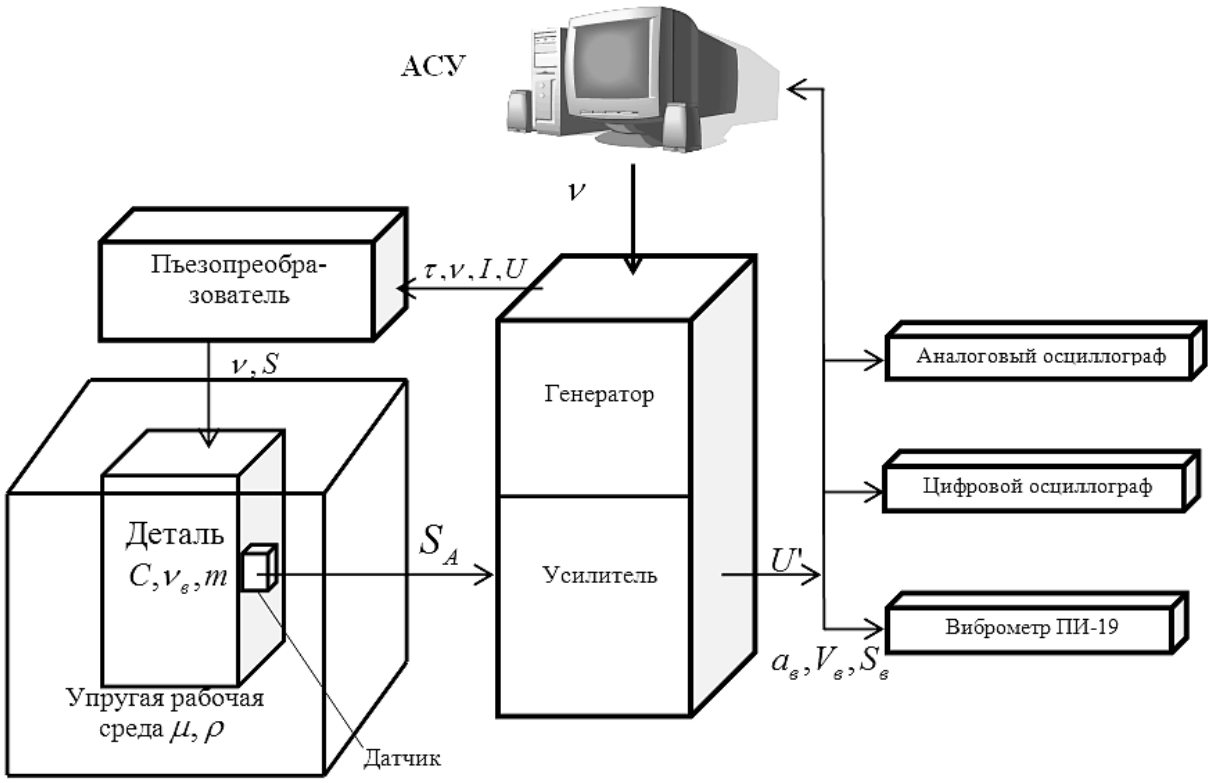


Рис.1. Принципиальная схема вибрационной установки



Рис.2. Общий вид вибрационной установки

Работа вибрационной установки осуществляется таким образом. Непрерывные колебания со звуковой частотой в заготовке возбуждаются пъезопреобразователем, запитанным от генератора колебаний. Ультразвуковой генератор производит электрическую энергию звуковой частоты, которая и превращается в механические колебания концентратора.

При включении задающего генератора он начинает генерировать последовательность импульсов, которые поступают на вход триггера. На выходе триггера напряжение имеет форму меандра. На фронтах меандра формируются непарные импульсы, начиная с первого, а на спадах – парные. Т.о. формируется два канала импульсов управления, которые поступают на усилитель импульсов. Усилитель импульсов – двухканальный и производит усиление по мощности, необходимое для включения тиристоров. Импульсы непарной последовательности включа-

ют тиристор, который создает на выходе генератора УЗГ 04 импульсы позитивной полярности, а парной последовательности – негативной полярности.

Акустический сигнал от детали принимается вибрационным датчиком ДН-3, который превращает механические колебания в переменное напряжение той же частоты, которая усиливается и измеряется вольтметром. Выполнение условий резонанса в исследуемой акустической системе отвечает резонансному пику на амплитудно-частотной характеристике. Для настройки системы генератор-деталь в резонанс, в генераторе УЗГ 04 установлен усилитель и микроамперметр. К выходу усилителя подключен микроамперметр и разъем для подключения измерительных приборов.

