Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту

№ 3
жовтень
2007

Науковий журнал

Засновник:
Донецький інститут
автомобільного транспорту

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

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

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

Матеріали номеру друкуються мовою оригіналу

Видання виходить 4 рази на рік
Видається з січня 2004 року

Адреса редакції:
83086, м. Донецьк,
пр. Дзержинського, 7
Тел. (062) 345-29-49
E-mail: donak@etel.dn.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецького інституту автомобільного транспорту.
Протокол № 2 від 17.10.2007 р.

Редакційна колегія:

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

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

Відповідальний секретар
Столяренко М.О., *канд. техн. наук*

Коректор
Задунайська О.В.

Технічний редактор
Пахно О.Є.

ВІСНИК ДОНЕЦЬКОГО ІНСТИТУТУ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ
Науковий журнал

Свідоцтво про державну реєстрацію: серія КВ №7148 від 01.04.2003 р.,
видане Держкомітетом інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України

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

Підписано до друку 22.10.2007 р. Формат 60x84/8. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 7. Наклад 300 прим.
Замовлення №

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

© **Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту, 2007**

Зміст

Транспорт і двигуни внутрішнього згоряння

Картунов А.Н. **Обоснование конструктивных параметров стенда карусельного типа для анализа установившихся характеристик увода** **4**

Мойся Д.Л., Бумага А.Д., **Определение маневренности и анализ устойчивости движения модели седельного автопоезда** **10**

Крайник Л. В., Грубель М.Г. **Диференційоване нормування витрат палива вантажних автомобілів** **19**

Попков В.А., Макаров В.А., Дугельный В.Н., Куплинов А.В. **Об обеспечении безопасности дорожного движения** **24**

Мотін В.І. **Дослідження реалізації зчіпних можливостей ведучих коліс автомобіля з дорогою** **32**

Транспортні технології

Доля В.К., Иванов И.Е. **К вопросу о показателях эффективности функционирования маршрутной сети областного пассажирского транспорта** **38**

Бурко Д.Л. **Анализ влияния параметров УДС на характеристики функционирования транспортных потоков в городах** **42**

Надійність і довговічність механізмів і машин

Фіненко В.В., Тімков О.М. **Фізико-механічні та хімічні аспекти зміцнення поверхонь тертя деталей з алюмінієвих сплавів** **46**

Макаров В.А., Омельченко А.А., Костенко А.В., Куплинов А.В., Петров А.В., Сакно О.П. **Оборудование для экспериментального исследования курсовой устойчивости движения легкового автомобиля** **48**

Автори номеру **58**

Правила подання та оформлення статей **59**

УДК 629.113

КАРТУНОВ А.Н., инж., Донецкий институт автомобильного транспорта

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТЕНДА КАРУСЕЛЬНОГО ТИПА ДЛЯ АНАЛИЗА УСТАНОВИВШИХСЯ ХАРАКТЕРИСТИК УВОДА

Проведен рациональный выбор численных значений параметров стенда карусельного типа на основе анализа математического моделирования.

Постановка проблемы

Задача практической реализации подхода по определению сил бокового увода на стенде карусельного типа [5] требует предварительного теоретического обоснования как самой идеи, лежащей в его основе (математического моделирования процесса), так и рационального выбора конструктивных параметров, обеспечивающих решение поставленной задачи для различных типоразмеров существующих и перспективных моделей шин.

Анализ последних исследований и публикаций

В динамике колесных экипажей одной из наиболее важных характеристик, определяющих устойчивость и маневренность, является зависимость сил увода от угла увода. Примеры, характеризующие влияние этого фактора, можно найти в работе [3].

Наиболее распространенным методом определения сил бокового увода являются испытания на барабанном стенде – испытуемое колесо устанавливается на барабан так, чтобы при вращении барабана реализовывался увод. В процессе эксперимента измеряют боковую силу Y при фиксированном угле увода δ. К преимуществам метода надо отнести возможность достижения большой скорости движения. Основные недостатки: 1) искажение картины в пятне контакта цилиндрической поверхностью барабана; 2) способ крепления колеса в подобных экспериментах не дает возможность проанализировать характеристики неустановившегося увода.

Стенд карусельного типа [5] свободен от указанных недостатков и позволяет расширить область исследований на неустановившийся увод. Качественный анализ динамики колесной сцепки в круговых режимах был проведен в работе [1], которая послужила теоретической основой для создания стенда карусельного типа. На данный момент отсутствовал полный комплексный анализ математической модели карусельного типа, что затрудняло подбор массовых и геометрических параметров стенда и рабочий диапазон угловых скоростей.

Цель статьи

Цель — провести количественный анализ математической модели стенда карусельного типа; оценить скорость переходных процессов и обосновать выбор численных значений параметров стенда, позволяющих определить нелинейную характеристику сил бокового увода при испытании шин различного типоразмера.

Основной раздел

Упругое колесо обладает свойством увода [2] — вектор скорости может не совпадать с продольной плоскостью симметрии колеса (рис. 1); угол между вектором скорости в пятне контакта и продольной плоскостью симметрии называется углом увода. При этом на колесо действует сила в пятне контакта колеса, которая называется силой увода. Реальная природа этих сил

имеет достаточно сложную структуру (включая консервативные, диссипативные и позиционные неконсервативные силы). Предельное значение сил увода связано с характеристиками сил сцепления между колесом и опорной поверхностью, которые препятствуют проскальзыванию колеса в поперечном направлении.

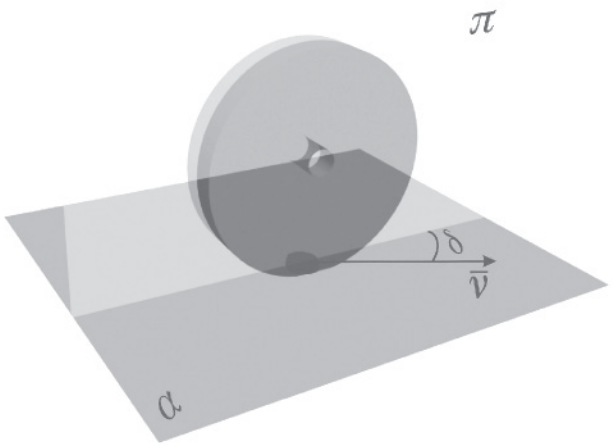


Рис. 1. Схема явления увода

В стенде карусельного типа силу увода можно оценить по величине поперечной составляющей сил инерции $\overline{F}^u$, последняя является известной функцией параметров v и x (рис. 2), в свою очередь, параметр x определяется углом складывания. В стационарном режиме момент поперечной составляющей силы инерции уравновешивается моментом силы увода $Y(\delta)$, этот факт и лежит в основе подхода определения сил увода на стенде карусельного типа.

Угол складывания φ задает взаимное расположение ведомого звена AB и водила OA (рис. 2).

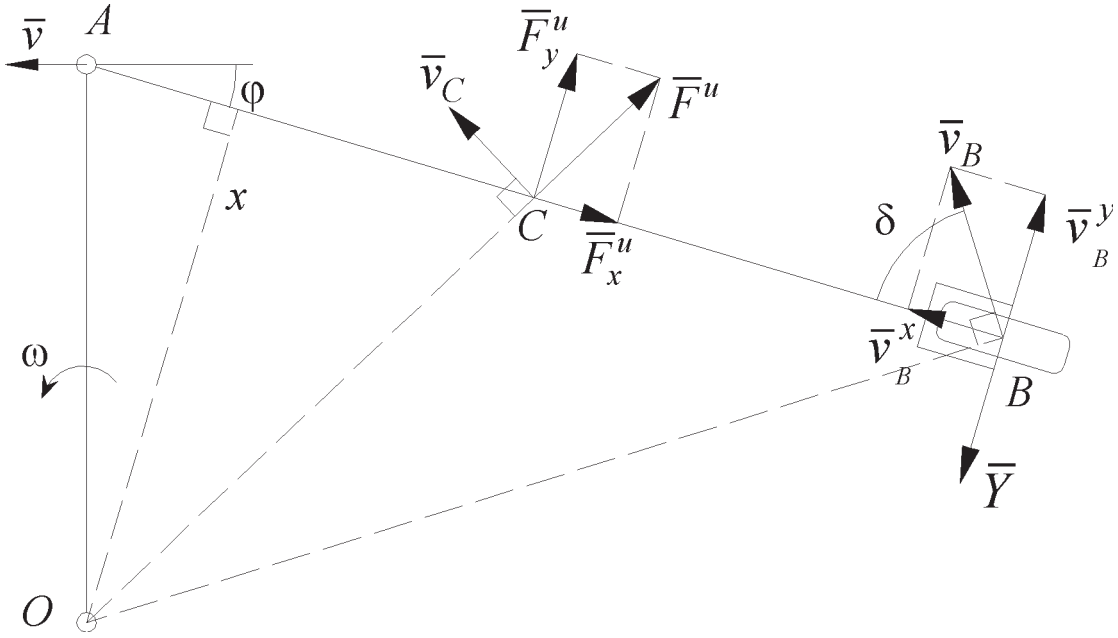


Рис. 2. Модель установки карусельного типа для измерения угла складывания колеса

Перечислим элементы стенда (рис.2): OA — водило; $AB = L_1$ — ведомое звено; B — колесо; v — скорость точки A; C — центр масс; $\overline{F}^u$ — сила инерции; $\overline{Y}$ — боковая сила увода; φ — угол складывания; ω — угловая скорость водила; δ — угол увода; $x = \dfrac{v \cdot \cos\varphi}{\omega}$ — расстояние от центра вращения O до оси полуприцепа.

Определение кинематических характеристик движения полуприцепа:

$$\overline{V}_B = \overline{V}_A + [(\overline{\omega} - \overline{\Phi}) \times \overline{AB}]; \tag{1}$$

и в координатной форме (рис. 3):

$$v_x = v \cdot \cos\varphi;$$
$$v_y = L\omega - V \sin\varphi.$$

Угол увода находим по формуле:

$$\delta = \arctan\left(\frac{-v\sin\varphi + (\omega - \Phi)L}{v\cos\varphi}\right), \tag{2}$$

где $L = AB$ — общая длина полуприцепа от точки сцепки до центра колеса (м);
ω — угловая скорость водила;
$\Phi = \dot{\varphi}$ — относительная угловая скорость звена AB.

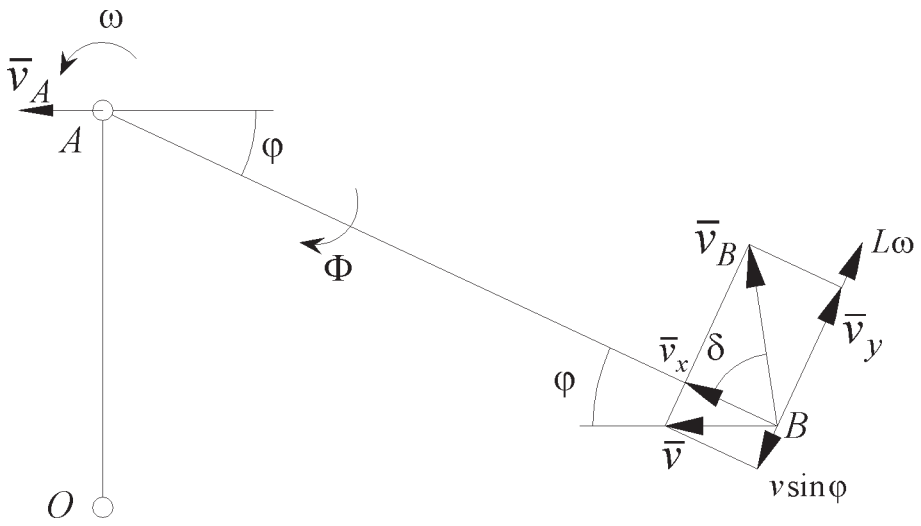


Рис. 3. Кинематическая схема определения скорости центра колеса (точка B)

Уравнение движения полуприцепа может быть получено на основании теоремы об изменении кинетического момента относительно вертикальной оси проходящей через точку сцепки:

$$J_Z\ddot{\varphi} = \sum M_Z(\bar{F}_i).$$

При определении момента сил относительно вертикальной оси, проходящей через точку сцепки, учтем силу инерции переносного движения:

$$(J_1 + M_1 d_1^{\,2})\ddot{\varphi} = -M_1 d_1 \omega v \cos\varphi + L_1 Y_3, \qquad (3)$$

где J_Z — момент инерции тела относительно вертикальной оси, проходящей через точку сцепки на основании теоремы Гюйгенса $J_Z = J_1 + M_1 d_1^{\,2}$;

M_1 — масса полуприцепа, кг;

J_1 — центральный момент инерции полуприцепа, кг•м^2;

$b_1 = CB$ — расстояние от центра тяжести полуприцепа до центра колеса, м;

$d_1 = AC$ — расстояние от точки сцепки до центра тяжести полуприцепа, м;

$L_1 = b_1 + d_1$ — общая длина полуприцепа от точки сцепки до центра колеса, м;

R — длина водила, м;

$v = R \bullet \omega$ — линейная скорость точки сцепки, м/с.

Приравняв правую часть дифференциального уравнения (3) нулю, получим уравнение для определения неизвестного стационарного режима движения, который задается углом складывания φ^* ($\ddot{\varphi} = 0$, $\dot{\varphi} = 0$).

Угол складывания φ и скорость v определяют стационарное значение угла δ (рис. 2): значение плеча x дает возможность определить δ и проекцию силы инерции на поперечную ось полуприцепа $\delta = \delta(\varphi)$.

При математическом моделировании (численное интегрирование дифференциальных уравнений движения и построение фазовых портретов выполнено в среде пакета аналитических преобразований MAPLE[4]) зависимость силы увода принята в виде следующей нелинейной функции:

$$Y = \frac{k\delta}{\sqrt{1 + \dfrac{k\delta^2}{k^2 Z^2}}},$$

где $Z = M_1 \bullet 9{,}81 \bullet d_1 / L_1$ — реакция опорной поверхности на колесе, Н;

k — коэффициент бокового увода, Н/рад;

k — коэффициент сцепления (зависит от износа шины и состояния опорной поверхности).

Задавая фиксированное значение угловой скорости водила, в ходе моделирования получаем соответствующие величины угла складывания φ, угла увода $\delta(\varphi)$, поперечной составляющей от силы инерции $\bar{F}_y^u(\varphi)$ и искомой боковой силы $Y(\delta)$ («косвенное» восстановление значения силы бокового увода по данным, полученным в ходе мысленного эксперимента):

$$\delta(\varphi) = \arctan\left(\frac{-v\sin\varphi + \omega L}{v\cos\varphi}\right);$$

$$F_Y^u(\varphi) = M_1 \cdot \omega^2 \cdot x, \quad где \quad x = \frac{v \cdot \cos\varphi}{\omega};$$

$$Y(\delta) = F_Y^u \cdot d_1 / L_1.$$

Выводы

Меняя значение параметра угловой скорости привода водила от 0,1 до 15,2, восстанавливаем график зависимости $Y(\delta)$ (рис. 4) в необходимом диапазоне углов увода (до 10°). Для получения достаточно плотной сетки значений сил бокового увода максимальный шаг разбиения интервала угловой скорости, полученный на основании расчета составил 0,01, максимальный шаг по углу увода составил 1,78° (реализуется для граничных значений угла увода $\delta \approx 10°$).

В результате численного интегрирования выявлено, что полуприцеп, в зависимости от значения параметра угловой скорости имеет два характерных положения равновесия (стационарные состояния). Для одного ориентация полуприцепа происходит во внутреннюю сторону (рис. 5), для другого — во внешнюю сторону (рис. 6). Характер переходных процессов в этих случаях существенно отличается друг от друга. Для первого случая (рис. 5 *в*) процесс затухания происходит достаточно быстро. Представленные графики (рис. 5 *а, б*) иллюстрируют процесс установления стационарного значения угла складывания ($\varphi \rightarrow \varphi^*$ и $\dot{\varphi} \rightarrow 0$).

В случае отрицательного угла складывания (ориентация во внешнюю сторону) на рисунке 6 в) видно, что процесс затухания происходит медленно.

Максимальное значение угловой скорости привода не должно превышать некоторого порогового значения ($\omega_{порог}$ =15,2 рад/с), иначе полуприцеп будет ориентироваться во внешнюю сторону, где работа стенда неэффективна.

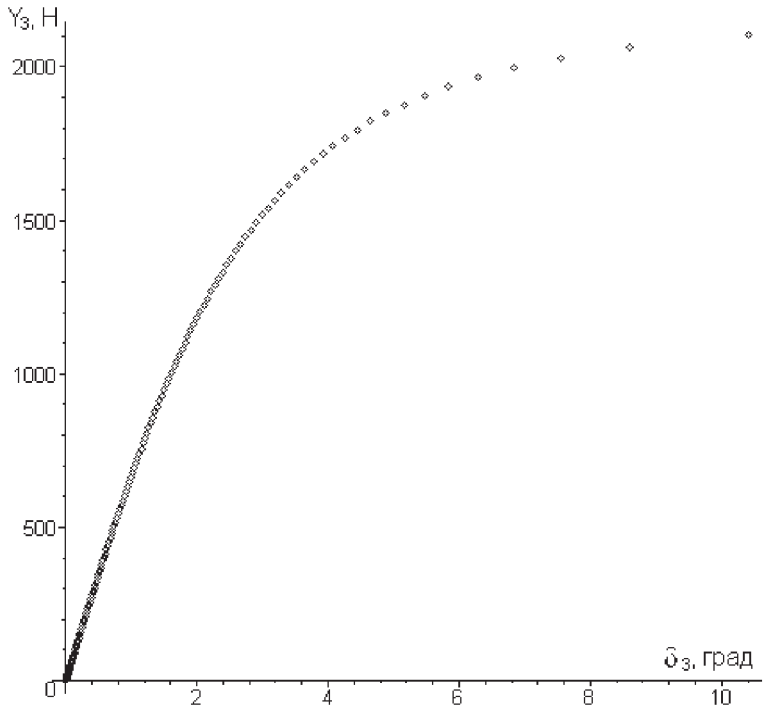
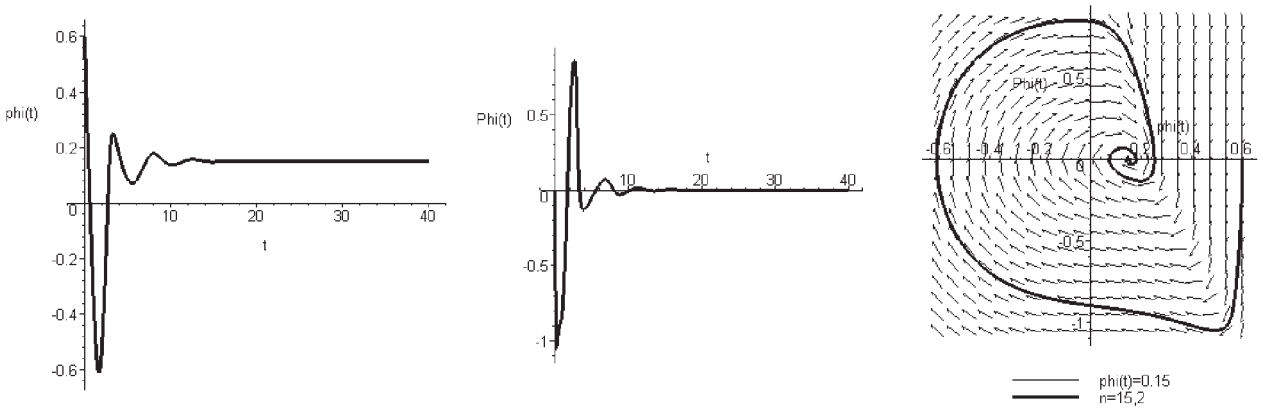
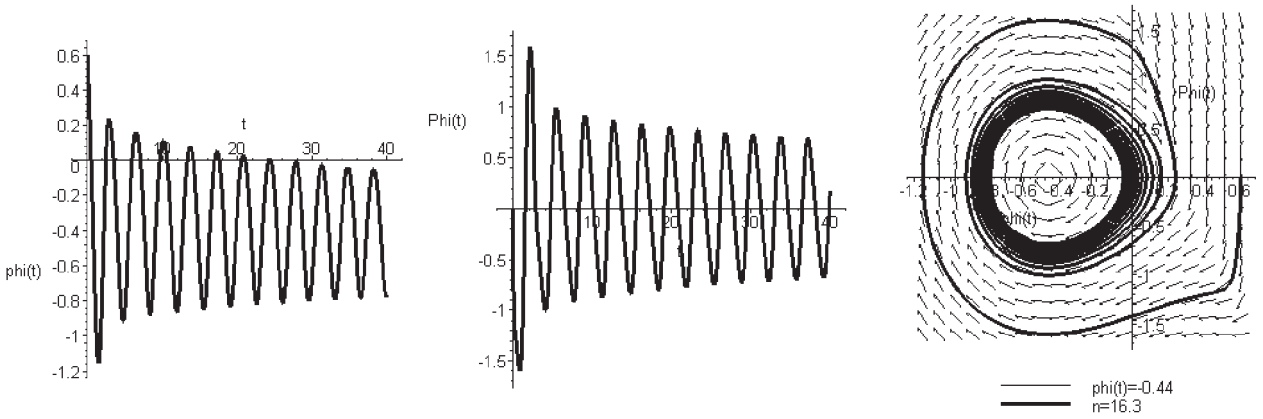


Рис. 4. График зависимости $Y_3(\delta)$



а) *б)* *в)*

Рис. 5. Изменение фазовых переменных и фазовый портрет при ориентации полуприцепа во внутреннюю сторону



а) *б)* *в)*

Рис. 6. Изменение фазовых переменных и фазовый портрет при ориентации полуприцепа во внешнюю сторону

Список литературы

1. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. - Киев: Наук. думка, 1990. — 232 с.