Обработка ведется на второй собственной частоте колебаний детали в резонансном режиме. В момент возникновения резонанса в системе генератор – деталь происходит резкое и максимальное отклонение стрелки микроамперметра, который фиксируется системой управления на базе ПК, с осуществлением АПЧ и поддержанием стабильного резонансного режима, после чего генератор работает с заданной частотой вынужденных колебаний. Полное использование вынужденного импульсного сигнала позволяет жесткое соединение детали с концентратором пъезопреобразователя. Заготовке сообщают непрерывные колебания, частота которых плавно изменяется в диапазоне 727-5500 кГц. Генератор импульсов формирует короткие импульсы, которые подаются на пъезопреобразователь. Импульс передается заготовке, вызывая ее вибрацию с амплитудой до 50 мкм, и передается вибродатчику, где превращается в электрический сигнал, который усиливается усилителем и подается на входы измерительной аппаратуры. Время обработки 6-10 минут. Формирование новой структуры поверхностного слоя после звуковой обработки в упругой среде вызывает изменение механических свойств, которые в свою очередь повышают долговечность прецизионных деталей.

Основной элемент установки – задающий генератор со следующими техническими характеристиками: напряжение питания генератора ~65 В, 50 Гц; максимальная мощность генератора 0,4 кВА; регуляция мощности – плавная; импульсная мощность 0,1-30 кВА; длительность импульсов 20-25 мкс; напряжение источника питания цепей управления ~220 В, 50Гц; мощность цепей управления 0,1 кВА; частота следования импульсов 500-5000 Гц; полоса пропускания 20-12500 Гц; коэффициент усиления 0-100; габаритные размеры 230х350х500 мм; масса 25 кг. Генератор смонтирован в стальном корпусе, который состоит из двух отсеков. В одном смонтирован генератор тиристора, в другой – схемы управления. Охлаждение тиристоров принудительное и производится вентилятором. Расположение органов управления и присоединительных разъемов приведены на рисунке 3.

Для экспериментальной виброобработки использовались детали цилиндической формы диаметром 20 – 26 мм, длиной 90 – 110 мм. Состояние поверхностного слоя контролировалось на металлографическом микроскопе. Виброобработка осуществлялась в контейнере с рабочей средой И-40 емкостью 3 литра на частоте ≈4,8 кГц. Виброобработка приводит к незначительному увеличению микротвердости 10 – 15% на глубине 100 – 250 мкм. Обработка позволяет получить сжимающее остаточное напряжение в размере 100 – 120 МПа на глубине 0,3 – 0,6 мм. Шероховатость уменьшается на 25 – 30%.

Улучшение качества поверхностного слоя определяется влиянием упругой рабочей среды на поверхность детали. Теоретическая модель процесса определяется сопротивлением упругой среды колебаниям детали. Процесс обработки сопровождается последовательным влиянием на поверхность детали большого количества микроударов частями рабочей среды при их взаимных столкновениях и скольжении. В процессе обработки создаются предпосылки для изменения физико-механических свойств поверхностного слоя деталей и происходят эти изменения.

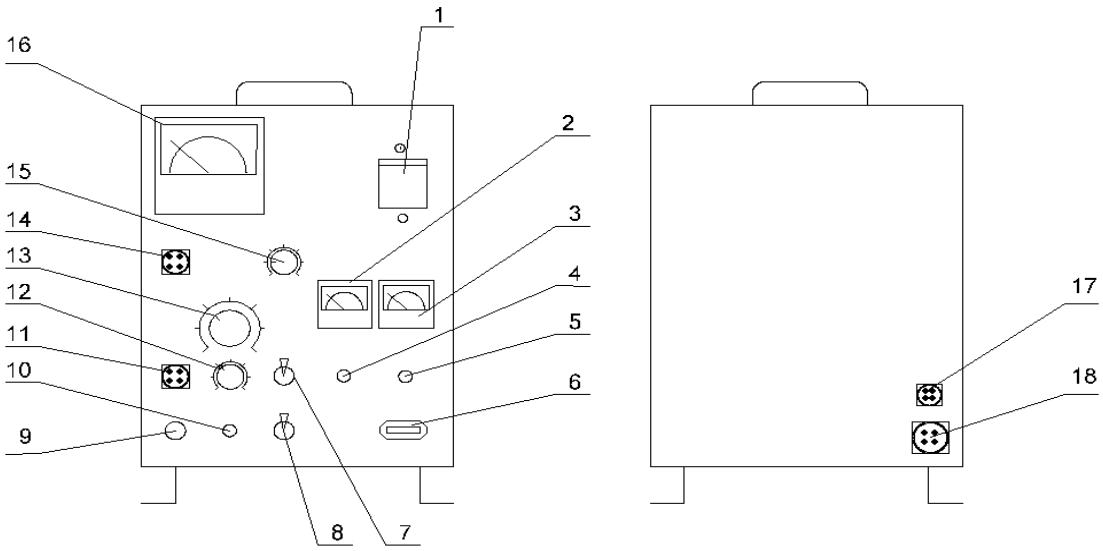


Рис.3. Передняя и задняя управляющие панели генератора

1 – автоматический выключатель; 2 – вольтметр для контроля напряжения питания генератора; 3 – амперметр для контроля тока питания генератора;.4 – кнопка «ПУСК»; 5 – кнопка «СТОП»; 6 – разъем для подключения пьезопреобразователя; 7 – тумблер «РАБОТА-КОНТРОЛЬ»; 8 – тумблер «Сеть» для включения напряжения сети источника питания цепей управления; 9 – предохранитель для защиты источника питания цепей управления; 10 – лампа контроля сети цепей управления; 11 – разъем для подключения осциллографа и других приборов; 12 – регулятор «ЧАСТОТА ТОНКО»; 13 – регулятор «ЧАСТОТА»; 14 – разъем для подключения пьезодатчика; 15 – регулятор «ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ» для чувствительности усилителя пьезодатчика; 16 – микроамперметр индикатор резонанса; 17 – разъем для подключения сети питания цепей управления ~220В; 18 – разъем для подключения напряжения питание генератора ~65В

Основные технологические параметры обработки, которые необходимо определять в зависимости от конструкции детали и материала следующие: состав и вязкость рабочей среды; амплитуда и частота колебаний; длительность процесса обработки. При точном совпадении собственной частоты и частоты вибрации деталь будет колебаться с наибольшей амплитудой. При этом извне тратится минимум энергии в поддержание резонанса, а в середину системы поступает максимум из направленной энергии, которая реализуется в обработке поверхностного слоя, изменении его микрогеометрии, микротвердости, кристаллической сетки, физико-химических свойств. Процесс также сопровождается насыщением поверхности элементами рабочей среды, что при использовании индустриальных масел, повышает трибологические свойства поверхности, условия хранения и консервирования детали.

Пары трения узлов автомобилей принадлежат замене или восстановлению при очень малых значениях износа (от 0,2...0,5 мм). Следовательно, износу подвержен очень тонкий поверхностный слой, т.е. нет необходимости в глубоком поверхностном укреплении. При изнашивании пар трения, особенно в процессе приработки, огромное значение имеет шероховатость, ее форма, которая при использовании ЗВОУС не имеет острых пиков. Финишная обработка в резонансном режиме в упругой жидкости позволяет изменить достаточно тонкие слои поверхности с минимальными энергозатратами, может использоваться для деталей разных групп. ЗВОУС является комбинированным способом обработки, включающий механическую вибрационную обработку и химическое насыщение поверхностного слоя поверхностно активными веществами, которые входят в состав рабочей среды. Благодаря колебательному процессу с малой амплитудой формируется благоприятное распределение остаточного напряжения и микрорельеф поверхности. Шероховатость регулируется соответствующими режимами обработки. Употребление

ЗВОУС позволит: сократить или исключить операции термической обработки и шлифования на финишных этапах технологического процесса изготовления; получить улучшенный слой с повышенным сопротивлением к образованию трещин; улучшить структуру металла обработанной поверхности.

Выводы

Метод ЗВОУС является уникальным с точки зрения технологических возможностей и качества обработанной рабочей поверхности трения и может внедряться в технологические процессы изготовления и ремонта деталей автомобилей. ЗВОУС позволяет использовать менее громоздкое оборудование, не использовать абразивные материалы, достигать существенных результатов при минимальных расходах энергии. ЗВОУС может найти применение, как в основном, так и ремонтном производстве автомобильных деталей склонных к повышенному износу.

Список литературы

1. Хасанов Р.Х. Основы технической эксплуатации автомобилей: Учебное пособие. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2003. – 193 с.

2. Попов В.С. Восстановление и повышение износостойкости и срока службы деталей машин. Учебное пособие-Запорожье: Изд-во ЗГТУ, 1999-311 с.

3. В.Б. Тарельник, В.А. Пчелинцев, В.С. Марцинковский. Б. Антошевский. К вопросу повышения качества подшипников скольжения технологическими методами. Труды 11-й международной научно-техн. конференции "Герметичность,вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования".– Суми, 2005. – С. 124-131.

4. Палаев А.Г. Технология, оборудование ультразвуковой упрочняюще-финишная обработки металлов и контроль качества / А.Г. Палаев, А.И Потапов, В.В. Максаров // Металлообработка № 6(66) , 2011, С. 38-41.

5. http://mercedes-rp.ru/taxonomy/term/1

6. http://tehnoinfo.ru/obzory/avto/362-nadejnost-avto.html

7. Ковалевський С.В. Технологічне забезпеченнія зносостійкості поверхневого шару деталей автомобілів при фінішній зміцнювальній віброобробці в пружному середовищі / С.В. Ковалевський, С.А. Матвієнко, О.В. Лукічов//Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка/Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. – Харків: ХНТУСГ, 2012. – Вип. 122. – С. 122-127.