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

3. Вербицкий В. Введение в теорию устойчивости колесных экипажей и рельсового пути — Донецк: «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. — 255 с.

4. Говорухин В., Цибулин В. Компьютер в математическом исследовании. Учебный курс. — СПб: Питер, 2001. — 624 с.

5. Костенко А.В., Петров О.В. До питання про визначення відведення колеса як жорсткісної характеристики автомобільної шини// Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. — 2004. — №2. — С. 10–14.

Стаття надійшла до редакції 01.10.2007 р.

УДК 629.113

МОЙСЯ Д.Л., асс., Донецкий институт автомобильного транспорта,
БУМАГА А.Д., к.т.н., доц., Донбасская национальная академия строительства и архитектуры.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ И АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ МОДЕЛИ СЕДЕЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА

Решена задача маневренности седельного длиннобазного автопоезда, состоящего из двухосного тягача и одноосного полуприцепа. Построены фазовые портреты системы при различных скоростях, которые позволяют оценить область притяжения прямолинейного движения. Рассмотрены вопросы устойчивости, в частности, влияние параметров управления (θ, v) на устойчивость (неустойчивость)

Введение

Во многих отраслях промышленности все большее значение приобретает быстрая и экономичная доставка неделимых крупногабаритных грузов. Обеспечение необходимой для этого грузоподъемности подвижного состава и мощности его двигателя в одном неделимом транспортном агрегате весьма затруднительно.

Главную роль в решении этой проблемы играют автомобильные поезда, эксплуатация которых может быть осложнена их конструктивными особенностями, в первую очередь, ограниченная маневренность длинномерных автопоездов в стесненных городских условиях.

В данном случае рассматривается двухзвенный автопоезд, состоящий из ведущего звена (тягача) и ведомого звена (полуприцепа).

Математическая модель канонического автопоезда являлась объектом исследований в основном отечественных и зарубежных авторов, однако результаты анализа касались линеаризованных моделей [2 – 6].

Одной из особенностей данной работы является попытка исследовать нелинейную математическую модель двухзвенного автопоезда — вскрыть картину возможных перестроек конфигурации автопоезда при различных начальных возмущениях фазовых переменных, что требует нестандартных методов анализа (построение фазового портрета и оценка области притяжения устойчивых стационарных режимов).

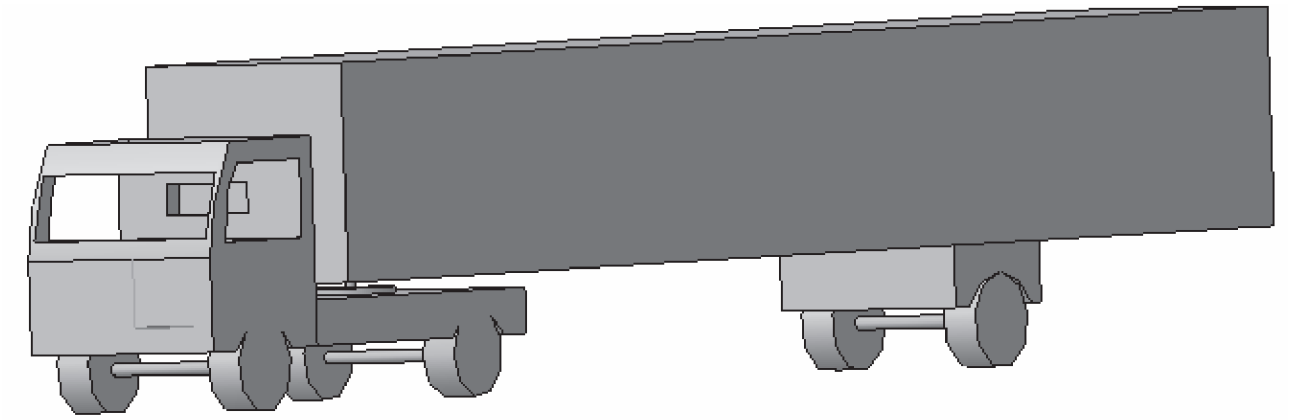


Рис. 1. Пространственная модель автопоезда (выполнена в программном комплексе «КОМПАС 3D»)

Цель работы: исследование маневренности и устойчивости модели седельного автопоезда, определение множества стационарных режимов движений, обеспечивающих необходимую маневренность при прохождении круговой габаритной полосы; оценка области притяжения устойчивого стационарного режима; проверка характера потери устойчивости прямолинейного движения (дивергентная, флаттерная).

Постановка задачи

Для наиболее полного описания и исследования возможных стационарных состояний седельного автопоезда с жестким рулевым управлением необходимо выбрать подходящую математическую модель и соответствующие переменные состояния (рис. 2).

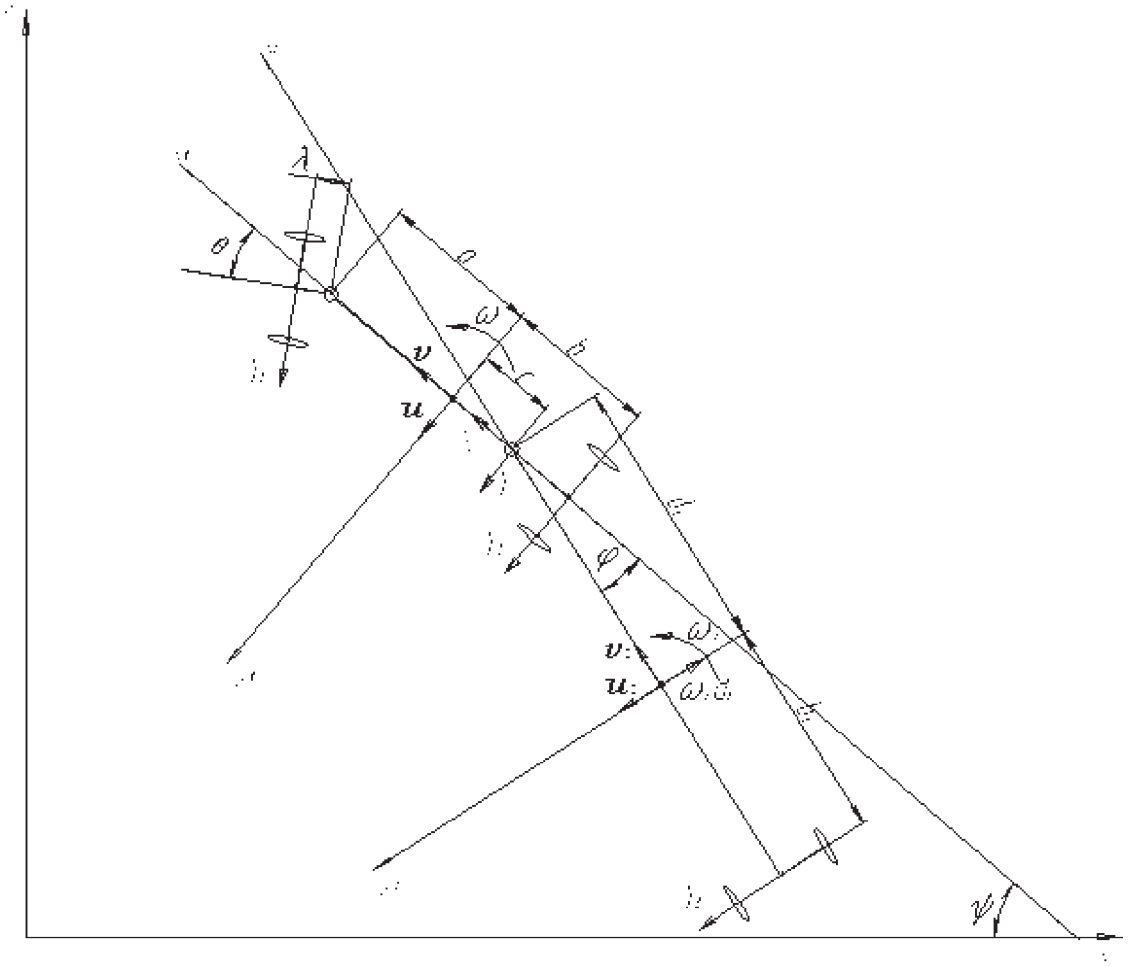


Рис. 2. Схема движения автопоезда

Передняя ось тягача может поворачиваться на угол θ. Связь между звеньями осуществляется цилиндрическим шарниром, который допускает свободное относительное поворачивание звеньев в плоскости их движения.

Положение каждого звена задается координатами x_i, y_i его центра масс C_i и курсовым углом ψ_i (который заключен между продольной осью соответствующего звена и осью абсцисс x неподвижной системы координат).

Параметры системы: v — продольная составляющая скорости центра масс тягача; a, b — расстояние от центра масс тягача до точек крепления передней и задней осей тягача; c —

расстояние от центра масс тягача до точки сцепки с задним звеном; d_1 — расстояние от центра масс полуприцепа до точки сцепки; $2K$ — габаритная ширина автопоезда; коэффициент трения k_f; коэффициенты увода на осях (k_1, k_2, k_3); коэффициенты сцепления при определении боковых сил увода (χ_1, χ_2, χ_3); устанавливаемый угол поворота колес управляемого модуля θ, приведенная боковая реакция полотна дороги на опорных осях тягача и полуприцепа (Y_1, Y_2, Y_3).

Обозначим через C, C_1, m, m_1, I, I_1, $\mathsf{w} = \dot{\mathsf{y}}$, $\mathsf{w}_1 = \dot{\mathsf{y}}_1$, φ — центры масс, массы, центральные моменты инерции относительно соответствующих вертикальных осей, абсолютные угловые скорости ведущего и ведомого звеньев и угол складывания (заключен между продольными осями тягача и полуприцепа). Тогда:

$$\omega_1 = \omega - \dot{\varphi}$$

Зададим абсолютные скорости точек C, C_1 разложениями по ортам соответствующих базисов:

$$\begin{aligned} &\mathrm{v}_c = \mathrm{i}_0 v + \mathrm{j}_0 u, \quad \mathrm{v}_{c1} = \mathrm{i}_1 v_1 + \mathrm{j}_1 u_1, \\ &\mathrm{v} = \dot{x}\cdot\cos\psi + \dot{y}\cdot\sin\psi, \quad u = -\dot{x}\cdot\sin\psi + y\cdot\cos\psi, \\ &\mathrm{v}_1 = \mathrm{v}\cdot\cos\varphi - (u - \omega\cdot c)\cdot\sin\varphi, \quad u_1 = \mathrm{v}\cdot\sin\varphi + (u - \omega\cdot c)\cdot\cos\varphi. \end{aligned} \tag{1}$$

Система дифференциальных уравнений движения автопоезда описывает изменение фазовых переменных (u, ω, φ, Φ): u — поперечная составляющая скорости центра масс тягача (квазискорость), U — ее производная в подвижной системе координат; Ω – угловое ускорение относительно вертикальной оси; Φ — скорость складывания угла φ; PP — угловое ускорение ведомого звена относительно вертикальной оси.

Среди различных теорий качения упругодеформируемых колес наибольшее распространение получила аксиоматика, согласно которой боковая реакция Y_i полотна дороги, приложенная в центре пятна контакта катящегося упругого колеса, является функцией лишь так называемого угла увода δ_i.

Приведенные углы бокового увода колесных осей определяются выражениями

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \theta - arctg\frac{(u + a\omega)}{v}; \\ \delta_2 &= arctg\frac{-u + b\omega}{v}; \\ \delta_3 &= arctg\frac{-u_1 + b_1\omega_1}{v_1}. \end{aligned} \tag{2}$$

Зависимости сил бокового увода, имеющие эмпирическое происхождение [1], можно аппроксимировать выражениями (монотонно возрастающая функция, имеющая характер кривой насыщения)

$$Y_i = k_i\delta_i / \sqrt{(1 + (k_i\delta_i / \chi_i Z_i)^2}, \tag{3}$$

где Z_i — реакции опорной поверхности на осях.

Пренебрегая перераспределением нормальных реакций между боковыми колесами, будем считать боковые колеса каждой оси замененными одним приведенным колесом с центром в середине оси.

Тогда

$$Z_1 = \frac{1}{l}[mgb - m_2 g \frac{b_1}{L_1}(c-b)];$$
$$Z_2 = \frac{1}{l}[mga + m_2 g \frac{b_1}{L_1}(c+a)]; \quad (4)$$
$$Z_3 = m_2 g \frac{d_1}{L_1}; \;\; l = a+b; \; L_1 = d_1 + b_1 .$$

Основная часть

Вывод дифференциальных уравнений плоскопараллельного движения седельного автопоезда методом сечений [3].

Применяя метод сечений, получим следующие уравнения плоскопараллельного движения, в проекциях на оси неизменно связанные со звеньями, для тягача и полуприцепа соответственно:

1. Уравнения движения тягача:

$$\begin{aligned} &m(V - u\omega) - X + Y_1 \sin(\theta) = 0, \\ &m(U + v\omega) - Y + Y1 \cos(\theta) - Y2 = 0, \\ &J\Omega + Yc - Y_1 a \cos(\theta) + Y_2 b = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

2. Уравнения движения прицепа:

$$\begin{aligned} &m_1(V_1 - u_1\omega_1) + X\cos(\varphi) - Y\sin(\varphi) = 0, \\ &m_1(U_1 + v_1\omega_1) + X\sin(\varphi) + Y\cos(\varphi) - Y_3 = 0, \\ &J_1\Omega_1 + X d_1 \sin(\varphi) + Y d_1 \cos(\varphi) + Y_3 b_1 = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Исключая из (5) и (6) внутренние силы *X, Y* взаимодействия подсистем, получим систему нелинейных дифференциальных уравнений (7):

По переменной *v:*

$$\begin{aligned} &m(V - u\omega) - Y_3\sin(\varphi) + m_1 d_1 PP\sin(\varphi) - m_1 d_1 \Omega\sin(\varphi) + m_1 d_1 \Phi^2\cos(\varphi) - \\ &- 2 m_1 d_1 \Phi\omega\cos(\varphi) + m_1 d_1 \omega^2\cos(\varphi) - \omega u m_1 + V m_1 + \omega^2 m_1 c + Y_1\sin(\theta) = 0; \end{aligned}$$

По переменной *u*:

$$\begin{aligned} &m(U + v\omega) - Y_3\cos(\varphi) + m_1 d_1 PP\cos(\varphi) - m_1 d_1 \Omega\cos(\varphi) - m_1 d_1 \Phi^2\sin(\varphi) + \\ &+ 2 m_1 d_1 \Phi\omega\sin(\varphi) - m_1 d_1 \omega^2\sin(\varphi) + \omega v m_1 + U m_1 - \Omega m_1 c - Y_1\cos(\theta) - Y_2 = 0; \end{aligned}$$

По переменной ω: (7)

$$J\Omega - (2 m_1 d_1 \Phi\omega \sin(\varphi) - m_1 d_1 \Phi^2 \sin(\varphi) - m_1 d_1 \omega^2 \sin(\varphi) - m_1 d_1 \Omega \cos(\varphi) + m_1 d_1 PP \cos(\varphi) + U m_1 - Y_3 \cos(\varphi) - \Omega m_1 c + \omega v m_1) c - Y_1 a \cos(\theta) + Y_2 b = 0;$$

По углу складывания:

$$J_1(\Omega - PP) + (Y_3 \sin(\varphi) - m_1 d_1 PP \sin(\varphi) + m_1 d_1 \Omega \sin(\varphi) - m_1 d_1 \Phi^2 \cos(\varphi) + 2 m_1 d_1 \Phi\omega \cos(\varphi) - m_1 d_1 \omega^2 \cos(\varphi) + \omega u m_1 - V m_1 - \omega^2 m_1 c) d_1 \sin(\varphi) - (2 m_1 d_1 \Phi\omega \sin(\varphi) - m_1 d_1 \Phi^2 \sin(\varphi) - m_1 d_1 \omega^2 \sin(\varphi) - m_1 d_1 \Omega \cos(\varphi) + m_1 d_1 PP \cos(\varphi) + U m_1 - Y_3 \cos(\varphi) - \Omega m_1 c + \omega v m_1) d_1 \cos(\varphi) + Y_3 b_1 = 0.$$

Допустим, рассматривается равномерное движение, тогда *v=const*, а значит *V=0*. Подставив в систему уравнений (7) значение *V=0*, разрешим ее относительно старших производных (*U, PP, Ω*). Получим систему уравнений в нормальной форме Коши (8):

$$\begin{aligned} U &= U(u, \omega, \varphi, \Phi), \\ \Omega &= \Omega(u, \omega, \varphi, \Phi), \\ PP &= PP(u, \omega, \varphi, \Phi). \end{aligned} \quad (8)$$

Результаты численного анализа математической модели автопоезда

При выводе уравнений движения и численном интегрировании использовался пакет «Maple».

1. Нахождение круговых стационарных режимов движения.

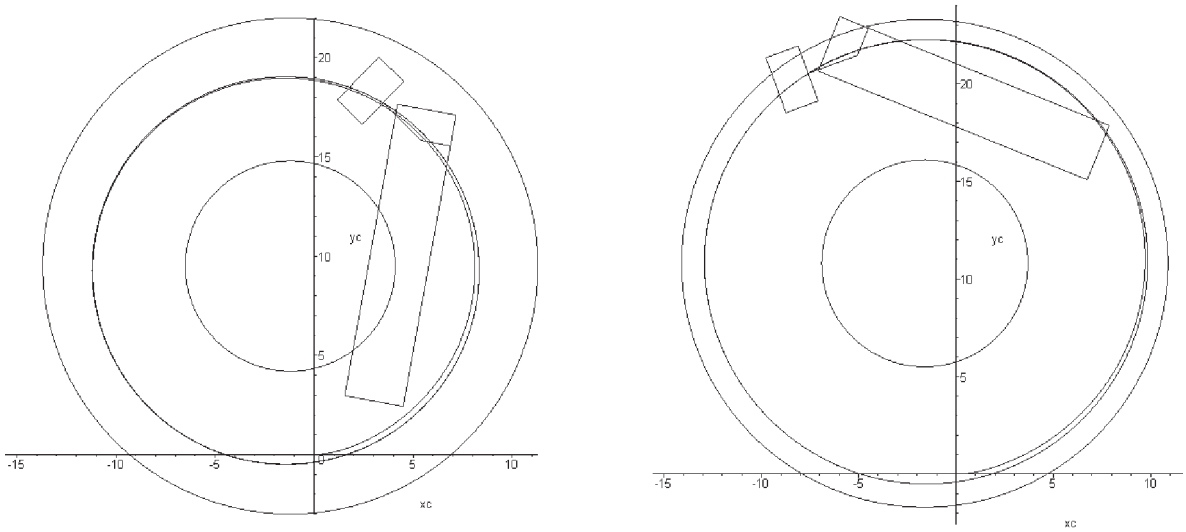
Стационарным решениям (состояниям равновесия, особым точкам, точкам покоя) *ω=const*, *u=const*, *φ=const* системы (реализуются при *v=const* и *θ=const*) отвечают круговые траектории всех точек двухзвенника в плоскости дороги.