8. Ковалевський С.В. Аналіз стану проблеми реновації деталей автомобілів технологічними методами/С.В. Ковалевський, С.А. Матвієнко, О.В. Лукічов//Вісник Житомирського державного технологічного університету – Житомир: ЖДТУ, 2012. – Вип. №3(62)-2012, т. 2. – С. 74-78.

9. Ковалевський С.В Моделювання коливальних процесів при фінішній зміцнювальній віброобробці в пружному середовищі/ С.В. Ковалевський, С.А. Матвієнко, О.Ю. Дельщиков, О.В. Лукічов // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2012.– Вип. 2(32), т.1. – С. 93-99.

Анотація. *Розглянуті відмови вантажних автомобілів через зношення робочих поверхонь деталей. Проведено аналіз технологічних методів, що вживаються для збільшення ресурсу швидкозношуваних деталей автомобілів. Запропонований метод і пристрій для обробки, що підвищує зносостійкість поверхневого шару.*

Abstract. *The refuses of trucks are considered from the wear of workings surfaces of details. The analysis of technological methods is conducted applied for the increase of resource of the quickly worn down details of cars. A method and device is offered for treatment by a step-up wearproofness of superficial layer.*

Стаття надійшла до редакції 20.12.2012р.

УДК 625.725

КОРОЛЬКОВ Р.О., к.т.н.,
Донецька академія автомобільного транспорту
ШИЛІН І.В., к.т.н., доцент
Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ»

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ НЕОБХІДНОГО АРМУВАННЯ ДЛЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ УКОСІВ НАСИПІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ДОРІГ

У статті на підставі аналізу напружено-деформованого стану армованого укосу насипу, що знаходиться у стані граничної рівноваги, отримані розрахункові залежності для розрахунку необхідного армування для стабілізації укосу насипу та для визначення довжини закладання геосинтетичного прошарку в насип з урахуванням зміни напруженого стану при його спорудженні.

Постановка проблеми

Останнім часом армоґрунтові конструкції із застосуванням геосинтетичних матеріалів набули широкого розповсюдження у всіх країнах світу, а також широко застосовуються в дорожньому та цивільному будівництві України. Як свідчить практика, існують випадки руйнування армоґрунтових конструкцій. Це пов'язано з недостатнім вивченням процесів взаємодії ґрунту насипу та армуючого прошарку. Ще одним фактором, якому не було приділено належної уваги – це врахування послідовності зведення насипів, а отже і поступовій зміні напружено-деформованого стану споруди, що призводить до виникнення похибки в розрахунках різних силових факторів, зокрема сил взаємодії між геосинтетичним прошарком і ґрунтом насипу.

Аналіз останніх досліджень за тематикою дослідження

На сучасному етапі багато питань стійкості ґрунтових споруд прийнято вирішувати за допомогою використання армування. У міжнародній практиці та в останнє десятиліття у вітчизняній практиці дорожнього і цивільного будівництва широко використовують геосинтетичні матеріали.

Вивчення властивостей геосинтетичних матеріалів і їх взаємодії з армуючим середовищем і сьогодні є актуальною темою, незважаючи на велику кількість досліджень вчених різних країн. Дослідженням у даному напрямку присвячені роботи багатьох учених, таких як: К.Д. Джоунс, І. Жюран, Н.Т. Лонг, Ю.Б. Балашова, І.П. Гамеляк, В.Й. Заворицький, В.Я. Савенко, Л.М. Тимофіїва, О.Ю. Усиченко, В.Р. Шевчук та ін.

Незважаючи на велику кількість досліджень, на теперішній час не розроблено інженерний метод, який би дозволив розраховувати армування укосів насипів автомобільних доріг з урахуванням особливостей технології їх спорудження.

Як показують недавні деформації укосів на автомобільній дорозі державного значення Київ–Одеса (поблизу с. Соколівка), а також із зарубіжних даних, існують фактори, що призводять до руйнування армованих укосів. На нашу думку, розрахунок армогрунтових споруд потрібно ввести з урахуванням технології їх будівництва та зміни напружено-деформованого стану при їх спорудженні.

Мета статті

Отримання теоретичним шляхом залежностей для розрахунку загального зусилля, що виникає в армуванні та довжини закладання геосинтетичного прошарку в насип з урахуванням зміни напруженого стану при його спорудженні.

Для розрахунку загального зусилля, що виникає в армуванні припускаємо, що укіс знаходиться в стані граничної рівноваги.

Визначимо реакцію армуючого геосинтетичного прошарку в тілі насипу (рис. 1).

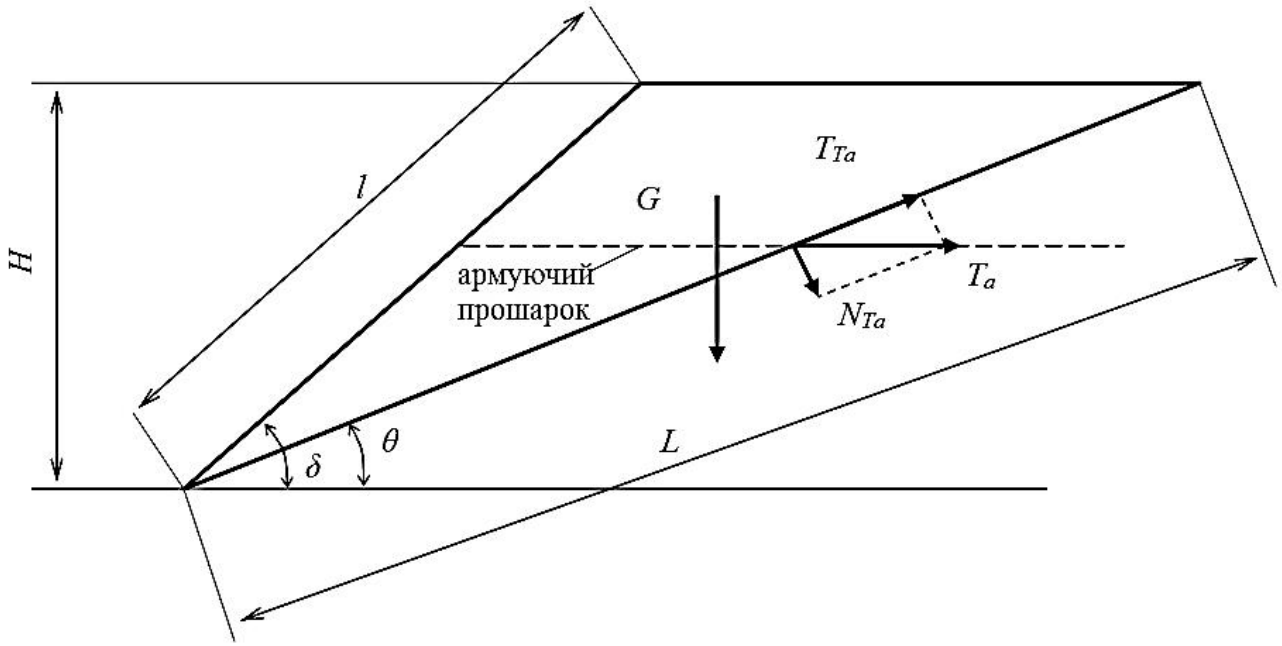


Рис. 1. Схема до визначення реакції геосинтетичного прошарку

Рівновага по елементарній площині зсуву визначається рівністю сил утримуючих і зсуваючих по поверхні ковзання.

Вона визначається наступними силовими чинниками:

1) утримуючі сили:

– нормальна складова N_g від ваги призми обвалення G, що викликає силу тертя F_g;

– сила зчеплення F_c в ґрунтовій матриці композиту, якщо $c \neq 0$;

– сила тертя від армування T_a. Цю силу розкладемо на дві складові: N_{Ta} і T_{Ta}. Сила N_{Ta} прижимає частину насипу, що зсувається до нерухомої його частини і викликає силу тертя F_{Ta}. Дотична T_{Ta} сила направлена по площині зсуву і утримує частину насипу, що зсувається;

2) зсуваюча сила – це дотична складова T_g сили вертикального тиску G.

Сила вертикального тиску призми обвалення:

$$G = \frac{l \cdot L}{2} \sin(\delta - \theta) \cdot \gamma, \tag{1}$$

де l – довжина укосу, $l=H/\sin\delta$;

L – довжина поверхні ковзання, $L=H/\sin\theta$;

δ – кут закладення укосу;

θ – кут нахилу поверхні ковзання;

γ – вага призми обвалення.

Зсуваюча сила:

$$T_g = G \sin\theta \tag{2}$$

Утримуючі сили:

– сила від нормальної складової ваги призми обвалення:

$$F_g = N_g tg\varphi = G\cos\theta\ tg\varphi\,, \tag{3}$$

де $N_g = G\cos\theta$.

– сила від дії сил зчеплення:

$$F_c = c\ L \tag{4}$$

– сила тертя від нормальної складової дії сили тертя від армування:

$$F_{Ta} = f_{ds} N_{Ta} tg\varphi = f_{ds} T_a \sin\theta\ tg\varphi\,, \tag{5}$$

де f_{ds} – коефіцієнт проковзування ґрунту насипу по геосинтетичному матеріалу;

$$N_{Ta} = T_a \sin\theta \tag{6}$$

– дотична складова сили тертя від армування:

$$T_{Ta} = T_a \cos\theta \tag{7}$$

Для умов рівноваги сума проекцій усіх сил на вісь абсцис і вісь ординат повинна дорівнювати нулю.