Задание параметров системы:

$m = 6500$ кг, $m_2 = 36500$ кг, $a = 0{,}4$ м, $b = 3.2$м, $c = 2.7$ м $b_1 = 2{,}8$ м, $d_1 = 5.4$ м, $v = 4.5$ м/с, $\theta = 0.38$, $k_1 = 160000$ Н, $k_2 = 326000$ Н, $k_3 = 365000$ Н, $J = 0.35 * m * a * b$ кг м^2, $J_2 = 0.8 * m_1 * d_1 * b_1$ кг м^2, $\chi_i = 0{,}8$, $K = 1{,}5$м.

Ниже представлены результаты численного интегрирования модели при значениях управляющих параметров *v* и *θ*.

Так значениям (*v=4.8 м/с, θ=0,42 рад*) и (*v=5 м/с, θ=0,38 рад*) соответствуют круговые стационарные режимы соответственно {*u*=1,141 м/с, ω*=0,553 рад/с, φ*=1,178 рад*} и {*u*=1,062 м/с, ω*=0,511 рад/с, φ*=0,874 рад*}, траектория движения центра тяжести тягача в плоскости дороги и конфигурация автопоезда представлены на рис.3.



а) *б)*

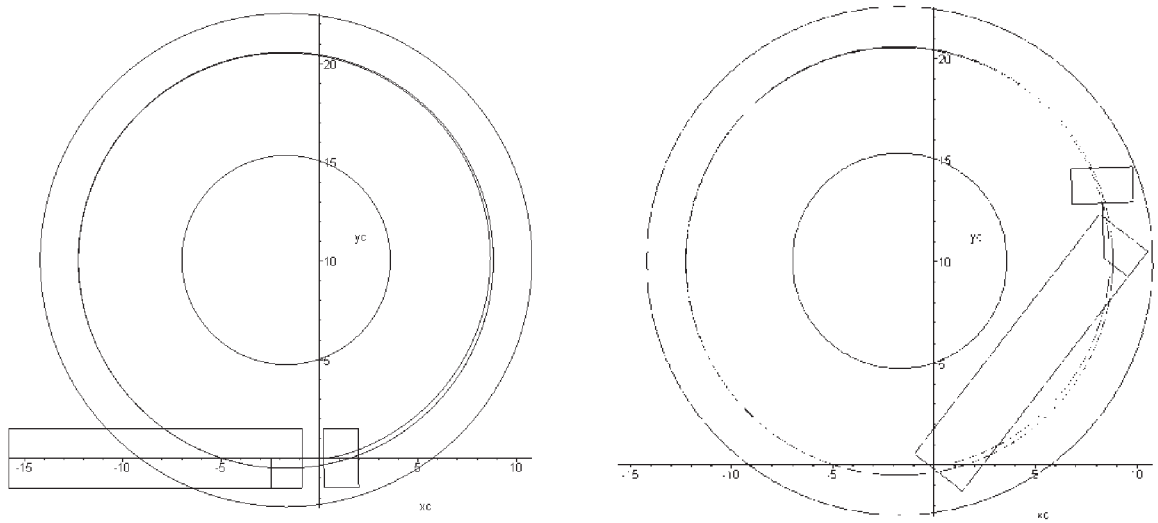
Рис. 3. Траектория центра тяжести тягача в плоскости дороги при (*v=4.8 м/с, θ=0,42 рад*) рис. а, при (*v=5 м/с, θ=0,38 рад*) рис. б

На рисунке 3 показаны положения автопоезда при движении по круговому коридору, габариты которого соответствуют стандартам ЕС. Видно, что при заданных управляющих параметрах, в первом случае — полуприцеп, а во втором случае — тягач и полуприцеп выходят за габариты коридора.

Необходимо найти такие значения параметров v и θ, при которых автопоезд будет проходить круговой коридор, вписываясь в его габариты.

Методом последовательных приближений были получены такие значения управляющих параметров *v=5 м/с, θ=0,38 рад*.

Рисунок 4 иллюстрирует процесс прохождения автопоездом кругового коридора, габариты которого соответствуют стандартам ЕС.



а) *б)*

Рис. 4. Прохождение автопоездом кругового коридора (габариты коридора соответствуют стандартам ЕС), рис. *а* — вхождение в коридор, рис. *б* — прохождение коридора

2. Определение области устойчивости прямолинейного режима в пространстве параметров (аналитическое и численное определение критической скорости прямолинейного движения).

Для численного определения критической скорости используется линейное приближение исходной системы и определяется спектр собственных значений при различных значениях скорости. Этот подход дает возможность установить факт устойчивости (неустойчивости) для конкретного набора конструктивных параметров. Метод деления интервала пополам дает возможность определить момент потери устойчивости (v_{kr}) [2].

Так набору параметров: χ_i=0,8, K=1,5 м, k_1=160000 Н, k_2=226000 Н, k_3=270000 Н, m=6500 кг, m_2=36500 кг, a=0,4 м, b=3,2 м, c=2,7 м, b_1=2,8 м, d_1=5,4 м, v=4,5 м/с, θ=0, J=0,35*m*a*b кгм^2, J_2=0,8*m_1*d_1*b_1 кгм^2, при значении v=20 м/с, соответствует спектр собственных значений:

$$eigv := -0.6241640318 + 1.342794302\ I,\ -0.4253230590,\ -1.932232332,$$
$$-0.6241640318 - 1.342794302\ I$$

Так как корни характеристического уравнения системы в вариациях имеют отрицательные действительные части, то, согласно теореме Ляпунова, прямолинейный режим движения устойчивый.

При v=35 м/с имеем:

$$eigv := 0.08371808044,\ -0.3860627656 + 1.512924892\ I,\ -1.372097383,$$
$$-0.3860627656 - 1.512924892\ I$$

Один действительный корень положителен — режим неустойчивый.

Следовательно, в интервале скоростей 20 м/с < v < 35 м/с происходит потеря устойчивости прямолинейного движения, значению v_{kr}, при котором это происходит, отвечает нулевое собственное значение (так называемый критический случай одного нулевого корня — случай дивергентной потери устойчивости). В этом случае начальные возмущения фазовых переменных растут апериодически. Случаю пары комплексных собственных значений с нулевой действительной частью соответствует периодический рост начальных возмущений фазовых переменных — флаттерная неустойчивость.

При v=31 м/с имеем:

$$eigv := 0.0007759302256,\ -0.4319365867 + 1.490179879\ I,\ -1.463279177,$$
$$-0.4319365867 - 1.490179879\ I$$

Один из действительных корней с некоторой степенью точности равен нулю, это означает, что при значении скорости v=31 м/с произошла дивергентная потеря устойчивости.

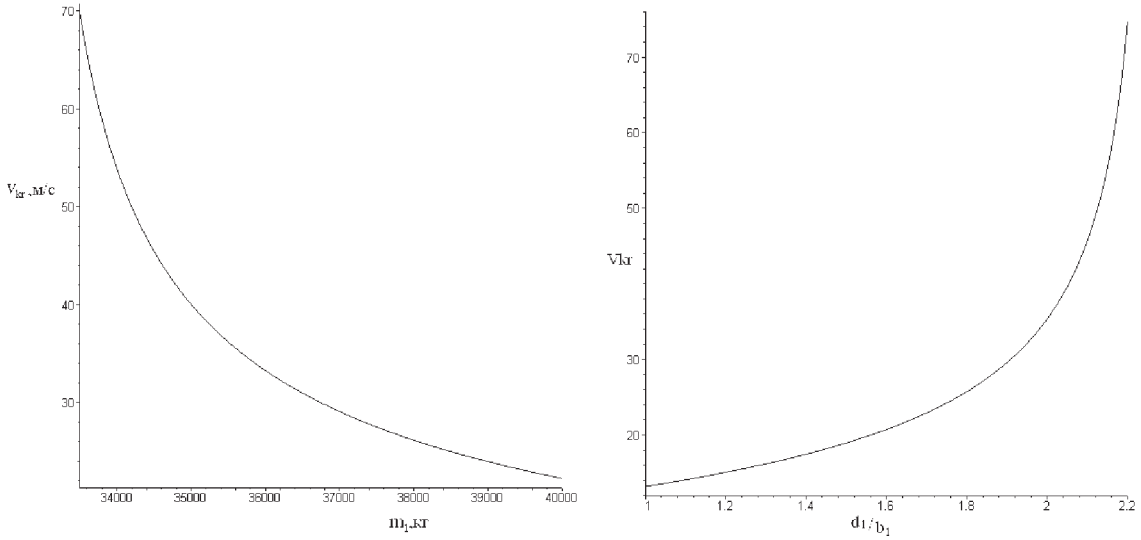
Аналитическое выражение для определения критической скорости (дивергентная потеря устойчивости) имеет вид:

$$v_{kr} = \sqrt{\frac{k_1 \cdot k_2 \cdot L_1 \cdot l^2}{\left(m \cdot L_1 + m_1 \cdot b_1\right)\left(k_1 \cdot a - k_2 \cdot b\right) + c \cdot m_1 \cdot b_1 \left(k_1 + k_2\right)}}\ ; \qquad (9)$$

Численное значение критической скорости при выбранных параметрах системы v_{kr}=30,97 м/с, что подтверждает результаты метода последовательных приближений.

Из выражения (9) следует, что v_{kr} зависит от некоторых конструктивных параметров. Проанализируем, как изменяется v_{kr} при варьировании L_1 и m_1.

Меняя лишь массу полуприцепа, получим следующую зависимость критической скорости см. рис. 5 (а).



а) *б)*

Рис. 5. График зависимости $v_{kr}=f(m_1)$ рис. *а*, график зависимости $v_{kr}=f(d_1/b_1)$ рис. *б*

Приняв $m_1=33000k_3$ определяем, что дивергентная потеря устойчивости наступает при значении $v_{kr}=123$ *м/с*. При некоторых условиях флаттерная потеря устойчивости может произойти раньше чем дивергентная. Проверим это предположение, определив спектр собственных значений системы при $v=120$ *м/с*:

$$eigv := -0.1835379687 + 1.848346011\ I,\ -0.1439906210 + 0.5802589752\ I,$$
$$-0.1439906210 - 0.5802589752\ I,\ -0.1835379687 - 1.848346011\ I$$

Так как действительные части корней отрицательны, то можно утверждать, что флаттерная потеря устойчивости не наступает, т.е. режим устойчивый.

Спектр собственных значений системы при $v_{kr}=123$ *м/с*:

$$eigv := -0.1431151996 + 1.740754727\ I,\ -0.2982020032\ 10^{-6},\ -0.3338362204,$$
$$-0.1431151996 - 1.740754727\ I$$

Один из корней с большой точностью равен нулю.

Изменяя положение центра тяжести полуприцепа, т.е. варьируя отношением d_1/b_1, получим следующую зависимость критической скорости см. рис. 5 (*б*).

Из графика следует, что при приближении центра тяжести полуприцепа к точке сцепки значение критической скорости будет уменьшаться.

3. Построение фазовых портретов модели (анализ области устойчивости прямолинейного режима).

Система (7) при уравновешенных продольных силах ($X_1=0$, $X_2=0$, $X_3=0$) допускает очевидное решение $\{v=const, u=0, \omega=0, \theta=0, \varphi=0, \Phi=0\}$, которое соответствует равномерному прямолинейному движению автопоезда (стационарный прямолинейный режим). Очевидно, все множество стационарных режимов определяется системой (7), в которой нужно положить $U=0$; $\Omega=0$; $\Phi=0$; $PP=0$.

Приняв управляющий параметр системы $v=20$*м/с*, $\theta=0$, построим фазовый портрет в пространстве переменных (u, ω). Система имеет три стационарных режима, на фазовой плоскости им соответствуют три особые точки: в начале координат устойчивый узел (отвечает прямолинейному режиму) и симметрично расположенные две седловые точки (соответствуют неустойчивым круговым режимам). При увеличении параметра v седловые особые точки

приближаются к началу координат, разрушая устойчивость прямолинейного режима при $v=v_{kr}$. Область устойчивости прямолинейного режима ограничивают входящие сепаратрисы седловых особых точек (рис.12) [4]. Координаты седловых точек найдены численно с использованием пакета «Maple» :

(*u= –5,279; φ= –0,0653; ω=0,2198*), (*u= 5,279; φ= 0,0653; ω= –0,2198*).

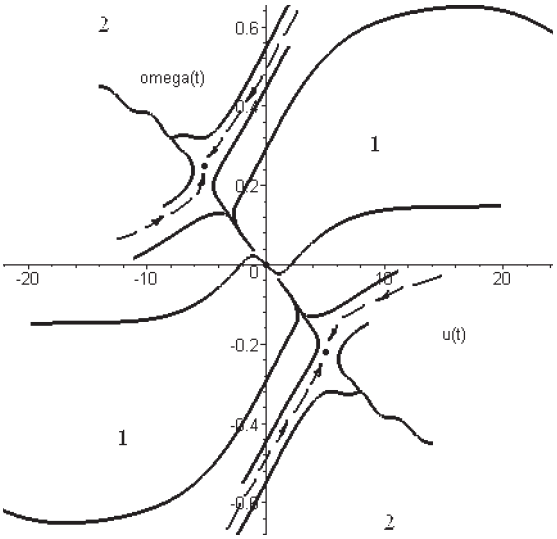


Рис. 6. Фазовый портрет системы при докритической скорости (*1* — область устойчивости, *2* — область неустойчивости)

Фазовый портрет системы при $v>v_{kr}$ представлен на рисунке 7. Система имеет один неустойчивый прямолинейный режим движения, ему соответствует седловая особая точка в начале координат; начальные возмущения растут апериодически, что соответствовало бы явлению заноса. Фазовые переменные в этом случае приближаются к устойчивым сепаратрисам седла. Координаты седловой особой точки (*u= 0; φ= 0; ω=0*).

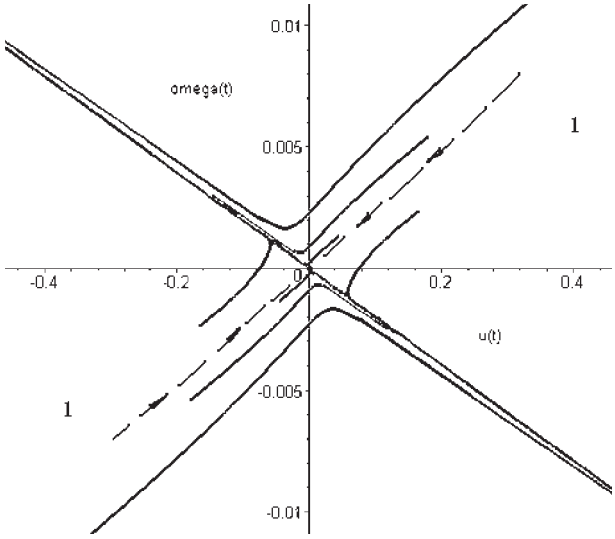


Рис. 7. Фазовый портрет системы при закритической скорости (*1* — область неустойчивости)

Выводы

Определены условия устойчивости, в частности прямолинейного движения седельного автопоезда, влияние на критическую скорость конструктивных параметров (случай дивергентной неустойчивости). Построены графики зависимости критической скорости от массы полуприцепа и от его геометрических параметров. Флаттерная потеря устойчивости при рассматриваемых значениях параметров не обнаружена.

Построены фазовые портреты системы при различных скоростях, которые позволяют оценить область притяжения прямолинейного движения. Область притяжения прямолинейного режима ограничена сепаратрисами. С помощью фазовых портретов могут быть оценены начальные значения фазовых переменных, которые приведут к выводу системы из области устойчивости. Реализация этих начальных возмущений может быть вызвана внешними воздействиями (боковой ветер, удар о бровку проезжей части и т.д.). Для выбранных конструктивных параметров модели определены значения скорости (v) и угла поворота управляемых колес (θ), которые обеспечивают прохождение кольцевого габаритного коридора.

Литература

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

2. Лобас Л.Г., Вербицкий В.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин. - Киев: Наук. думка, 1990. – 232 с.

3. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1975. – 216с.

4. Вербицкий В.Г., Лобас Л.Г. Бифуркации и устойчивость стационарных состояний связки катящихся упруго-деформированных тел // Прикл. механика. – 1987. – 23, № 8. – С. 101–106.

5. Вербицкий В.Г., Лобас Л.Г. Вещественные бифуркации двухзвенных систем с качением// Прикл. математика и механика. – 1996. – 60, №3. – С. 418–425.

6. Вербицкий В.Г., Загороднов М.И. Определение и анализ устойчивости круговых стационарных режимов движения модели седельного автопоезда // Вісн. Донецьк. інст. автомоб. трансп.: Сб. наук. пр. — 2007. – Вып. 1. – С.10 – 19.

Стаття надійшла до редакції 01.10.2007 р.

УДК 629.114.: 621.086

КРАЙНИК Л.В., д.т.н., професор, Голова правління ВАТ «Укравтобуспром », м. Львів.
ГРУБЕЛЬ М.Г., аспірант, Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів

ДИФЕРЕНЦІЙОВАНЕ НОРМУВАННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

Методами дорожнього експерименту та комп'ютерного моделювання руху на прикладі найбільш поширених вантажівок — ГАЗ–3307, ЗІЛ–4333 та КамАЗ–4310 авторами проведена оцінка впливу зазначених основних експлуатаційних факторів на фактичну лінійну витрату палива та ступінь корекції з традиційною методикою нормування паливної економічності вантажівок

Традиційно, з часів СРСР нормування лінійних витрат палива вантажних автомобілів базувалось на якомусь певному значенні, близькому або дещо більшому від так зв. контрольних витрат палива на асфальтобетоні, з незначними корекціями в залежності від завантаження (+1,3 л/100 ткм для — дизельних, +2,0 л/100 ткм — для бензинових вантажних автомобілів), зимового періоду експлуатації [1,2].

Однак реальні витрати мають значний діапазон розсіювання, як менші значення, так і суттєво більші від заданої лінійної норми в залежності від умов руху, визначальними де є тип і стан дорожнього покриття, швидкість руху і завантаження автомобіля.

Отримані регресійні, поліноміальні моделі взаємозв'язку витрати палива Q_s від типу та стану дороги f, швидкості руху V_a і завантаження автомобіля G_a [3,4] доволі складні для практичного використання в експлуатації, тому на основі даних залежностей реальне застосування графічного або табличного коректування базових значень витрати палива Q_s в залежності від вищезазначених умов руху, що попри певну похибку, дозволяє суттєво в 1,3 – 2 рази підвищити точність прогностичної оцінки Q_s.

Диференціація типів доріг базуватиметься на середньостатистичних значеннях коефіцієнта сумарного опору рухові Ψ (або базового значення Ψ_0 для доріг з поверхнями, що деформуються), відповідні значення яких для характерних типів доріг представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Характерні типи доріг з умов нормування лінійної витрати палива

№ з/п	Тип і стан дороги	Діапазон Ψ
1	Асфальтобетон в середньому стані	0,014–0,017
2	Щебінь, гравій (у зв'язаному стані)	0,022–0,025
3	Суха ґрунтова профільована дорога в доброму стані	0,035
4	Мокра ґрунтова дорога (суглинок)	0,055
5	Мокра піщана дорога (супісок)	0,075
6	Трав'яне поле (сухе/мокре)	0,075/0,13

Коректування Q_s за конкретними значеннями швидкості руху V_a, чи завантаження G_a визначаються значно простіше (точніше) шляхом фіксації перевізником (чи нормувальником) відповідних числових значень G_a і V_a.

З врахуванням нелінійних взаємозв'язків (за швидкістю руху V_a) та основного ефекту взаємодії (в основному по Ψ і G_a) наближена схема диференційованого розрахунку Q_s для типових умов може бути представлена як в табличному виді (табл. 2 для ГАЗ – 3307, табл. 3 для ЗІЛ–4333 і табл. 4 для КамАЗ–4310), так і в графічному масштабному виконанні (відповідно рис. 1, 2, 3).

Таблиця 2.