Проекція сил на вісь абсцис:

$$-T_g \cos\theta + F_g \cos\theta + F_c \cos\theta + T_{T_a} \cos\theta + F_{T_a} \cos\theta = 0 \tag{8}$$

$$-G\sin\theta + G\cos\theta tg\phi + cL + T_a \cos\theta + f_{ds} T_a \sin\theta tg\phi = 0 \tag{9}$$

Загальне зусилля, що виникає в армуванні:

$$T_a = \frac{\gamma \cdot H^2 \cos\theta \cdot \left(1 - ctg\delta \cdot tg\theta - tg\varphi \cdot ctg\theta + tg\varphi \cdot ctg\delta\right) - 2cH}{2 \cdot \left(\cos\theta + \mathrm{f_{ds}} \cdot \mathrm{tg}\varphi \cdot \sin\theta\right)} \tag{10}$$

Розглянемо руйнування армованого укосу насипу – висмикування арматури із пасивної зони насипу.

Забезпечення міцності за цією умовою передбачає розрахунок достатньої довжини закладання геосинтетичного прошарку у стійку частину насипу.

У загальному випадку, опір дотичному напруженню при висмикуванні геосинтетичного прошарку буде:

$$\tau_{\text{висм}} = \sigma_z^* f_{ds-в} tg\varphi\,, \tag{11}$$

де $f_{ds-в}$ – коефіцієнт взаємодії ґрунту з геосинтетиком при висмикуванні;

σ_z^* – напруження на рівні армуючого прошарку, з урахуванням зміни напружено-деформованого стану при зведенні насипу.

Максимальна сила в прошарку буде:

$$T_{висм} = 2 \cdot L_{анк} \cdot B_{анк} \cdot \tau_{висм}\,, \tag{12}$$

де $L_{анк}$, $B_{анк}$ – довжина і ширина анкерування армуючого геосинтетичного прошарку у стійкій частині насипу.

Із (12) довжина анкерування армуючого прошарку

$$L_{анк} = \frac{T_{висм}}{2 \cdot B \cdot \sigma_z^* f_{ds-в} tg\varphi} \tag{13}$$

Якщо врахувати, що розглядається плоска задача, тобто B = 1, то формула (13) набуває вигляду:

$$L_{анк} \geq 1 + \frac{T_{Di} \cdot [K_R]}{2 \cdot f_{ds-в} \cdot \sigma_z^* \cdot tg\varphi}\,, \tag{14}$$

де $L_{анк}$ – необхідна довжина анкерування i-го полотна (мінімальна величина $L_{анк}$ становить 1 м);

T_{Di} – проектна міцність на розтяг i-го полотна;

$[K_R]$ – мінімально допустимий коефіцієнт стійкості армованого укосу (для доріг I і II категорій – 1,5; III і IV – 1,3);

c_a і c – адгезія ґрунту до геосинтетика і зчеплення (когезія) ґрунту, відповідно (при розрахунку на довготривалу стійкість армованого укосу значення c_a і c прирівнюють нулю);

δ – кут тертя між ґрунтом та геосинтетиком;

φ – кут внутрішнього тертя ґрунту;

α_{ds} – коефіцієнт взаємодії ґрунту з геосинтетиком;

σ_{vi} – ефективний вертикальний тиск на рівні i-го полотна.

Якщо величина анкерування L_e недостатня для того, щоб мобілізувати необхідні зусилля на виривання, то слід використовувати обсипку геосинтетичних полотен крупнозернистим матеріалом чи кріпити полотна з допомогою нагелів.

Висновки

Розроблено теоретичні положення для розрахунку необхідного армування для стабілізації укосу насипу та для визначення довжини закладання геосинтетичного прошарку в насип з урахуванням зміни напруженого стану при його спорудженні. Що дозволить обґрунтувати інженерні рішення з армування укосів насипів автомобільних доріг та врахувати зміну зусиль, які діють на геосинтетичний прошарок у зв'язку із стадійністю спорудження насипу.

Список літератури

1. Споруди транспорту. Матеріали геосинтетичні в дорожньому будівництві: ВБН В.2.3-218-544:2008. – К.: Укравтодор, 2008. – 126 с.

2. Джоунс К.Д. Сооружения из армированного ґрунта: Пер. с англ. В.С. Забавина; Под ред. В.Г. Мельника. – М.: Стройиздат, 1989. – 280 с.

3. Заворицкий В.И. Исследование напряженно-деформированного состояния высоких насыпей, армированных текстильными прослойками / Заворицкий В.И., Товбыч В.Б. // Применение геотекстильных материалов в транспортном строительстве. – М., 1989. – С.55-58.

Аннотация. *В статье на основании анализа напряженно-деформированного состояния армированного откоса насыпи, которая находится в состоянии предельного равновесия, получены зависимости для расчета необходимого армирования для стабилизации откоса насыпи и для определения длины заложения геосинтетической прослойки в насыпь с учетом изменения напряженного состояния при её возведении.*

Abstract. *In the article on the basis of analysis of the tense-deformed state of the reinforced slope of embankment which is in a state of maximum equilibrium, dependences are got for the calculation of necessary re-enforcement for stabilizing of slope of embankment and for determination of length geosynthetic layer in an embankment taking into account the change of the tense state at its erection.*

Стаття надійшла до редакції 10.11.2012р.

АВТОРИ НОМЕРА

Біліченко В.В., Вінницький національний технічний університет
Вакаренко С.В., Вінницький національний технічний університет
Вербицький В.Г., Донецька академія автомобільного транспорту
Донченко Є.І., Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ
Драчук П.С., Вінницький національний технічний університет
Енглезі О.А., Донецька академія автомобільного транспорту
Загороднов М.І., Донецька академія автомобільного транспорту
Карпенко Т.М., ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет»
Кищун В.А., Луцький національний технічний університет
Кондратьєв В.В., Донецька академія автомобільного транспорту
Корольков Р.О., Донецька академія автомобільного транспорту
Костенко А.В., Донецька академія автомобільного транспорту
Кузнєцов Р.М., Луцький національний технічний університет
Лукічов О.В., Донецька академія автомобільного транспорту
Макогон Б.П., Донецька академія автомобільного транспорту
Мартинова О.П., Національний авіаційний університет
Марчук Р.М., Національний транспортний університет;
Матвієнко С.А., Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ
Мельник М.Є., Вінницький національний технічний університет
Нефьодов І.О., ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет»
Панібратюк В.С., Вінницький національний технічний університет
Паршиков С.І., ВДАІ Макіївського МУ ГУМВС України в Донецькій області
Писанець О.О., Донецька академія автомобільного транспорту
Полєтайкін О.М., Донецька академія автомобільного транспорту
Поляков А.П., Вінницький національний технічний університет
Савченко Л.В., Національний транспортний університет
Сауляк Л.В., Національний транспортний університет
Сахно В.П., Національний транспортний університет
Сіваєв О.С., Вінницький національний технічний університет
Слесорайтіте Е., Вільнюский університет
Сунцов О.М., Донецька академія автомобільного транспорту
Тернов С.О., Донецький національний технічний університет
Файчук М.І., Національний транспортний університет
Федоров Є.Є., Донецька академія автомобільного транспорту
Шилін І.В., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ»

ПРАВИЛА ПОДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

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

У журналі друкуються статті українською, російською (змішаними) мовами.

Для публікації наукової статті в редакцію необхідно представити наступні документи:

– текст статті у 2-х форматах;

– 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 повністю, науковий ступінь, вчене звання, посада, місце та адреса роботи, e-mail, службовий або домашній телефони, адреса для відправлення авторського екземпляру журналу).

Вимоги до рукописів

Стаття подається у 2-х варіантах: у форматі WordforWindows – **.doc**(або **.docx**); та у форматі **.pdf** (сканований документ з нумерацією сторінок та підписом автора).

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

Параметри сторінки: розмір – А4 (210 х 297 мм); орієнтація – книжкова; поля: верхнє – 15 мм, нижнє – 25 мм, ліве – 25 мм, праве –15 мм.

Весь текст повинен бути набраний стилем «Звичайний» (Normal), тип шрифта – TimesNewRoman.

Структура статті

Код УДК (універсальний десятинний класифікатор)	Шрифт: 12пт, напівжирний курсив Абзац: вирівнювання – по лівому краю, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	Шрифт: 12пт, Абзац: міжрядковий інтервал – одинарний
Прізвище (-ща) та ініціали автора (-ів), науковий ступінь, вчене звання Повна назва організації	Шрифт: 11пт, напівжирний курсив Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	Шрифт: 12пт, Абзац:міжрядковий інтервал – одинарний
Назва статті	Шрифт: 14пт, напівжирний,всі букви строчні Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний
Пустий рядок	Шрифт: 12пт, Абзац: міжрядковий інтервал – одинарний
Анотація мовою оригіналу статті(не більш 80 слів, ширина рядка 130 мм)	Шрифт: 11пт, курсив Абзац: вирівнювання – по центру сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ ліворуч – 20мм, та праворуч – 20мм.
Пустий рядок	Шрифт: 12пт, Абзац: міжрядковий інтервал – одинарний
Основний текст статті Текст рукопису повинен містити такі	Шрифт: 12пт, звичайний Абзац: вирівнювання – по ширині сторінки, мі-