Диференційоване коректування норм витрати палива ГАЗ–3307

Базове Q_s для середніх умов	Коректування за V_a		Коректування за G_a		Коректування за типом дороги ΔQ, л/100 км	
	ΔQ, л/100 км	V_a, км/год	ΔQ, л/100 км	G_a, т		
26,7	+7,2	60	+3,7	4,0	6,0	Мокра піщана
					4,0	Мокра грунтова
	0	45	0	2,0	0	Суха профільована дорога
	+1,1	30	–2,3	0	–3,0	Гравій зв'язаний
					–4,0	Асфальт I кат

Безперечно, що така методика спрощеного диференційованого розрахунку лінійної витрати палива Q_s не забезпечує точного відтворення фактичних витрат, визначених на базі регресивних моделей [3,4]. Для порівняння в табл. 3.10–3.12 представлені дані, отримані в результаті комп'ютерного розрахунку режимів руху автомобілів для заданих умов (комбінації граничних значень V_a, G_a і Ψ, та базове значення Q_s для середніх значень досліджуваних факторів V_a, G_a і

Ψ), отримані результати Q_M за регресивними нелінійними моделями опису взаємозв'язку $Q_S = f(V_a, G_a, \Psi)$ та отримані диференційовані норми Q_H для тих же умов руху згідно запропонованої процедури (табл. 5–6).

Таблиця 3

Диференційоване коректування норм витрати палива ЗІЛ–4333

Базове Q_s для середніх умов	Коректування за V_a		Коректування за G_a		Коректування за типом дороги ΔQ, л/100 км	
	ΔQ, л/100 км	V_a, км/год	ΔQ, л/100 км	G_a, т		
33,7	+11	60	+10,2	5,0	15,0	Мокра піщана
					10,5	Мокра грунтова
	0	45	0	2,5	0	Суха профільована дорога
	+14,0	30	–9,1	0	–6,0	Гравій зв'язаний
					–8,0	Асфальт I кат

Таблиця 4

Диференційоване коректування норм витрати палива КамАЗ–4310 (6×6)

Базове Q_s для середніх умов	Коректування за V_a		Коректування за G_a		Коректування за типом дороги ΔQ, л/100 км	
	ΔQ, л/100 км	V_a, км/год	ΔQ, л/100 км	G_a, т		
54,3	–6,0 –4,3	60 40	+16,1 +7,3	14,0 (причеп) 7,0	38,1	Трав'яне поле
					26,8	Мокра піщана
					15,2	Мокра грунтова
	0	45	0	2,5	0	Суха профільована дорога
	+14,0	30	–9,1	0	–8,2	Гравій зв'язаний
					–16,2	Асфальт I кат

Таблиця 5

Порівняльна оцінка розрахункових Q_s і прогностичних лінійних витрат палива за регресійною моделлю Q_M та диференційованого нормування Q_g автомобіля ГАЗ–3307

№ з/п	V_a, км/год	G_B, т	Тип дороги*	Q_s, л/100 км	Q_M, л/100 км	Q_g, л/100 км
1	30	0	А	23,1	22,1	21,5
2	60	0	А	27,6	28,2	27,6
3	30	4,0	А	26,7	27,17	27,5
4	60	4,0	А	34,5	33,4	33,6
5	30	0	Г	27.0	28,8	29,5
6	60	0	Г	34,1	35,0	35,6
7	30	4,0	Г	33,8	35,6	35,5
8	60	4,0	Г	39,2	41,7	41,6
9	45	2,0	Гр	28,2	26,7	26,7

Примітка. *А — асфальт I категорії; Г — профільована суха ґрунтова дорога; Гр. — гравій зв'язаний (чорне покриття)

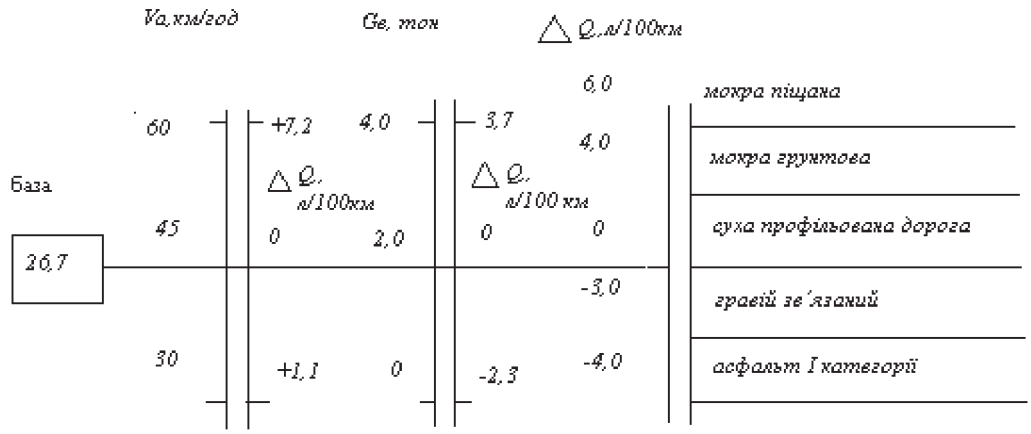


Рис. 1. Графічна номограма формування лінійної витрати палива ГАЗ–3307 в залежності від умов руху

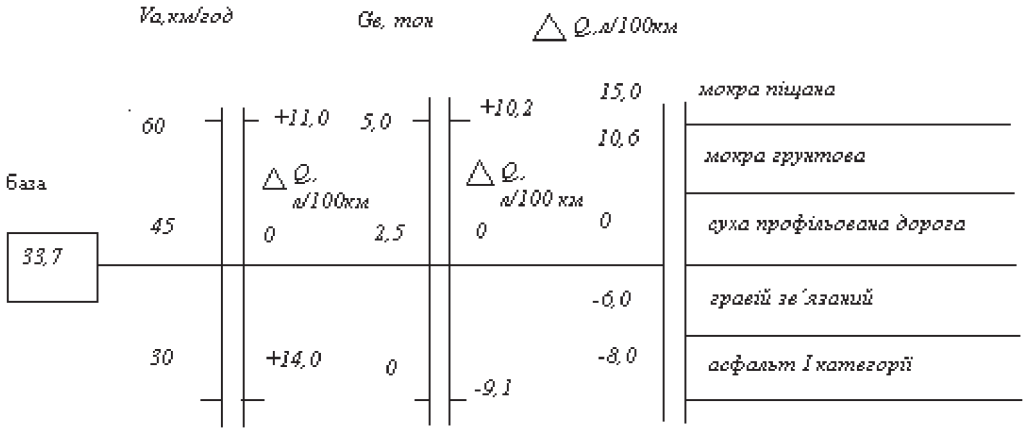


Рис. 2. Графічна номограма формування лінійної витрати палива ЗІЛ– 4333 в залежності від умов руху

Таблиця 6

Порівняльна оцінка розрахункових Q_s і прогностичних лінійних витрат палива за регресійною моделлю Q_M та диференційованого нормування Q_g повнопривідного автомобіля КамАЗ–4310.

№ з/п	V_a, км/год	G_B, т	Тип дороги*	Q_s, л/100 км	Q_M, л/100 км	Q_g, л/100 км
1	20	0	А	35,6	41,8	37,3
2	40	0	А	29,8	33,8	29,7
3	20	0	МГ	64,1	58,0	68,7
4	40	0	МГ	57,8	52,6	61,1
5	20	7,0	А	41,0	47,4	48,7
6	40	7,0	А	37,3	39,8	41,1

Продовження таблиці 6

№ з/п	V_a, км/год	G_B, т	Тип дороги*	Q_s, л/100 км	Q_M, л/100 км	Q_g, л/100 км
7	20	7,0	МГ	79,0	82,2	80,1
8	40	7,0	МГ	74,0	75,4	72,5
9	30	3,5	Г	54,7	54,3	54,3

Примітка. *А — асфальт І категорії; Г — профільована суха ґрунтова дорога; МГ — м'які грунти

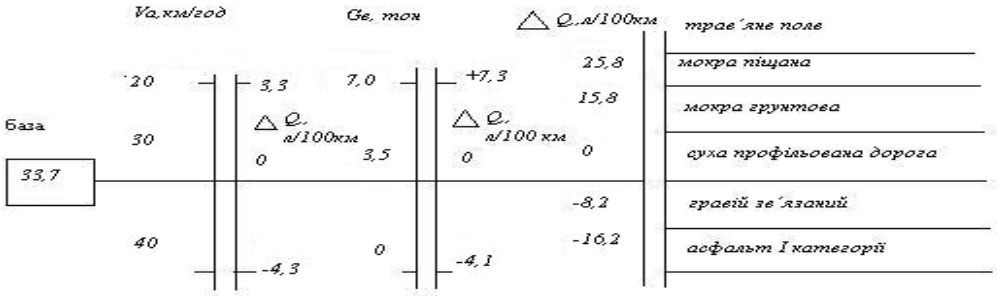


Рис. 3. Графічна номограма формування лінійної витрати палива КамАЗ–4310 (6×6) в залежності від умов руху

Безперечно, що отримані на основі регресійних моделей взаємозв'язку лінійної витрати палива і умов руху $Q_s = f(V_a, G_a, \Psi)$ залежності від диференційованого нормування в табличному (5, 6) чи графічному (рис.1 – 3) є спрощені для практичного використання, як показує порівняльний аналіз (табл. 5, 6), вони забезпечують значно вищу (практично на порядок) точність нормування лінійних витрат вантажних автомобілів із врахуванням визначальних умов руху в порівнянні з існуючою практикою так званих середньостатистичних норм [1, 2].

Висновки

Проведені методами комп'ютерного моделювання режими руху з найбільш розповсюджених моделей вантажних автомобілів з класичним і повним приводом, з бензиновими і дизельними двигунами в різних умовах руху на базі матричного три факторного планування засвідчили:

– можливість кількісної оцінки взаємозв'язку зміни лінійної витрати палива Q_s (л/100км) з основними факторами, що формують умови руху — швидкістю руху V_a, завантаженням/ вагою автомобіля G_a і типом та станом дорожнього покриття, що визначає опір рухові;

– в цілому можна констатувати нелінійний характер взаємозв'язку $Q_s = f(V_a, G_a, \Psi)$ з найбільш яскраво вираженим впливом швидкості руху V_a, насамперед для класичних вантажівок з достатньо широким діапазоном зміни швидкості руху;

– практично співставимі з впливом швидкості V_a на формування Q_s є тип і стан дорожнього покриття, що стає домінуючим для повноприводних автомобілів (у т.ч. і у зв'язку з розширенням діапазону їхнього використання);

– найбільший ефект суміщення, взаємодії досліджуваних факторів (коефіцієнти регресії

парної взаємодії b_{ij}) характерний для факторів ваги автомобіля G_a та типу стану дороги, що цілком логічно зумовив формування сумарної сили опору рухові автомобіля.

Практично для кожного типу, стану дороги і завантаження автомобіля існують певні значення швидкості руху V_a, що забезпечує найменшу витрату палива Q_s (л/100км), що дозволяє виробити відповідні рекомендації для практичного водіння.

Специфіка використання повнопривідних автомобілів із зміщенням базового діапазону V_a в зону менших швидкостей у порівнянні з класичними вантажівками обумовлює домінування у формуванні Q_s насамперед типу і стану дороги. Ефект суттєвого підвищення опору рухові на дорогах з деформованими поверхнями обумовлює найбільшу вагомість впливу типу і стану дороги на лінійну витрату палива в реальній експлуатації.

Запропонована для практичного використання спрощена методика диференційованого нормування лінійних витрат палива вантажних автомобілів з врахуванням конкретних умов руху за V_a, G_a і Ψ дозволяє докорінним чином покращити практику нормування Q_s з майже 10 — кратним зменшенням абсолютних значень похибок у порівнянні з існуючою практикою нормування.

Література

1. Норми витрат пального, масел, мастил і спеціальних рідин при експлуатації, ремонті та консервації військової техніки й озброєння Збройних Сил України. — Київ; Варта, 1999 р. — 272 с.

2. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. 2 редакція/ДП «Державтотранс НДІ проект». Київ, 2004, — 72 с. (Затв. наказами Мінтрансу України від 17.12.2002 р. №893 та від 16.02.2004 р. №99).

3. Грубель М. Г. Багатофакторне нормування витрат палива повнопривідних автомобілів. — Харків: Системи озброєння і техніки ХУПС;

4. Теслюк Б. І, Токарь А. П., Грубель М. Г Багатофакторна оцінка паливної економічності автомобілів у взаємозв'язку з умовами руху. / «Автотехніка, автобуси, вантажівки», №1, 2006 р., Львів, ВАТ Укравтобуспром, — 67 с.

Стаття надійшла до редакції 08.10.2007 р.,

УДК 629.113

ПОПКОВ В.А., гл. специалист, Научно-исследовательский експертно-криминалистичный центр ГУ МВД Украины в Донецкой области, г. Донецк
МАКАРОВ В.А., к.т.н. доц., Донецкий институт автомобильного транспорта, г. Донецк
ДУГЕЛЬНЫЙ В.Н., к.т.н. доц., Автомобильно-дорожный институт ДонНТУ, г. Горловка
КУПЛИНОВ А.В., ст. преподаватель, Донецкий институт автомобильного транспорта, г. Донецк

ОБ ОБЕСПЕЧЕНИИ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

Рассмотрена проблема обеспечения безопасности дорожного движения. Проанализированы основные причины, влияющие на уровень безопасности дорожного движения. Предложены пути решения этой проблемы.

Постановка проблемы

Проблема обеспечения безопасности дорожного движения (БДД) в странах Европейского Союза (ЕС) стала приобретать остроту и актуальность во второй половине 80–х годов прошлого столетия. Ее возникновение было обусловлено, главным образом, возрастающей диспропорцией между приростом численности автопарка (ежегодное увеличение численности подвижного

состава стран ЕС составляет около 3 млн. единиц) и темпами развития дорожной инфраструктуры, а также недостаточной эффективностью функционирования системы обеспечения БДД.

Сейчас, за высокую мобильность, гражданам ЕС приходится платить чрезмерно высокую цену: 1300 тыс. дорожно-транспортных происшествий (ДТП) в год, 40 тыс. погибших, 1700 тыс. травмированных [1].

Экономические аспекты проблемы БДД также вызывают обеспокоенность общественности и руководства ЕС. Финансовые потери от аварийности в ЕС оценивают на уровне 100 млрд. €, а полные социально-экономические убытки составляют приблизительно 160 млрд. € в год. Это приблизительно 2% годового совокупного национального продукта (СНП) всех стран ЕС [1].

Цель статьи

Анализ негативного воздействия автомобилизации на безопасность движения автомобилей.

Аналитический обзор

Исходя из вышеизложенного и ввиду прогноза относительно неуклонного увеличения интенсивности дорожного движения, в ЕС был проведен всесторонний анализ общественно признанных средств улучшения ситуации в сфере БДД. По его результатам, с учетом неадекватности вложенных в БДД средств и достигнутых результатов (вложено около 5 % суммы общих потерь от ДТП), руководство ЕС приняло решение относительно разработки новых, более эффективных стратегий улучшения показателей БДД.

Программа повышения уровня БДД в странах ЕС под названием «Партнерство ради безопасности» декларирует амбициозную цель снизить до 2010 года количество погибших в ДТП на 50 %. Программа предусматривает систематическую работу и реализацию нескольких десятков мероприятий по таким направлениям:

- стимулирование участников дорожного движения для усиления дисциплины;
- внедрение достижений технического прогресса;
- улучшение дорожной инфраструктуры;
- повышение безопасности грузового и пассажирского коммерческого автотранспорта;
- улучшение работы спасательных служб относительно потерпевших в ДТП;
- стимулирование подписания Европейской хартии БДД.

Примером реализации этой программы может служить проект ГИДАС (GIDAS — German In-Depth Accident Study). Объектом исследований этого проекта стали причины возникновения ДТП в Германии. Авторами проекта является профессор H. Brunner и группа студентов Технического университета Дрездена.

Особенно остро проблема БДД стоит в Украине (количество погибших в ДТП в Украине составляет приблизительно 14 % от погибших в ДТП во всей Европе при относительном количестве автомобилей 2,2 %).

По оценкам экспертов Всемирного банка убытки народного хозяйства Украины от ДТП за каждый год оцениваются почти в 9,3 млрд. грн. [2].

Тенденция к увеличению количества ДТП с пострадавшими прочно закрепилась в Украине начиная с 2001 года — с 34,5 тыс. в 2001 году до 46,5 тыс. в 2005 году (+35%). Сравнивая показатели аварийности за 2006 год с аналогичными показателями 2000 года, можно констатировать, что количество ДТП с пострадавшими выросло на 42,8%, число людей, погибших в них, увеличилось на 43,2%, а раненых - на 58%. Динамику роста количества ДТП и числа пострадавших людей в этих происшествиях наглядно отражают сравнительные данные 2004 и 2005 годов (рис. 1).

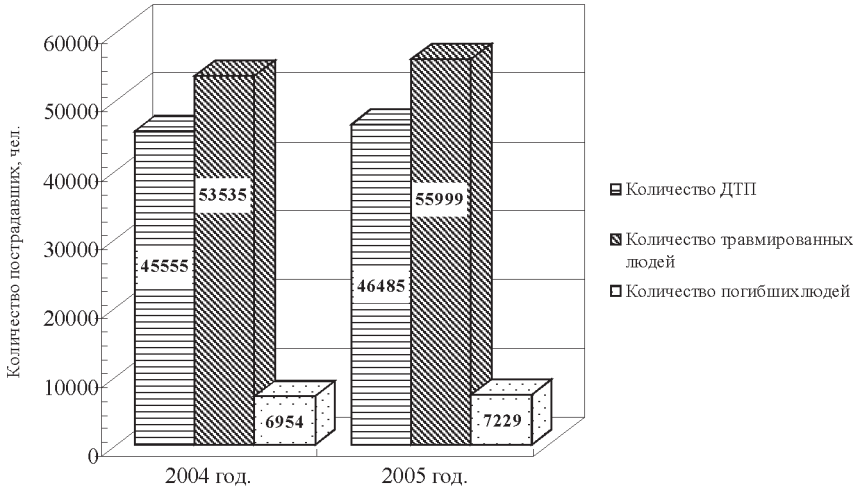


Рис. 1. Статистика ДТП в Украине за 2004 - 2005 год.

Чтобы яснее понять ситуацию с безопасностью дорожного движения в Украине, целесообразно воспользоваться опытом ЕС. Европейская комиссия, чтобы сравнить уровень смертности на дорогах разных стран, определяет количество погибших в ДТП в пересчете на 1 млн. населения. Согласно этой методике уровень смертности на украинских дорогах равен 154 погибшим на 1 млн. жителей. В целом по Европе уровень смертности на дорогах в 2004 году равен 95 погибшим на 1 млн. жителей ЕС (этот показатель постоянно снижается, в 2003 году было 103, а в 1991–м — 162 погибших на 1 млн.). Равные украинским показатели смертности демонстрируют, согласно статистике ЕС, Греция (153 человека) и Польша (148 человек). При этом необходимо отметить, что количество автомобилей приходящихся на 1000 человек населения в этих странах значительно выше (рис. 2).

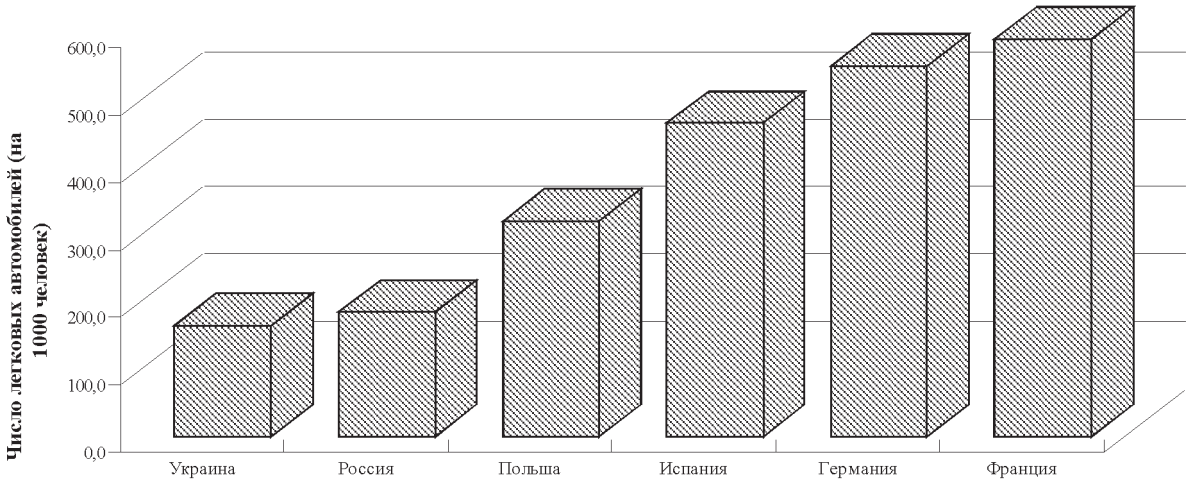


Рис. 2. Показатели численности парка легковых автомобилей Украины, России и стран ЕС

Увеличение количества автомобилей является одной из причин существенного роста абсолютных и относительных показателей аварийности. На сегодняшний день интенсивность движения транспортных средств на дорогах Украины, выросла в несколько раз и уже сейчас приблизилась к нормативным значениям уровня развития автомобильной инфраструктуры, заложенных ДНБ 360–92 на перспективу, составляя более 200 автомобилей на тысячу жителей. Автомобильный парк страны превышает 9 млн. единиц, при этом объем продаж по сравнению с 2005 годом увеличился почти на 40% [3].

По росту объема продаж Украина опережает не только страны Западной Европы, но и бурно развивающуюся Россию, где прирост рынка составил в 2006 году 25,4% (рис. 3).

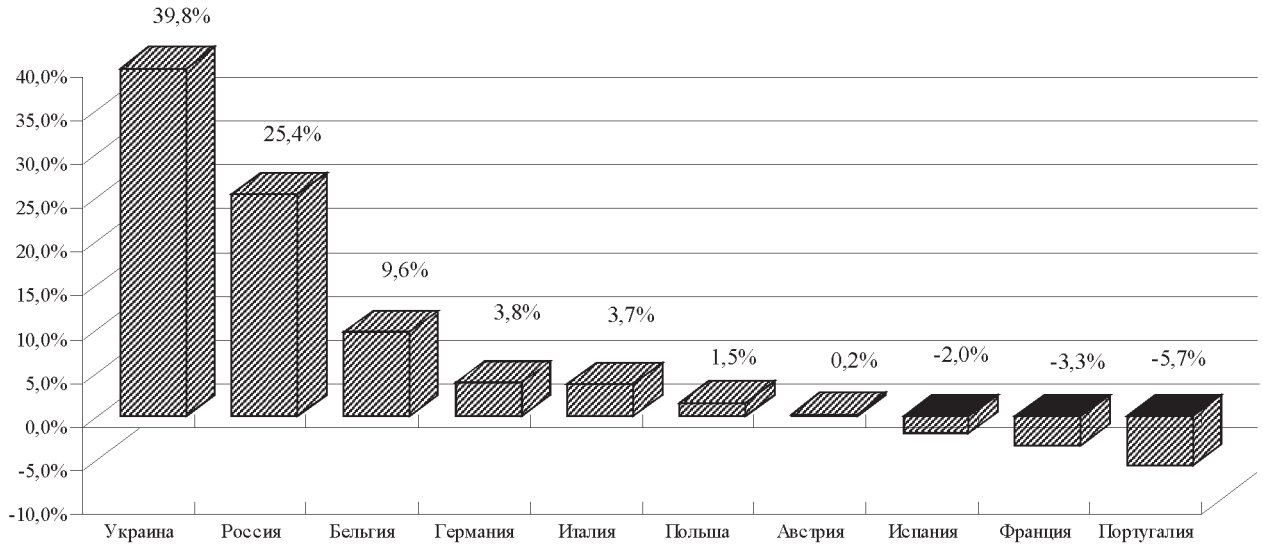


Рис. 3. Прирост рынка новых легковых автомобилей в европейских странах в 2006 году (по отношению к 2005 году)

Исходя из этого (статистика ДТП и рост парка автомобилей) напрашивается вывод о необходимости принятия радикальных мер по снижению аварийности на дорогах Украины.

Установление причин снижения уровня безопасности на автомобильном транспорте требует осуществления комплексного научно-технического и правового исследования всех аспектов каждого происшествия. Ведь, как известно, каждое ДТП имеет свои специфические особенности, причем в большинстве случаев действуют несколько видов причинно-следственных связей (рис. 4) [2].

Опыт многолетних исследований специалистов в области БДД свидетельствует о том, что одними из наиболее значимых факторов, влияющих на безопасность движения, являются неудовлетворительные дорожные условия, характеристики автомобильных потоков и неудовлетворительное техническое состояние транспортных средств.

Управление движением автомобиля на извилистой дороге с уклонами и подъемами, например на горном серпантине, является исключительно трудной и опасной работой для среднестатистического водителя. Задача управления еще более осложняется при изменении погодных условий: при дожде, снегопаде и особенно на обледенелом шоссе. Движение по горным дорогам в таких случаях запрещается.



Рис. 4. Взаимосвязь факторов, непосредственно влияющих на безопасность дорожного движения

По мнению проф. В.В. Рудзинского [4], дорожно-климатические условия являются важнейшим фактором, определяющим безопасность дорожного движения.

Так, с недостаточной видимостью чаще всего связывают ДТП при обгонах на кривых в плане и в продольном профиле. При этом количество происшествий зависит не только от наличия на дороге участков с недостаточной видимостью, но и от частоты их расположения.

Основными причинами ДТП на крутых подъемах и спусках чаще всего являются

– съезды с земляного полотна автомобиля, движущегося вниз по спуску, или столкновение с автомобилем, вышедшим на обгон на подъеме;

– чрезмерная скорость, развиваемая отдельными водителями на затяжных спусках;

– столкновение со встречным автомобилем при объезде препятствий или обгоне грузовых автомобилей, значительно снижающих скорость на подъеме.

По мнению экспертов при прочих равных условиях количество ДТП зависит от интенсивности движения, которое определяет скорости автомобилей, закономерности движения транспортных потоков и нервно-эмоциональную напряженность водителей.

При очень малой интенсивности движения действия водителей определяются только восприятием ими дорожных условий. Каждый водитель выбирает скорость согласно своим индивидуальным склонностям, практически не встречая препятствий со стороны других водителей, следующих в попутном или встречном направлениях. При возрастании интенсивности движения водители испытывают влияние других автомобилей, которые вынуждают их изменять режим движения.

Следует обратить особое внимание на факт, отмеченный большинством экспертов, что количество ДТП зависит не только от общего количества автомобилей, присутствующих в потоке движения, но и от соотношения в нем автомобилей различных типов и других транспортных средств, различия в их скоростях, динамике, габаритах, грузоподъемности, степени загрузки. Чем разнотипнее по характеристикам транспортный поток, чем шире в нем диапазон скоростей, тем чаще возникает потребность обгонов и тем более вероятна опасность ДТП.

Происшествия из-за неисправности транспортных средств сопровождаются наиболее тяжкими последствиями. Так, в 2003 г. из каждых 100 пострадавших в ДТП, возникших по этой причине, примерно 13 человек погибло.

Неисправности автомобилей, как правило, приводят к внезапному нарушению устойчивости их движения, потере управления и, как следствие, к выезду на обочину дороги и опрокидыванию. Водителям в таких случаях редко удается снизить скорость движения. Этим объясняется высокая тяжесть полученных травм участников движения в результате ДТП, связанных с технической неисправностью. Нередко технические неисправности приводят к встречному столкновению транспортных средств. Опасность таких происшествий заключается в том, что при соударении автомобилей возможно их возгорание. Тяжесть последствий при этом резко возрастает.

Современное состояние аварийности в Украине [2] характеризуется следующим распределением ДТП, связанных с техническими неисправностями транспортных средств (рис. 5).

Характерной причиной высокой аварийности на автомобильном транспорте для стран постсоветского пространства является чрезвычайно низкая конструктивная безопасность, которая примерно в пять раз ниже развитых европейских стран. Это объясняется тем, что примерно 15–20 лет назад во многих странах произошли существенные изменения в конструктивной безопасности, что способствовало уменьшению числа ДТП с тяжелым исходом на 25–40%.

Так, сопоставив темпы роста продаж и темпы роста внутреннего валового продукта (ВВП) в Украине, можно сделать вывод о том, что большая часть общего объема продаж новых автомобилей приходится на самые дешевые модели — стоимостью до 10 000 $ с присущим невысоким уровнем конструктивной безопасности.

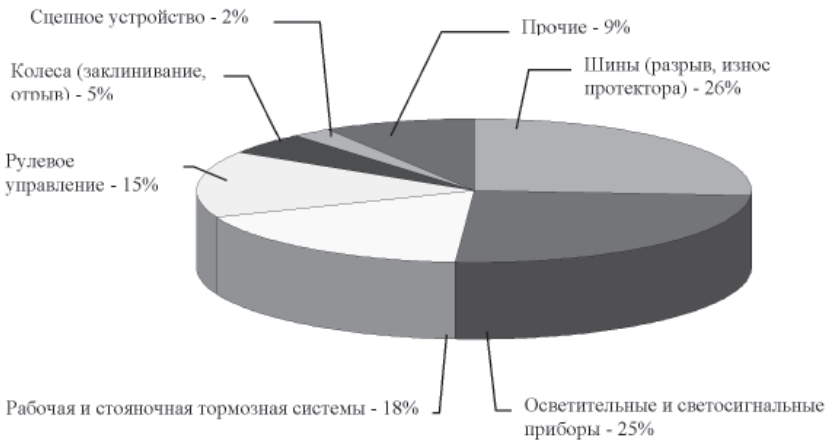


Рис. 5. Распределение ДТП в Украине по видам неисправностей транспортных средств (1993-2006 г.г.)

Наряду с тормозной системой автомобиля, одними из наиболее значимых элементов конструктивной безопасности транспортных средств принято считать элементы, обеспечивающие их управляемость и курсовую устойчивость.

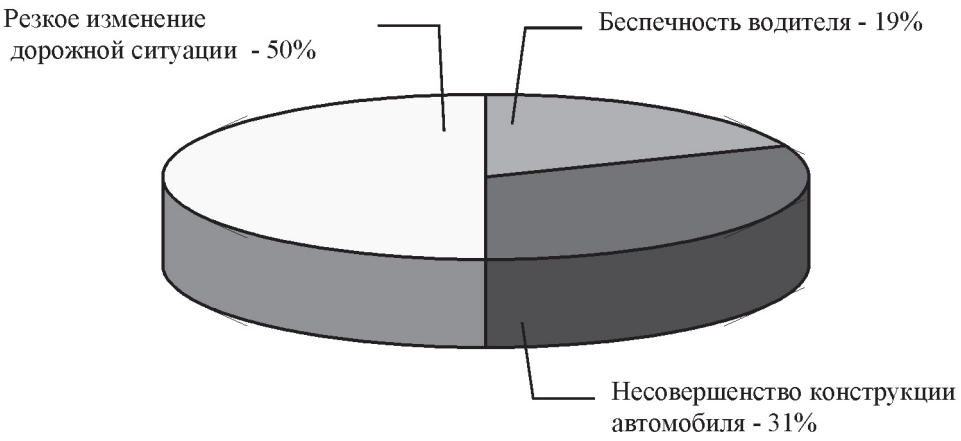


Рис. 6. Анализ основных причин возникновения ДТП

Результаты же ряда американских, немецких и японских исследователей, в частности Kappler [5] и Brown [6], по тщательному анализу полицейской информации о ДТП (рис. 6), позволяют сделать заключение о том, что почти в половине состоявшихся ДТП виноваты не беспечность или невнимательность водителя, а его природная инерционность восприятия, приводящая к запаздыванию реакции при необходимости выполнения мгновенного действия в современных условиях движения.

Безаварийное управление автомобилем на большой скорости и на скользкой дороге возможно, если умело (своевременно и быстро) воздействовать на органы управления. Это позволяет удерживать динамический момент разворота автомобиля вокруг вертикальной оси в равновесии с инерциальным моментом бокового увода и тем самым обеспечивать устойчивое курсовое направление движения автомобиля боковым юзом.

Однако для этого необходимо разработать конструктивные элементы повышающие уровень безопасности автомобиля и позволяющие освободить человека, как инерционное звено в системе «автомобиль — водитель — дорога», от необходимости выполнения мгновенных (быстрее 0,1 с) действий [7].

Исследованиями Fuchs [8] показано, что все конструкции вновь разрабатываемых моделей автомобилей, которые будут обязательно оснащаться системой курсовой устойчивости, должны отвечать следующим требованиям:

– при нарушении штатных (обычных) условий движения, когда сцепление колесных шин автомобиля с дорогой приближается к своему физическому пределу, автомобиль не должен вести себя непредсказуемо, динамика его движения не должна изменяться резко, не должны иметь место заносы, резкие развороты, съезды с дороги или опрокидывание;

– даже на скользких или обледенелых дорогах отклонения от заданного водителем направления движения должны оставаться минимальными (в пределах обеспечения безопасности);

– степень загруженности автомобиля в пределах предписанной нормы не должна оказывать влияния на устойчивость его движения;

– боковой ветер, неубранное от незначительных песчаных или снежных наносов состояние автомагистрали не должны сильно влиять на движение автомобиля;

– параметры и характеристики автомобиля, ответственные за безопасность движения, должны оставаться в оптимальных нормах для субъективного восприятия водителем.

Выводы

Проблема обеспечения безопасности движения на автомобильном транспорте Украине стала актуальной задачей общенационального масштаба и прочно заняла одно из ведущих мест в ряду важнейших социально-экономических и демографических проблем. Решение этой задачи не терпит отлагательства, поэтому Украине необходимо использовать опыт стран, успешно решающих эту проблему.

Особенно в этом плане интересен опыт технологических решений, направленных на повышение безопасности движения, который связан с внедрением:

– автоматической аппаратуры контроля движения и бортовых устройств контроля;

– ограничителями скорости и системами управления скоростью движения автомобилей;

– введением электронных прав водителя;

– созданием и внедрением «разумных транспортных систем», предусмотренных планом действий «Электронная Европа»;

– повышением надежности и пассивной безопасности новых автотранспортных средств;

– созданием эффективного механизма платности пользования транспортной инфраструктурой, которая обеспечивает компенсацию полных расходов общества.

Эффективным стимулом использования этого опыта должно стать введение ответственности изготовителей транспортных средств и исполнителей работ по техническому сервису за аварийность, обусловленную конструктивными недостатками и неудовлетворительным техническим состоянием транспортных средств, и ответственности их владельцев за организацию систематического контроля эксплуатационного состояния транспорта. До настоящего времени вся ответственность за безопасность транспортных средств возлагается на водителей и должностных лиц предприятий и организаций, эксплуатирующих транспортные средства. Изготовители сертифицированных в установленном порядке транспортных средств и исполнители работ по их техническому сервису также должны нести ответственность за безопасность транспортных средств. В частности, изготовители транспортных средств должны нести ответственность за опасные отказы, которые нельзя предотвратить посредством выполнения работ, предусмотренных регламентом работ технического обслуживания согласно эксплуатационной документации изготовителя. Введение ответственности позволит своевременно и адекватно воздействовать экономическими и правовыми инструментами непосредственно на тех субъектов хозяйственной деятельности, от результатов работы которых, в наибольшей степени зависит безопасность эксплуатируемых транспортных средств.

Список литературы

1. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: Монографія / Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; За заг. ред. А.М. Редзюка. — К.: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2005. — 400 с.

2. Говорущенко Н.Я., Волков В.П., Шаша И.К. Обеспечение безопасности движения на автомобильном транспорте. — Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007. — 361 с.

3. «Авторынок Украины прогноз на завтра» Авто-ревю UA — 2007 — №3. — С. 1 — 3.

4. Рудзінський В.В. Оцінка дорожньо-кліматичних умов руху автомобілів на основі методології системного аналізу // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ТАУ. — 2005. — Вип. 8 — С. 133 — 144.

5. Kappler W. D., «Beitrag zur Vorhesage von Einschatzungen des Fahrverhaltens», VDI-Fortschitt-Berichte, Rleihe 12, Nr. 198, 1993.

6. Brown G. W., «Analysis of 104 Eastern Iowa Motor Vehicle Casualty accidents». In: Proceedings of the Third Triannial Congress on Medical and Related Aspects of Motor Vehi-cle Accidents. Ann Arbor, Michigan: Highway Safety Research Institute 1971, pp. 216 — 218.

7. Förster H. J., «Der Fahrzeugfurer als Bindeglied zwischen Reifen. Fahrwerk und Fahr-bahn»,VDI Berichte, Nr. 916, 1991.

8. Fuchs L, «Beitrag zum Verhalten von Fahrer und Fahrzeug bei Kurvenfahrt», VD1 Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 184, 1993.

Стаття надійшла до редакції 02.10.2007 р.

УДК 629.113

МОТІН В.І., к.т.н. доц., Національний транспортний університет, м. Київ

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ЗЧІПНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ВЕДУЧИХ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ З ДОРОГОЮ

Розроблена методика визначення максимальної сили тяги на ведучих колесах автомобілів з колісною формулою 4×2 та 4×4 за умови їх зчеплення з опорною поверхнею

Постановка проблеми

Ставлячи перед собою задачу визначення максимальної сили тяги на ведучих колесах за умови їх зчеплення з опорною поверхнею, будемо виходити з того, що вважати її рівною силі зчеплення $P_{Pmax}=P_{\varphi}$ можна лише тоді, коли забезпечується повна реалізація зчеплення кожного ведучого колеса з опорною поверхнею. Якщо ж ця умова не виконується, то максимальна сила тяги по зчепленню становить лише дійсно реалізовану частину сили зчеплення ведучих коліс:

$$P_{P\max} = \eta_P \cdot P_{\varphi}, \qquad (1)$$

де $\eta_P = \dfrac{P_{P\max}}{P_{\varphi}}$ — коефіцієнт реалізації зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею.

Аналіз останніх досліджень

В останніх роботах велику увагу приділяють реалізації згідних можливостей еластичних коліс транспортних засобів [1], [2]. Це пояснюється необхідністю покращення економічних, динамічних, екологічних та ін. властивостей транспортних засобів.

Мета статті

Метою даної роботи є дослідження згідних можливостей еластичних коліс транспортних засобів.

Нижче виконано визначення P_{Pmax} і η_P для автомобіля типу 4×2.

У загальному випадку руху автомобіля колеса ведучого моста мають різне зчеплення з опорною поверхнею й різну частоту обертання завдяки наявності міжколісного диференціала. При цьому колесо, яке має більше зчеплення з опорною поверхнею, обертається повільніше (відстаюче колесо), а колесо, яке має менше зчеплення з поверхнею, обертається швидше (забігаюче колесо).

Використаємо такі позначення:

$Z_{Кв}$, $\varphi_в$ — нормальна реакція та коефіцієнт зчеплення відстаючого колеса;

$Z_{Кз}$, $\varphi_з$ — нормальна реакція та коефіцієнт зчеплення забігаючого колеса;

Відомо, що міжколісний диференціал при різних частотах обертання коліс розподіляє сумарну силу тяги P_P наступним чином:

на відстаюче колесо

$$P_{Pв} = \frac{1+K_{\delta 1}}{2} \cdot P_P \ , \tag{2}$$

на забігаюче колесо

$$P_{Pз} = \frac{1-K_{\delta 1}}{2} \cdot P_P , \tag{3}$$

де $K_{\delta 1}$ — коефіцієнт блокування міжколісного диференціала, величина якого залежить від величини моменту МТР внутрішнього тертя в диференціалі.

Сумарна сила тяги на ведучих колесах буде $P_P=P_{Pв}+P_{Pз}$, а максимальна її величина P_{Pmax} буде тоді, коли максимальними будуть її складові $P_{Pвmax}$ і $P_{Pзmax}$.

Першою досягне свого максимуму сила тяги $P_{Pз}$ на забігаючому ведучому колесі:

$$P_{Pз\max} = Z_{Kз} \cdot \varphi_з = P_{\varphi з} , \tag{4}$$

де $P_{\varphi з}$ — сила зчеплення забігаючого колеса з опорною поверхнею.

Максимальне значення сили тяги відстаючого колеса буде дорівнювати:

$$P_{Pв\max} = \frac{1+K_{\delta 1}}{2} \cdot P_{P\max} . \tag{5}$$

Тоді максимальна сумарна сила тяги буде такою:

$$P_{P\max} = \frac{1+K_{\delta 1}}{2} \cdot P_{P\max} + P_{\varphi з} , \tag{6}$$

звідки знаходимо:

$$P_{P\max} = \frac{2P_{\varphi з}}{1-K_{\delta 1}} . \tag{7}$$

Коефіцієнт реалізації зчеплення η_{P1} ведучих коліс автомобіля 4×2 знаходимо як частку P_{Pmax} з рівняння (7) та сумарної сили зчеплення обох ведучих коліс $P_\varphi=P_{\varphi в}+P_{\varphi з}$

$$\eta_{P1} = \frac{P_{P\max}}{P_\varphi} = \frac{2P_{\varphi з}}{(1-K_{\delta 1}) \cdot (P_{\varphi в} + P_{\varphi з})} . \tag{8}$$

Одержана формула для обчислення коефіцієнта η_{P1} стане набагато зручнішою для виконання обчислень, якщо абсолютні величини сил зчеплення відстаючого $P_{\varphi в}$ і забігаючого $P_{\varphi з}$ коліс замінити їх відношенням:

$$\alpha = \frac{P_{\varphi з}}{P_{\varphi в}}. \qquad (9)$$

Зрозуміло, що оскільки $P_{\varphi з} \le P_{\varphi в}$, то $0 \le \alpha \le 1$, або α=0...1. Відношення $\alpha = P_{\varphi з}/P_{\varphi в}$, позначене α, можна розцінювати як коефіцієнт перепаду сил зчеплення забігаючого і відстаючого ведучих коліс одного ведучого моста.

Внаслідок цієї заміни рівняння коефіцієнта реалізації приймає такий вигляд:

$$\eta_{P1} = \frac{2\alpha}{(1 - K_{\delta 1}) \cdot (1 + \alpha)}. \qquad (10)$$

Автомобілі з колісною формулою 4×2 відносяться до групи дорожніх автомобілів, які мають обмежену прохідність. Їх міжколісні шестерінчасті конічні диференціали мають коефіцієнт блокування в межах до $K_{\delta 1} \le 0,1$. Такий міжколісний диференціал забезпечує повну реалізацію зчеплення ведучих коліс даного моста, тобто забезпечує $\eta_{P1(4\times 2)}$=1. Якщо коефіцієнт перепаду зчеплення не менше за:

$$\alpha = \frac{1 - K_{\delta 1}}{1 + K_{\delta 1}} = \frac{1 - 0,1}{1 + 0,1} = 0,82, \qquad (11)$$

тобто, якщо $\alpha = 0,82...1.0$.

Якщо ж такий автомобіль опиняється в умовах, в яких $\alpha = 0,5$, то коефіцієнт реалізації зчеплення у відповідності з формулою (10) становитиме:

$$\eta_{P1} = \frac{2 \cdot 0,5}{(1 - 0,1) \cdot (1 + 0,5)} = 0,74. \qquad (12)$$

Це означає, що максимальна сила тяги P_{Pmax} становить лише 74% від сумарної сили зчеплення ведучих коліс.

Для повної реалізації сили зчеплення обох коліс при їх перепаді α необхідний $K_{\delta 1}$ дорівнює:

$$K_{\delta 1} = \frac{1 - \alpha}{1 + \alpha}. \qquad (13)$$

У випадку, коли $\alpha = 0,5$, матимемо:

$$K_{\delta 1} = \frac{1 - 0,5}{1 + 0,5} = 0,33 \cdot \qquad (14)$$

Таке значення $K_{МКД}$ мають міжколісні диференціали з підвищеним внутрішнім тертям, зокрема кулачкові.

Визначення P_{Pmax} і η_{P2} для автомобіля типу 4×4 наведено нижче.

Максимальну силу тяги та коефіцієнт реалізації зчеплення ведучих коліс автомобіля з колісною формулою 4×4 будемо визначати для варіанту трансмісії з міжколісними диференціалами в обох ведучих мостах та міжосьовим диференціалом в роздавальній коробці (рис. 1). При незаблокованому МОД максимальна сумарна сила тяги по зчепленню залежить від величини зчеплення коліс того моста, на якому це зчеплення менше.

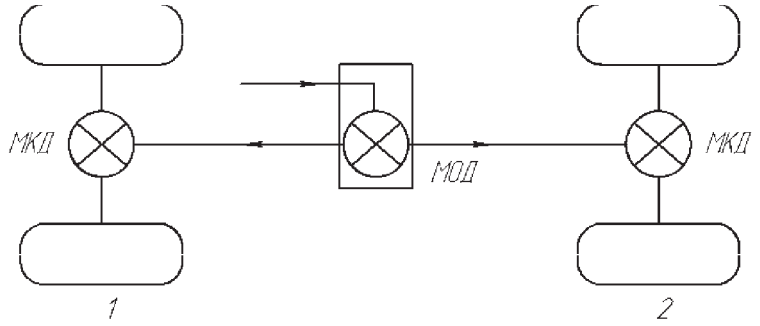


Рис. 1. Схема автомобіля з колісною формулою 4×4

Нехай, наприклад, сила зчеплення $P_{\varphi 1}$ коліс переднього моста буде меншою ніж сила зчеплення $P_{\varphi 2}$ коліс заднього моста, тобто нехай $P_{\varphi 1} \leq P_{\varphi 2}$. В цьому випадку по аналогії з рівнянням (7) максимальної сили тяги двох ведучих коліс, з'єднаних міжколісним диференціалом (МКД) записуємо рівняння максимальної сили тяги двох ведучих мостів, з'єднаних міжосьовим диференціалом (МОД):

$$P_{P\max(4\times4)} = \frac{2P_{P1\max}}{1-K_{\delta 2}}, \tag{15}$$

де P_{P1max} — максимальна сила тяги обох коліс переднього ведучого моста, яка становить реалізовану частину сили зчеплення цих коліс, тобто $P_{P1\max} = \eta'_{P1} \cdot P_{\varphi 1}$.

Коефіцієнт реалізації зчеплення коліс переднього моста η'_{P1} визначається рівнянням (10), в якому коефіцієнт α має бути з індексом 1, тобто α_1, оскільки він повинен позначати перепад сил зчеплення коліс переднього моста, і тоді:

$$\eta'_{P1} = \frac{2\alpha_1}{(1-K_{\delta 2})\cdot(1+\alpha_1)}, \tag{16}$$

а максимальна сила тяги обох коліс переднього моста;

$$P_{P1\max} = \frac{4\alpha_1 P_{\varphi 1}}{(1-K_{\delta 1})(1-K_{\delta 2})(1+\alpha_1)}. \tag{17}$$

Коефіцієнт реалізації зчеплення всіх чотирьох коліс автомобіля, сила якого $P_{\varphi}=P_{\varphi 1}+P_{\varphi 2}$ дорівнює:

$$\eta_{P2} = \frac{P_{P1\max}}{P_{\varphi}} = \frac{4\alpha_1 P_{\varphi 1}}{(1-K_{\delta 1})(1-K_{\delta 2})(1+\alpha_1)(P_{\varphi 1}+P_{\varphi 2})}. \quad (18)$$

Поділивши чисельник і знаменник на $P_{\varphi 1}$ та позначивши відношення $P_{\varphi 1}/P_{\varphi 2}=\alpha_{12}$, одержуємо наступний вираз:

$$\eta_{P2} = \frac{4\alpha_1\alpha_{12}}{(1-K_{\delta 1})(1-K_{\delta 2})(1+\alpha_1)(1+\alpha_{12})}. \quad (19)$$

Величина α_{12} в цьому випадку може розцінюватися, як коефіцієнт перепаду зчеплення коліс переднього і заднього мостів.

У випадку, коли б меншою була сила зчеплення заднього моста, тобто якщо б $P_{\varphi 2}<P_{\varphi 1}$, то в рівняннях (17) і (19) замість α_1 і α_{12} мали б α_2 і α_{21}.

Зауважимо, що α_{12} або α_{21} можуть приймати числові значення в межах від 0 до 1.

Приклад. Якщо взяти $K_{\delta МКД}= K_{\delta МОД}=0,1$ то:

$$\eta_{P(4\times4)} = \frac{4,94\alpha_1\alpha_{12}}{(1+\alpha_1)(1+\alpha_{12})}. \quad (20)$$

Якщо далі прийняти $\alpha_1=\alpha_{12}=0,5$, то:

$$\eta_{P(4\times4)} = \frac{4,94\cdot 0,5\cdot 0,5}{(1+0,5)(1+0,5)} = 0,55.$$

В разі блокування міжосьового диференціала реалізація зчеплення коліс обох ведучих мостів відбувається незалежно один від одного, а максимальна сумарна сила тяги автомобіля типу 4×4 буде дорівнювати:

$$P_{P\max(4\times4)} = P_{P1\max} + P_{P2\max} = -\frac{2(P_{\varphi з1}+P_{\varphi з2})}{1-K_{\delta 1}}, \quad (21)$$

або

$$P_{P\max(4\times4)} = \eta_{P1}P_{\varphi 1} + \eta_{P2}P_{\varphi 2} = \frac{2}{1-K_{\delta 1}}\left(\frac{P_{\varphi 1}}{(1+\alpha_1)} + \frac{P_{\varphi 2}}{(1+\alpha_2)}\right). \quad (22)$$

Коефіцієнт реалізації зчеплення:

$$\eta_{P(4\times4)} = \frac{P_{P\max(4\times4)}}{P_{\varphi 1}+P_{\varphi 2}} = \frac{2}{(1-K_{\delta 1})(P_{\varphi 1}+P_{\varphi 2})}\left(\frac{\alpha_1 P_{\varphi 1}}{(1+\alpha_1)} + \frac{\alpha_2 P_{\varphi 2}}{(1+\alpha_2)}\right), \quad (23)$$

а використавши заміну $P_{\varphi 1}/P_{\varphi 2}=\alpha_{12}$, одержуємо:

$$\eta_{P(4\times4)} = \frac{2}{(1-K_{\delta 1})(1+\alpha_{12})}\left(\frac{\alpha_1\alpha_{12}}{(1+\alpha_1)} + \frac{\alpha_2}{(1+\alpha_2)}\right). \quad (24)$$

В цьому випадку при $K_{\delta МКД}=0,1$, $\alpha_1=\alpha_2=\alpha_{12}=0,5$ маємо:

$$\eta_{P(4\times4)}=\frac{2}{(1-0,1)(1+0,5)}\left(\frac{0,5\cdot0,5}{(1+0,5)}+\frac{0,5}{(1+0,5)}\right)=0,74.$$

Якщо рівняння (19) вирішити відносно $K_{\delta МОД}$ при $\eta_{P(4\times4)}=1,0$, то отримаємо оптимальне значення коефіцієнта блокування міжосьового диференціалу, тобто:

$$K_{\delta2}=1-\frac{4\alpha_1\alpha_{12}}{(1-K_{\delta1})(1+\alpha_1)(1+\alpha_{12})}. \qquad (25)$$

І враховуючи формулу (13), будемо мати:

$$K_{\delta2}=\frac{1-\alpha_{12}}{1+\alpha_{12}}. \qquad (26)$$

Побудована за рівнянням (26) крива (рис. 2) являє собою сукупність значень коефіцієнтів блокування міжосьового диференціалу $K_{\delta2}$, яка забезпечує повну реалізацію зчепних можливостей колісного рушія автомобіля з колісною формулою 4×4, при відповідних значеннях відношення α_{12} сил зчеплення переднього і заднього ведучих мостів. Під цією лінією розташовані значення $K_{\delta2}$, при котрих $\eta_{P(4\times4)}\leq1,0$, а понад нею — занадто великі $K_{\delta2}$.

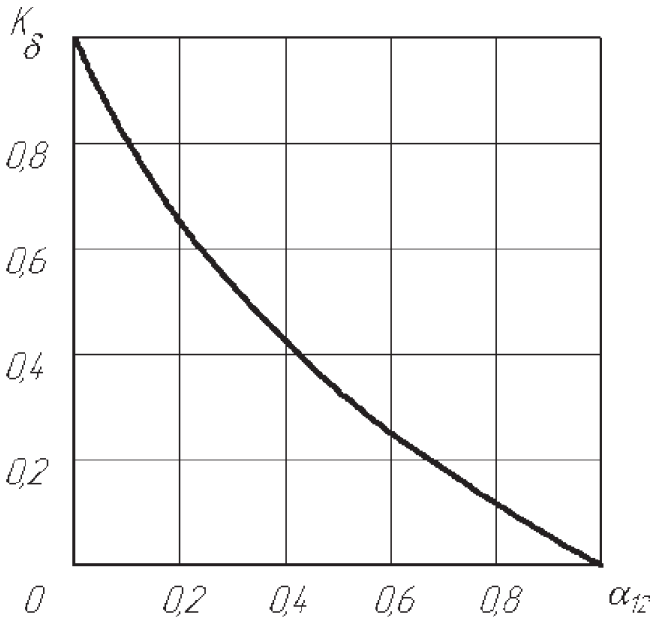


Рис. 2. Залежність величини коефіцієнта блокування диференціалу від відношення сил зчеплення передніх і задніх коліс при умові $\eta_{P(4\times4)}=1.0$

Висновки

Результати проведеного дослідження дозволяють визначити максимальну силу тяги на ведучих колесах – це один із напрямків підвищення економічності автомобіля.

Список літератури

1. Гришкевич А.И. Автомобили. — Мн.: Выш. шк., 1986. — 208 с.

2. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навчальний посібник. — Харків: ХНАДУ, 2004. — 292с.

Стаття надійшла до редакції 09.10.2007 р.

УДК 656.2:338.47

ДОЛЯ В.К., д.т.н. проф., ИВАНОВ И.Е., аспирант
Харьковская национальная академия городского хозяйства

К ВОПРОСУ О ПОКАЗАТЕЛЯХ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МАРШРУТНОЙ СЕТИ ОБЛАСТНОГО ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА

Рассматривается подход к оценке эффективности функционирования маршрутной сети областного пассажирского транспорта. Предложены показатели эффективности функционирования маршрутной сети.

Постановка проблемы

Одним из вопросов формирования рациональной маршрутной сети (МС) областного пассажирского транспорта является определение показателей эффективности функционирования. Существующие методики формирования МС направлены на определение показателей эффективности функционирования в рамках одного или нескольких маршрутов и не учитывают последствий изменения во всей маршрутной системе областного пассажирского транспорта. В условиях динамического развития областной пассажирской транспортной системы для формирования рациональной схемы маршрутов необходимо выполнять оценку эффективности предлагаемых мероприятий на этапе принятия решений. При этом необходимо использовать подходы, которые основаны на математическом моделировании процесса перевозки пассажиров [1].

Анализ последних исследований и публикаций

Авторы работ [2 – 5] предлагают для оценки эффективности использовать рекомендации, основанные на определении оценки передвижений с учетом тех сложностей, которые существуют в динамическом реальном мире, хотя целесообразность их зависит от выбора направления оптимизации.

В работе [2] автор использует набор маршрутов, сформированных по кратчайшим путям между конечными остановочными пунктами с максимальным количеством узлов, которые формируются также по кратчайшим путям, если охвачены не все районы. Затем выполняется перебор дополнительных узлов и разных соединений сегментов маршрутов с целью минимизации суммарного времени поездки. При этом, оценка эффективности и определение мощностей маршрутов не выполняется.

Автор работы [3] предложил методику, в которой маршруты образуются из транспортных районов с приблизительно равным пассажирообменом так, чтобы длина маршрута не превышала кратчайшее расстояние между конечными пунктами больше, чем на разрешенную величину. Но этот метод склоняется больше к пересмотру форм организации работы на уже

существующих маршрутах, чем к построению новой МС. Кроме того, для оценки эффективности МС используется минимум суммарных общественных расходов, где расходы пассажиров измеряются как произведение времени передвижения на стоимостную оценку одного человеко-часа, численное значение которой является очень проблематичной величиной и не учитывает множество факторов технологии перевозок.

Более корректный критерий оптимизации для оценки эффективности представлен в работе [4] путем минимизации индивидуальных расходов пассажиров. Точно оценить индивидуальные расходы пассажиров можно исходя из предположения, что каждый пассажир, совершающий передвижение, минимизирует свои расходы при выборе альтернативного пути следования. Однако, в методике маршрутизации, основанной на минимизации суммарных индивидуальных расходов пассажиров, неудачно выбран способ формирования вариантов МС, среди которых ведется поиск наилучшего варианта. Кроме того, величина коэффициентов, которые определяют вид функции привлекательности, зависит не только от возраста пассажиров, но и от параметров МС на которой реализуется потребность населения в передвижениях. При этом, изменения в МС также приведут к изменению величины этих коэффициентов.

Существуют и другие подходы к решению задачи маршрутизации на основе оценки эффективности функционирования. Так, можно выделить следующий метод формирования рациональной маршрутной сети [5], в котором немного дальше решен вопрос потокораспределения между маршрутами и определения пути прохождения пассажиров. Имеет место отличительный подход к формированию избыточного множества маршрутов, из которого на втором этапе формируется рациональная схема маршрутов. Этот подход заключается в классификации транспортных районов (ТР) по пассажирообмену, со следующим охватыванием маршрутами ТР каждого класса. На следующем этапе выполняется отбор маршрутов в рациональную схему из всей совокупности. Для этого определяется величина пассажиропотока на каждом маршруте и количество подвижного состава. Потом осуществляется перераспределение подвижного состава по маршрутам, где имеется его избыток, на маршруты с недостаточной обеспеченностью. Далее расчет повторяется. Этот процесс происходит до тех пор, пока параметры одного или нескольких маршрутов не выйдут за пределы заданных ограничений, тогда эти маршруты отменяются и расчет повторяется. Расчет считается окончательным, если не изменяются условия проезда на маршрутах на максимально загруженных участках.

Цель статьи

Анализ литературных источников показал, что решающим звеном при формировании рациональной схемы маршрутов областной пассажирской транспортной системы является определение показателей эффективности. Для оценки схемы маршрутов областной пассажирской транспортной системы на этапе определения рациональных транспортных средств на маршрутах и их параметров необходимо выполнять оценку эффективности функционирования.

В данной работе предлагается подход к оценке эффективности функционирования МС областного пассажирского транспорта.

Основной раздел

Процесс оценки эффективности функционирования областной пассажирской транспортной системы предполагает создания макромодели по расчету рациональных характеристик работы МС. Данную оценку возможно выполнить с использованием таких интегральных показателей:

– среднее время ожидания пассажирами транспорта по сети;
– среднее время поездки в транспорте по сети;
– средняя дальность поездки пассажиров по сети;

– средний уровень заполнения салона транспортных средств на маршрутах по сети;

– коэффициент пересадочности.

Модель маршрутной сети представляет собой описание трасс маршрутов и их провозных возможностей. Трасса маршрута может быть представлена в виде перечня вершин графа транспортной сети через которые он проходит. К параметрам, характеризующим провозные возможности маршрута относятся такие показатели, как длина маршрута, время движения в прямом и обратном направлениях, количество и марка работающих на маршруте транспортных средств (ТС). Использование этих показателей обеспечивает легкий расчет других параметров маршрута.

На первом этапе после расчета корреспонденций для определения рациональных транспортных средств на маршрутах и их параметров выполняется формирование объема перевозок на каждом перегоне F_{ij} и на маршруте Q_{ijZ} в целом. Пример формирования объема перевозок на маршруте с трассой 7–12–4–14–8 представлен на рисунке 1.

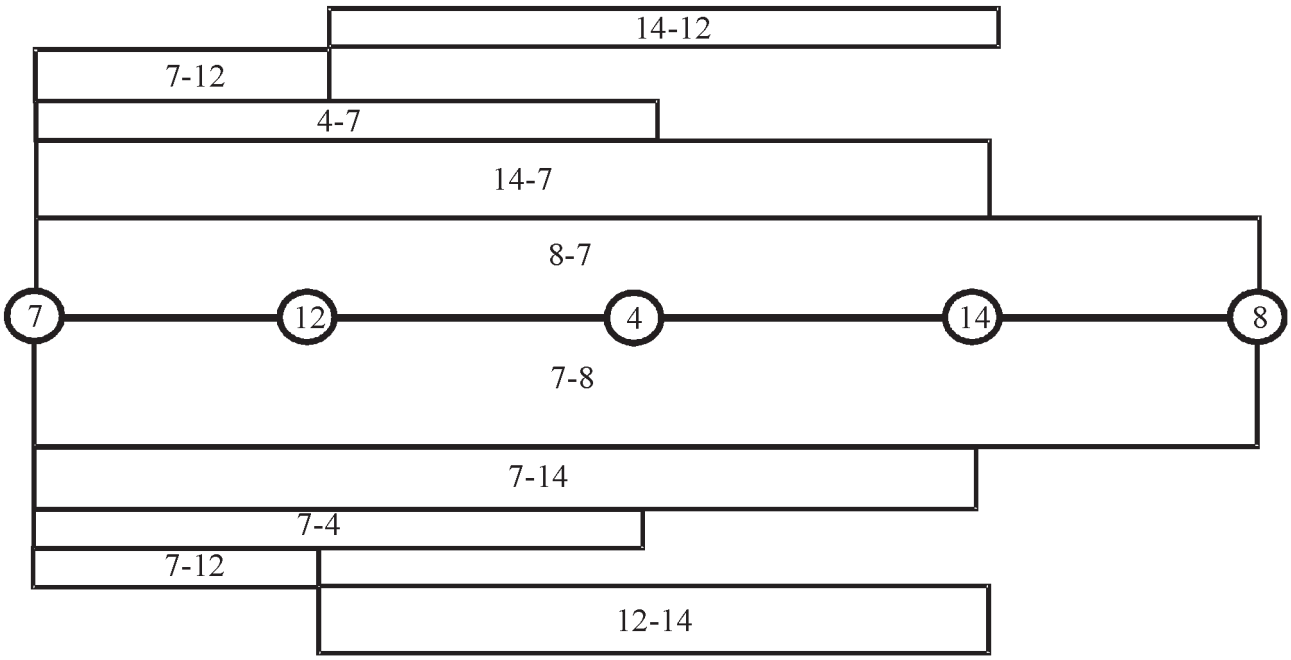


Рис. 1. Эпюры пассажиропотока по участкам на маршруте с трассой 7-12-4-14-8

Расчет мощности пассажиропотока согласно рис. 1 выполняется на основании равенства

$$F_{участка} = \sum F_{ij} = \sum Q_{ij} , \quad (1)$$

где $F_{участка}$ — объем пассажиропотока на участке маршрута.

После определения мощности пассажиропотока, можно определить транспортную работу W, которая учитывает перераспределение спроса и предложения на каждом маршруте (2):

$$W_z = Q_{ijZ} \cdot l_{ij} , \quad (2)$$

где Q_{ijZ} — объем перевозок на маршруте z за период $T_{рп}$, пас.;

l_{ij} — длина участка сети между районами i и j, км.

Определив транспортную работу и объем перевозок пассажиров на маршрутах, переходим к расчету интегральных показателей, которые перечислены выше.

Среднюю дальность поездки пассажиров $\bar{l}$ определяем по зависимости:

$$\bar{l} = \frac{\sum_{n=1}^{N}\sum_{Z=1}^{r} W_{ijZ}}{\sum_{n=1}^{N}\sum_{Z=1}^{r} Q_{ij}}. \qquad (3)$$

Средний уровень заполнения салона транспортного средства на маршруте $\bar{\gamma}$ рассчитывается по формуле:

$$\bar{\gamma} = \frac{\sum_{n=1}^{N}\sum_{Z=1}^{r} Q_{ijZ} l_{ij}}{\sum_{Z=1}^{r} A_Z V_э g_Z T_{pn}}, \qquad (4)$$

где N — количество маршрутов в МС;

r — количество маршрутов, которые обеспечивают возможность беспересадочного соединения между i и j остановочными пунктами;

A — количество ТС на маршруте, ед;

g — пассажировместимость транспортного средства на маршруте z, пас.;

$V_{эZ}$ — эксплуатационная скорость на маршруте z, км/ч.

Среднее время ожидания пассажирами ТС по сети $\overline{t_{ожс}}$:

$$\bar{t}_{ож} = \frac{\sum_{n=1}^{N}\sum_{Z=1}^{r} t_{ожс} Z Q_{ijZ}}{\sum_{ij} Q_{ij}}. \qquad (5)$$

Среднее время поездки в ТС на маршрутах $\bar{t}_{поезд}$ входящих во всю маршрутную сеть областной пассажирской транспортной системы определяется по формуле:

$$\bar{t}_{поезд} = \frac{\sum_{n=1}^{N}\sum_{Z=1}^{r} t_{поезд} Z Q_{ijZ}}{\sum_{ij} Q_{ijZ}}. \qquad (6)$$

Коэффициент пересадочности определяется по формуле:

$$K_{пер} \frac{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} H_{ij} + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} H_{ijП}}{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} H_{ij}}, \qquad (7)$$

где $\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} H_{ijП}$ — количество пересадок.

После проведения расчетов показателей и их оценки процедура моделирования работы МС может быть продолжена путем исключения из множества маршрутов ряда маршрутов, которые снижают эффективность системы в целом. В случае, же когда значение показателей эффективности МС имеют приемлемое значение, расчет может быть окончен.

Выводы

Расчет интегральных показателей позволяет оценить уровень эффективности функционирования МС областного пассажирского транспорта. Реализация разработанного подхода на ПЭВМ может стать инструментом для оценки эффективности функционирования МС на этапе формирования рациональных характеристик.

Список литературы

1. Автомобильные перевозки и организация дорожного движения: Справочник. Пер. с англ./ В.У. Рэнкин, П. Клафи, С. Халберт и др. — М.: Транспорт, 1981. — 592 с.

2. Таранов А.Т. Перевозки пассажиров автомобильным транспортом. — М.: Транспорт, 1992. — 115 с.

3. Коцюк А.Я. Совершенствование автобусных маршрутных систем в крупных и крупнейших городах. Автореф. Дис... канд. техн. наук. — Киев, 1990, 20 с.

4. Озирский С.В. Моделирование оптимальных маршрутов пассажира в сети городского общественного транспорта: Автореф. дис... канд. техн. наук. — М., 1992, 19 с.

5. Доля В.К. (1993.) Теоретические основы и методы организации маршрутных автобусных перевозок пассажиров в крупнейших городах. // Дисс. на соиск. уч. степени докт. техн. наук. — М.: МАДИ. — 301с.

Стаття надійшла до редакції 27.09.2007 р.

УДК 656.13, 656.13.08

БУРКО Д.Л., Харьковская национальная академия городского хозяйства

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ УДС НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ В ГОРОДАХ

Перечислены основные параметры улично-дорожной сети (УДС) города, а также характеристик транспортных потоков. Рассмотрены основные аспекты их взаимосвязи. Предложен комплекс мероприятий по улучшению эффективности функционирования потоков в городах за счёт усовершенствования условий движения на существующей сети и её реконструкции в целом.

Постановка проблемы

В настоящее время в крупнейших городах нашей страны очень остро стоит проблема по организации и регулированию движения. Это связано со значительными темпами роста автомобильного парка, который обуславливает значительное увеличение объемов движения на улично-дорожной сети. В то же время, динамика развития транспортной сети оставляет желать лучшего. При этом реконструкция транспортных сетей в городах осуществляется при неизменном дефиците инвестиций. В свою очередь, это ставит вопросы о выборе приоритетных

направлений в изменении тех параметров сети, которые оказали бы значительное влияние на снижение её загрузки, а, соответственно, и характеристики функционирования транспортных потоков.

Анализ последних исследований и публикаций

В последнее время организации движения и управлению транспортными потоками в мегаполисах посвящено достаточное количество исследований. Широкое распространение получили подходы по оценке матриц корреспонденций на основе информации о существующей интенсивности движения транспортных потоков на сети. В соответствии с этим, возникает возможность моделирования транспортной нагрузки, что позволяет разрабатывать методы и критерии оценки улично-дорожных сетей, а также пересечений [1, 2]. Тем не менее, оценка эффективности функционирования транспортных потоков невозможна без исследования параметров улично-дорожной сети города. При этом одним из путей повышения эффективности функционирования транспортных потоков является всесторонний анализ связей системы «улично-дорожная сеть — транспортные потоки».

Цель статьи

Целью данной статьи является анализ влияния параметров улично-дорожной сети на характеристики функционирования транспортных потоков.

Основной раздел

В результате размещения мест приложения труда, жилых районов и культурно-бытовых объектов в городе устанавливаются транспортные связи, которым соответствуют корреспонденции транспортных средств различных типов [3]. Корреспонденции формируются под воздействием спроса на перевозки и передвижения, обусловленного повседневной потребностью жизнедеятельности общества.

Спрос характеризуется объемами образования и поглощения транспортных потоков в местах их тяготения. Для определения параметров спроса территория города разбивается на транспортные районы. Центром транспортного района в городе может являться перекресток улиц либо крупные объекты тяготения транспорта (гаражи, супермаркеты, рынки). Границы транспортного района определяются согласно правил микрорайонирования. Методика определения объемов образования и поглощения транспортных потоков аналогична методике определения спроса на пассажирские перевозки. Однако, при учёте транспортного спроса фиксируется количество прибывающих и убывающих приведенных транспортных средств. Продолжительность обследования, как правило, равна периоду часов «пик», поскольку в этот момент транспортная сеть города функционирует на грани резервов пропускной способности. При этом, наиболее ощутимое влияние на загрузку магистралей города создает легковой индивидуальный транспорт. Он отличается небольшой загрузкой и значительным динамическим габаритом. Поэтому его доля в загрузке улично-дорожных сетей ощутима в наибольшей степени [4].

На практике, при управлении движением транспорта в городах требуется оценить варианты схем организации движения транспортных потоков [5]. Сложность прогнозирования изменения поведения транспортных потоков на городских магистралях требует применения микро- и макромоделей [6]. В данный момент широкое распространение получили имитационные модели, использующиеся для исследования закономерностей изменения характеристик функционирования транспортных потоков под влиянием различных факторов и, в частности, при оценке проектных решений в отношении улично-дорожной сети и схем организации

движения [5]. Для моделирования процесса функционирования транспортной сети и определения характеристик транспортных потоков необходимо описать транспортную сеть города при помощи математического аппарата. Для этого составляется её топологическая схема. Топологическая схема представляется в виде сети, состоящей из множества узлов и множества дуг, соединяющих их. Под узлами будем подразумевать перекрестки улично-дорожной сети, под дугами — перегоны между перекрестками. Согласно теории графов [7], сеть представляется в виде $G=(N, A)$, где N — множество узлов сети G, A — множество дуг сети G. В топологическую схему включаются дороги, расположенные в черте города, а именно:

– городские магистрали;

– дороги общегородского значения;

– дороги и улицы межрайонного значения;

– улицы внутрирайонного значения с твёрдым покрытием и шириной проезжей части не меньше 5,5 м.;

– перекрестки со второстепенными дорогами с твердым покрытием и интенсивностью следования в часы «пик» не менее 20 автомобилей в час;

– пункты образования и поглощения транспортных средств с интенсивностью не менее 20 автомобилей в час.

На транспортных сетях в городах зачастую присутствуют пересечения в разных уровнях. В разрабатываемой модели предполагается представлять такие пересечения как один транспортный узел.

Следует отметить, что на характеристики дорожного движения по каждой дуге сети влияет большое число разнообразных факторов (продольный и поперечный уклон, наличие пересечений, состав потока, погодные условия и условия видимости, время суток и т.д.). При моделировании крупномасштабных транспортных систем используется ряд аппроксимаций и множество деталей не рассматривается. Влияние большинства перечисленных факторов сказывается в скорости свободного движения по дороге ($V_{св}$). Поэтому для упрощения модели функционирования транспортной сети кажется целесообразным рассматривать основные характеристики движения (интенсивность следования, скорость и плотность потоков) по каждой дуге и по дороге в целом, как функции от длины дуги, ширины проезжей части, $V_{св}$ и объемов движения.

В соответствии с вышеизложенным, после упорядочения топологической схемы, необходимо провести натурные обследования и определить характеристики участков сети и дорожного движения по дугам, к которым относятся:

– начальный и конечный узел дуги;

– длина дуги, округленная до целого числа сотен метров;

– ширина проезжей части и количество полос;

– скорость свободного движения по дуге сети в км/ч.

Для описания транспортной сети необходимо также собрать информацию об ограничениях возможных направлений следования транспортных потоков на перекрестках. Эти ограничения вводятся отдельными запрещающими и предписывающими знаками («Поворот направо запрещен», «Движение прямо» и т.д.). Ограничение маневров на перекрестках описываются трассой запрещенного маршрута.

Оценка транспортной ситуации в городах сводится к изучению основных характеристик дорожного движения. В обычных условиях уличного движения наиболее важными факторами, снижающими фактические скорости сообщения в центральной и средней зонах крупного города, являются: недостаточная ширина проезжей части, большая плотность транспортных потоков — высокая удельная интенсивность движения и загромождение проезжей части стоящими (паркующими) автомобилями [8].

Регулярные корреспонденции между транспортными районами города вызывают сосредоточения потоков немаршрутизированного транспорта (в основном легковых

автомобилей) на определенных участках улично-дорожной сети [4]. Это вызвано несоответствием существующих улично-дорожных сетей городов их планировочно-техническим характеристикам — структуре, плотности и пропускной способности [8]. Наибольший объем движения сосредоточен на городских магистралях. Выделению и развитию магистралей в общей уличной сети городов способствует рост ее нагрузки потоками. В силу ряда причин, в основном из-за недостатка финансирования и сложностей реконструкции сложившихся городов, развитие уличной сети (в том числе магистральной) происходит медленнее, чем рост потоков. Отставание количества частично компенсируется повышением качества магистралей [4].

Выявление причин сосредоточения транспортных потоков необходимо для выявления возможности разгрузки напряженных участков сети с помощью мер организационного и планировочно-строительного характера — постройки моста, создания новой магистрали и т.д. [8].

По результатам проведенного анализа параметров функционирования транспортной сети обосновываются и разрабатываются мероприятия по повышению эффективности ее функционирования. Эти мероприятия могут быть направлены как на усовершенствование условий движения на существующей сети, так и на реконструкцию сети в целом.

Первый подход может предусматривать:

– организацию системы улиц с односторонним движением;
– введение ограничений движения;
– усовершенствование покрытия дорог;
– рациональное распределение проезжей части за направлениями движения.

Второй подход может предусматривать:

– строительство новых дорог;
– увеличение ширины проезжей части;
– организацию перекрестков в разных уровнях.

При обосновании мероприятий целесообразно использовать оба подхода. После выбора сочетания мероприятий должны прогнозироваться характеристики дорожного движения и эффективность функционирования транспортной сети. Преимущество отдается тому варианту реконструкции, который обеспечивает наилучшие показатели функционирования транспортной сети. После этого рассчитываются характеристики дорожного движения для окончательного варианта реконструкции.

Выводы

Проведенное исследование подтвердило наличие взаимосвязи между характеристиками транспортных потоков и параметрами улично-дорожной сети. Для обоснования целесообразности применения мероприятий по усовершенствованию условий движения и реконструкции крупномасштабных транспортных сетей городов необходимо использовать методы современного математического моделирования. Направлением дальнейших исследований в этой области является разработка имитационной модели функционирования транспортных потоков на улично-дорожной сети города.

Список литературы

1. Михайлов А.Ю., Головных И.М. Современные тенденции проектирования и реконструкции улично-дорожных сетей городов. Новосибирск: Наука, 2004 — 266 с.

2. Левашев А.Г., Головных И.М. Повышение эффективности ОДД на регулируемых пересечениях// ИГТУ. — Иркутск,2005.

3. Брайловский Н.О., Грановский Н.И. Моделирование транспортных систем. М.: Транспорт, 1978–125 с.

4. Шештокас В.В. Город и транспорт. М.: «Стройиздат», 1984. — 176 с.

5. Макаров И.П., Ямпольский В. З. Автоматизация управления городским транспортом.

М.: Транспорт, 1981 — 152 с.

6. Зырянов В.В. Методы моделирования скачкообразного изменения характеристик транспортных потоков. Автореф. дис. д-ра. техн. наук:(05.22.01)/Моск. автомоб.-дор.ин-т — М.,1992 — 32с.

7. Филлипс Д., Гарсиа-Диас А. Методы анализа сетей:Пер.с англ.— М.:Мир,1984.— 496с.

8. Поляков А.А. Организация движения на улицах и дорогах. М.: Транспорт, 1965 — 376 с.

Стаття надійшла до редакції 27.09.2007 р.

УДК 621.793.7

К.т.н. ФІНЕНКО В.В., ТІМКОВ О.М.
Національний транспортний університет , м. Київ

ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ТА ХІМІЧНІ АСПЕКТИ ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ ДЕТАЛЕЙ З АЛЮМІНІЄВИХ СПЛАВІВ

Розроблені фізико-механічні та хімічні підходи до питання зміцнення поверхонь тертя деталей з алюмінієвих сплавів. Для пояснення процесів, що протікають під час трибоелектрохімічної обробки, був використаний теоретичний апарат взаємодії електромагнітних полів у процесі формування зносостійкої поверхні.

Основною причиною зниження експлуатаційних характеристик, а в подальшому припинення функціонування деталі, агрегату, машини, в цілому залежить від інтенсивності зносу робочої поверхні деталі тертя, тому питання підвищення якості та надійності пари тертя є актуальною та носить комплексний характер і стосується всіх галузей промислового виробництва та ремонту.

Взаємодія твердих тіл під час зовнішнього тертя локалізовано у найтонших поверхневих та приповерхневих шарах [1]. Якість цих шарів значною мірою впливає на зносостійкість пари тертя при взаємодії і відрізняється від основної речовини. Ця відмінність зумовлена значною кількістю потенціальної енергії у поверхневих шарах: поверхневої енергії та незкомпенсованими зв'язками атомів (молекул, іонів), які розташовані в цих шарах, змінами, що відбуваються в поверхневих шарах у процесі механічного впливу.

Пара тертя під час взаємного фізико-механічного впливу підлягає пластичній деформації поверхневого шару, де виникають зміни, а саме: зниження щільності та виникнення остаточних деформацій, підвищення щільності дислокацій, утворення текстури, тріщин всередині зерен та їх фрагментація, збільшення температури — внаслідок чого підсилюються дифузійні процеси [2]. Зміна структури поверхневого шару спрощує проникнення у поверхневий шар твердого тіла молекул зовнішнього середовища.

Використовуючи цей ефект (ефект Ребиндера) у розроблений спосіб зміцнення поверхневого шару ділянок тертя (який називається трибоелектрохімічний (ТЕХ) спосіб керування якістю поверхні, що обробляється) і може бути використаний для підвищення довговічності, надійності та зносостійкості деталей тертя у різних галузях машинобудування.

Були проведені дослідження зміни зносостійкості алюмінієвих деталей використовуючи пари тертя (Al–9 — Сталь 45) та ТЕХ спосіб[3,4]. Формування зносостійкого шару на поверхні деталі за рахунок ефекту ТЕХ процесів можливе тільки під час тертя поверхонь, які контактують, розподілених шаром електропровідного змащувального середовища. Деталі пари тертя під'єднують до електричної мережі таким чином, щоб деталь, яка обробляється була катодом, а друга — анодом, використовується постійний або асиметричний струм.

В результаті взаємодії електрохімічних реакцій виступи шерхкостей на анодній поверхні розчиняються й в іонній формі надходять у змащувальне середовище (робоче середовище), а

потім опадає на поверхню тертя деталі, яка є катодом. Процес продовжується до заповнення впадин і таким чином здійснюється не тільки зміцнення поверхні тертя деталі, що обробляється, але й нівелювання цієї поверхні. Час, необхідний для формування такої поверхні, — від декількох хвилин до десятків секунд.

З метою підвищення зносостійкості, або зміни властивостей пари тертя у робоче середовище додаються нерозчинні, задані по якості та дисперсності абразивні наповнювачі. Дослідженням встановлено, що зносостійкість поверхонь тертя Al–9 (підшипники коливання валиків розподільного механізму двигуна типу В-2, виготовлених з матеріалу Al–9), оброблених ТЕХ способом збільшилась у 2,5–3 рази.

Обробка деталей проводилась на розробленій установці для формування зносостійкого покриття (Рис. 1). Деталі циліндричної форми оброблялись з використанням токарного станка моделі 1В61. До зажатої у патроні деталі, що оброблялась підводився негативний потенціал, а в супорті станка закріплювався анод-інструмент, який виготовлений з матеріалу за властивостями якого, і за рахунок ТЕХ обробки підвищується зносостійкість деталі, що обробляється.

Іоноутворююче середовище (рідке скло ГОСТ 13078-81) в зону тертя надавалося з ємності, яка була закріплена на супорті. Обробка деталей проводилась при виконанні умови забезпечення граничного тертя 0,04...0,08 та контактного тиску 1...10 МПа. Ці умови контактного тиску можна було досягти за рахунок спеціального пристрою для утримання анода-інструмента та утворення необхідного зусилля без додаткових вимірювань з нанесеним протарированим зусиллям.

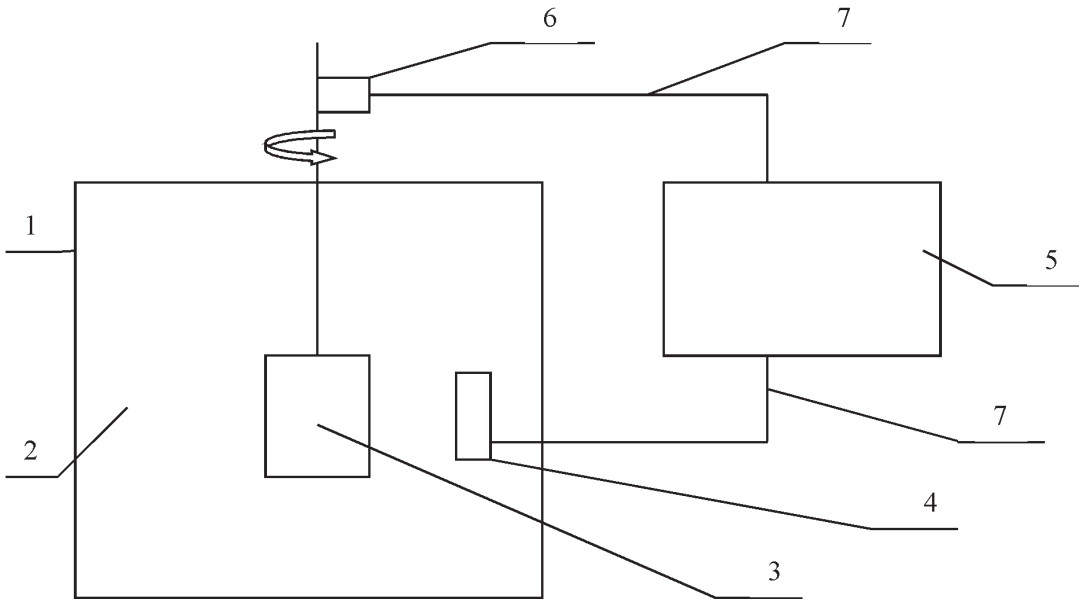


Рис. 1. Схема формування зносостійкого покриття з використанням трибоелектрохімічного способу (*1* — ємність; *2* — іоноутворююча рідина; *3* — деталь-катод; *4* — інструмент-анод; *5* — джерело живлення; *6* — передавач струму; *7* — електричний дріт).

В якості джерела постійного струму використовувався трансформатор ВАК 1600 з випрямляючим блоком.

Проведені дослідження довели, що ТЕХ спосіб забезпечує значне підвищення ресурсу виробу (пари тертя); дозволяє здійснити доводку робочих поверхонь тертя як окремих деталей, так і агрегатів в цілому; полегшує відновлення деталей безпосередньо в агрегатах машин у процесі експлуатації, що дає можливість керувати ресурсом окремих трибосистем, агрегатів і

машин в цілому; дозволяє виконувати фінішну механічну обробку. Подальші дослідження мають направлення щодо використання впливу хвильової теорії на структурні властивості поверхонь тертя.

Список літератури

1. Ребиндер П.А. Влияние активных смазочных сред на деформирование сопряженных поверхностей трения. — В кн.: О природе трения твердых тел. Минск: Наука и техника, 1971. с.8–16.

2. Фролов К.В. Износостойкость и ресурс машин //Долговечность трущихся деталей машин. — М: Машиностроение, 1985. — с. 5–8.

3. Кравец И.А. Репаративная регенерация трибосистем.: ЦНДИ ВВТ ВС Украины: Тернополь, 2003, с. 293.

4. Пригоровский Н.И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений: Справочник. — М.: Машиностроение, 1983.- 248 с.

Стаття надійшла до редакції 01.10.2007 р.

УДК 629.114

МАКАРОВ В.А., к.т.н. доц., ОМЕЛЬЧЕНКО А.А., к.т.н. доц., КОСТЕНКО А.В., КУПЛИНОВ А.В., ПЕТРОВ А.В., САКНО О.П., инженеры,
Донецкий институт автомобильного транспорта

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Приведена информация о комплексе устройств, приборов и приспособлений, предназначенных для измерения, регистрации и определения характеристик курсовой устойчивости движения, а также управляющих параметров указанного эксплуатационного свойства. Предлагаются способы крепления и размещения оборудования на автомобиле

Постановка проблемы

Процесс преобразования экономики Украины вместе с интеграционными тенденциями в Европе обусловливают интенсификацию транспортных потоков, в том числе, скоростного движения легковых автомобилей. В таких условиях особое значение для их безопасного перемещения имеет важное эксплуатационное свойство — курсовая устойчивость движения (КУД). Для получения достоверной оценки характеристик КУД и управляющих параметров необходимо разработать комплекс, включающий простое и надежное оборудование, позволяющее с заданной точностью получить требуемый объем информации.

Анализ последних публикаций

Измерительно-регистрирующая аппаратура (ИРА) для дорожных экспериментальных исследований приведена в работе [1], представленной учеными НТУ г.Киева. Указанное оборудование предназначено для определения параметров движения двух- и трехзвенных автопоездов во время дорожных экспериментов. ИРА позволяет получать информацию от разных датчиков: углов поворота управляемых колес тягача и прицепного звена; углов складывания; скорости движения; усилий, которые возникают в приводе рулевого управления прицепного звена. Пульт управления находится на рабочем месте оператора, которое размещается в кузове

тягача. Для возможности исследования процессов, сопровождающих движение реального автопоезда в НТУ был разработан экспериментальный автопоезд, состоящий из трех звеньев: тягача, тележки и остова полуприцепа.

В статье [2] представлен трехзвенный седельно-прицепный автопоезд, предназначенный для экспериментального исследования в дорожных условиях. Он состоит из седельного трехосного автомобиля-тягача Skania, полуприцепа Krone и прицепа Krone с центрально расположенными осями. Для выполнения программы экспериментальных исследований автопоезд был оборудован соответствующей ИРА, которая включает: гироскопические и потенциометрические датчики, гирополукомпасы ГПК-52, комплект виброизмерительной аппаратуры ВИ-SM, датчики ускорений МП-95, трехканальный усилитель ТОПАЗ-4Д-1, контрольно-регистрирующий приор РКУ-1, осциллограф К-12-22, преобразователь тока ПТ-200Ц, источники постоянного тока напряжением 6 и 24В, тензозвенья, прибор «пятое колесо», счетчик расхода топлива, согласующий прибор СУ-1, а также соединительные провода и экранированные кабели. Кроме того, использовались гидравлические отметки траектории, а для определения скорости входа в маневр-фотостворы. На автопоездах Skania применялся комплект такой же аппаратуры фирмы Bosch.

Однако для автомобилей ВАЗ-2105 и ВАЗ-2107, широко используемых на дорогах Украины, нет оборудования для экспериментального исследования их устойчивости движения.

Цель статьи

Целью статьи является разработка, изготовление и испытание комплекта измерительно-регистрирующего оборудования для дорожного экспериментального исследования курсовой устойчивости движения автомобилей ВАЗ-2105 и ВАЗ-2107.

Для определения количества поворотов рулевого колеса (отдельно, вправо и влево) был разработан прибор (рис. 1), который состоит из двух стандартных калькуляторов 1 и 5, датчиков 2 и 4 закрепленных на стержнях 6 и 7, а также магнита 3, который установлен на ободе рулевого колеса в его верхней точке.

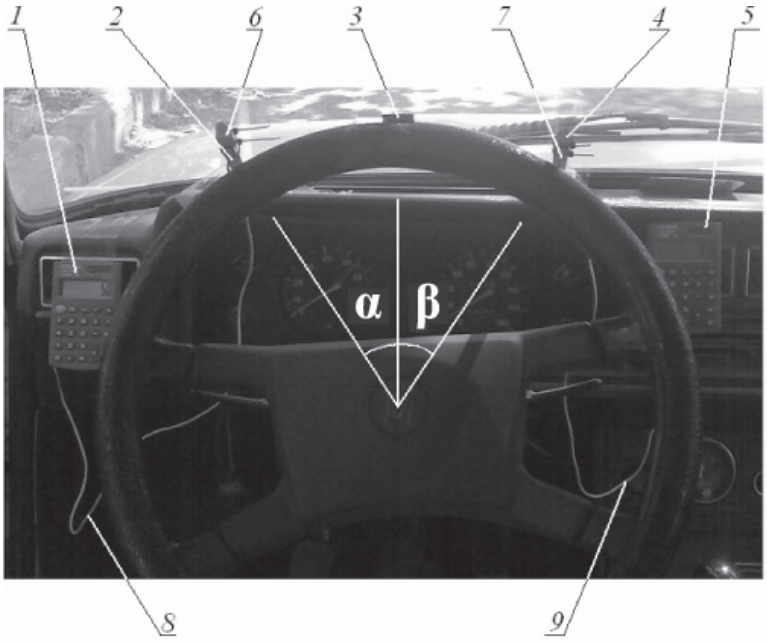


Рис. 1. Общий вид прибора для измерения количества воздействий водителя на рулевое колесо:

1, 5 — калькуляторы; 2, 4 — датчики; 3 — магнит; 6, 7 — стержни; 8, 9 — соединительные провода.

Датчики представляют собой герконы (герметичные контакты), которые соединены экранированными проводами 8 и 9 с калькуляторами, а именно, параллельно с клавишей «=». Датчики 2 и 4 установлены на некотором удалении (углы α и β с учетом люфта) от среднего положения рулевого колеса, соответствовавшего прямолинейному движению. Чтобы определить количество воздействий на рулевое колесо при заданном прямолинейном движении автомобиля (в данном случае ВАЗ-2107), необходимо на каждом калькуляторе набрать простую комбинацию клавиш: «1» и «+». Как только магнит, закрепленный на рулевом колесе, пройдет в непосредственной близости от геркона, его контакты замкнутся, что соответствует нажатию клавиши «=» на калькуляторе. Каждое нажатие данной клавиши прибавит единицу на табло. Таким образом, происходит подсчет количества воздействий на рулевое колесо при его перемещении вправо или влево, так как установлено два датчика.

Располагая датчики 2 и 4 на различном удалении от магнита 3 (по углу поворота рулевого колеса), можно контролировать интенсивность воздействий.

При экспериментальном исследовании курсовой устойчивости автомобиля необходимо измерять скорость транспортного средства прибором, который имеет погрешность ±2%. Для этого стандартный автомобильный спидометр не подходит. К автомобилю можно прикрепить пятое колесо (рис. 2), на котором установлены два независимых измерительных средства: велосипедный спидометр высокой точности и датчик скорости, подсоединенный к ноутбуку.

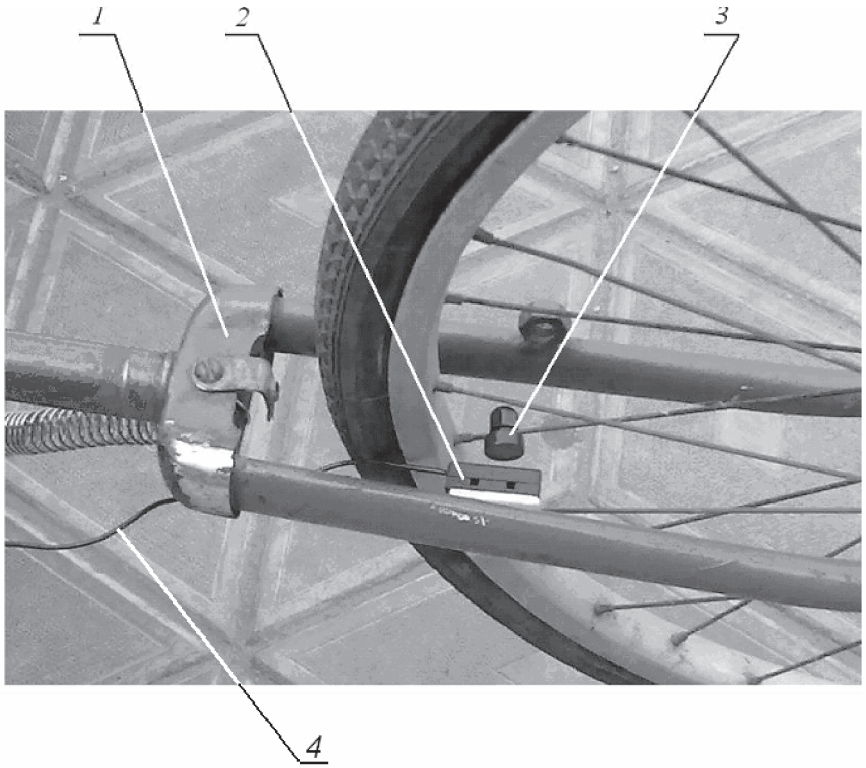


Рис. 2. Расположение датчика и магнита на пятом (велосипедном) колесе:
1 — велосипедная вилка; 2 — датчик; 3 — магнит; 4 — соединительный кабель.

Велосипедный спидометр состоит из датчика 2 (рис. 2) и индикатора 3 (рис. 3). Датчик устанавливается на велосипедной вилке 1 (рис 2) и экранированным кабелем 4 соединяется с индикатором. На спицу велосипедного колеса устанавливается магнит 3, причем, при вращении колеса, данный магнит должен проходить в непосредственной близости от датчика 2, в качестве которого использован геркон.

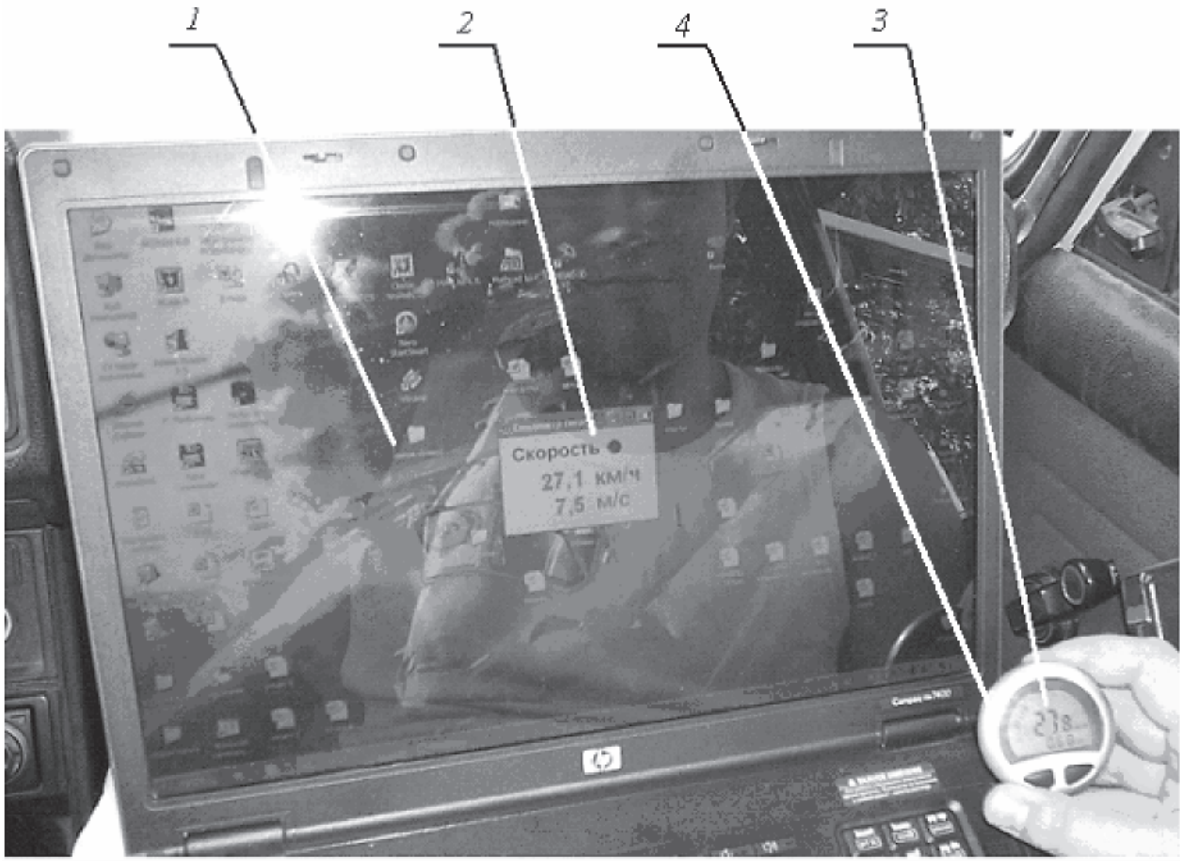


Рис. 3. Ноутбук и велосипедный спидометр, показывающие скорость автомобиля:
1 — ноутбук; 2 — значение скорости, измеренное ноутбуком; 3 — значение скорости, измеренное велосипедным спидометром; 4 — спидометр.

Перед началом настройки велосипедного спидометра, необходимо задать длину окружности колеса, которая может находиться в интервале от 1 до 3999 мм.

При вращении колеса магнит, проходя в непосредственной близости от датчика, замыкает контакты геркона – на спидометр поступает входной сигнал, начинается работа измерительной системы.

Она засекает время одного оборота велосипедного колеса и вычисляет линейную скорость перемещения автомобиля, причем, помимо определения скорости автомобиля, данный спидометр выполняет еще ряд прикладных функций: определение величины пройденного пути, запоминание максимальной скорости, определение времени включенного состояния (в том числе, с момента первого включения). Кроме того, в измерительную систему спидометра введена функция отсутствия сигнала: если входной сигнал с датчика отсутствует в течение 5 секунд, то индикатор обнуляет показания спидометра.

Для автоматического измерения линейной скорости автомобиля применена также другая система, в которой использован приведенный выше датчик скорости (см. рис. 2), установленный на измерительном велосипедном колесе (рис. 4) и подключенный к компьютеру типа ноутбук. Датчик состоит из нормально разомкнутого геркона 1 установленного на вилке измерительного пятого колеса; он (см. рис. 2) замыкает линии DTR и DSR (рис. 4) коммуникационного (COM) порта компьютера и магнита (либо нескольких магнитов) и закреплен на спицах измерительного колеса 2. Если компьютер не оборудован последовательным коммуникационным портом, то следует использовать преобразователи USB → COM.

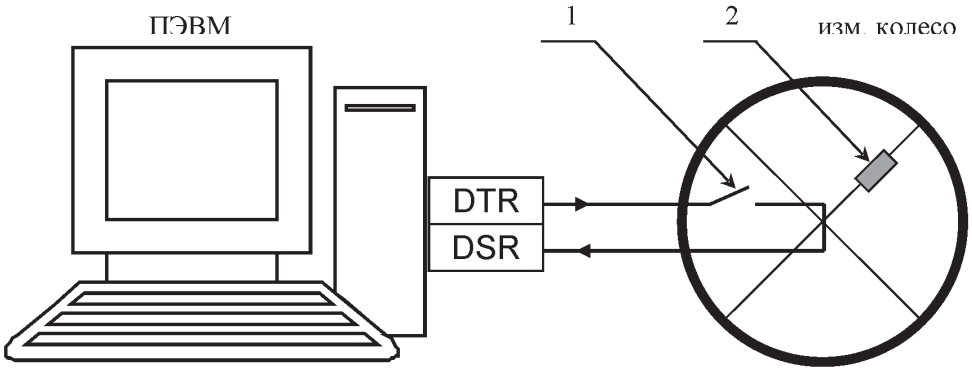


Рис. 4. Структурная схема измерения:
1 — геркон; 2 — магнит.

Модель расчета линейной скорости описана ниже.

Для измерения скорости программным обеспечением автоматически подсчитывается количество импульсов (количество оборотов измерительного колеса) за заданный интервал времени и на основе заданного радиуса (либо длины окружности) измерительного колеса рассчитывается значение линейной скорости по формуле:

$$V = \frac{n_u \cdot l}{2 \cdot n_м \cdot \Delta t}, \quad \text{м/с