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).	жрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм. Назви розділів напівжирним шрифтом без крапки наприкінці. Таблиці повинні мати тематичні назви та порядкові номера (без знаку №), на які даються посилання у тексті. Рисунки та графіки повинні бути пронумеровані в порядку посилання у тексті. Кожний рисунок розміщується в окремому файлі (формати **.bmp** або **.tif**; інші – тільки з дозволу редакції). Кольорові та фонові рисунки не допускаються. Перелік рисунків з номерами та підписами рисунків пишуться в окремому документі. Усі формули повинні бути набрані у редакторі формул MicrosoftEquation 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.
Пустий рядок	Шрифт: 12пт, Абзац:міжрядковий інтервал – одинарний
Список літератури **1. який виконується згідно ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 «Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи. Бібліографічний запис. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання» та в порядку посилання.**	Назва розділа – шрифт: 12пт, напівжирний. Текст списка: Шрифт: 11пт, курсив; Абзац: вирівнювання – по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм.
Пустий рядок	Шрифт: 12пт, Абзац:міжрядковий інтервал – одинарний
Анотация (Анотація). *Перевод аннотации на русский язык, если язык оригинала украинский,або переклад анотації на українську мову, якщо мова оригіналу російська.* ***Abstract.*** *Переклад анотації на англійську мову.*	Шрифт: 12пт, курсив Абзац: вирівнювання –по ширині сторінки, міжрядковий інтервал – одинарний, відступ першого рядка – 7,5мм

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

Після прийняття редколегією рішення про допуск статті до публікації відповідальний секретар інформує про це автора й указує строки публікації, розмір плати за публікацію статті та банківські реквізити Академії.

ПОРЯДОК РЕЦЕНЗУВАННЯ СТАТЕЙ

1. Наукові статті, що надійшли до редакції, проходять через інститут рецензування.

2. Форми рецензування статей:

– зовнішня (рецензування рукописів статей доктором або кандидатом наук, який є провідним спеціалістом у відповідній галузі науки);

– внутрішня (рецензування рукописів статей членами редакційної колегії).

3. У зовнішній рецензії повинні бути висвітлені наступні питання:

– чи відповідає зміст статті заявленій в назві темі;

– наскільки стаття відповідає сучасним досягненням у зазначеній галузі;

– чи доступна стаття читачам, на яких вона розрахована, з погляду мови, стилю, розташування матеріалу, наочності таблиць, діаграм, малюнків та ін.;

– чи доцільна публікація статті з урахуванням раніше випущеної по даному питанню літератури;

– у чому конкретно полягають позитивні сторони, а також недоліки статті, які виправлення й доповнення повинні бути внесені автором;

– висновок про можливість опублікування даного рукопису в журналі: «рекомендується», «рекомендується з урахуванням виправлення відзначених рецензентом недоліків» або «не рекомендується».

4. Зовнішня рецензії засвідчуються в порядку, установленому в установі, де працює рецензент. Рецензія повинна бути підписана рецензентом з розшифровкою посади, наукового ступеня і вченого звання.

5. Відповідальний секретар протягом 7 днів повідомляє авторів про одержання статті.

6. Відповідальний секретар визначає відповідність статті профілю журналу, вимогам до оформлення й направляє її на внутрішнє рецензування члену редакційної колегії, що має найбільш близьку до теми статті наукову спеціалізацію.

7. Строки рецензування в кожному окремому випадку визначаються відповідальним секретарем з урахуванням створення умов для максимально оперативної публікації статті.

8. Внутрішня рецензія виконується членами редакційної колегії журналу у відповідності з наказом ректора Академії від 11.10.2010р. №153-01 «Про затвердження Положення про порядок випуску наукового фахового видання Вісник Донецької академії автомобільного транспорту».

Рецензент коментує якість рукопису за такими пунктами, як:

– наукова новизна,

– обґрунтованість результатів,

– значимість результатів,

– ясність викладання,

– якість оформлення;

виставляє по кожному пункту параметричну оцінку від 0 до 5. В залежності від суми балів приймається рішення про доцільність публікації, про необхідність доопрацювання рукопису, або про недоцільність публікації.

Рецензія повинна бути підписана рецензентом з розшифровкою посади, наукового ступеня і вченого звання.

9. У випадку відхилення статті від публікації редакція направляє авторові мотивовану відмову.

10. Наявність позитивної рецензії не є достатньою підставою для публікації статті. Остаточне рішення про доцільність публікації ухвалюється вченою радою Академії.

11. Оригінали рецензій зберігаються в редакції наукового журналу «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту».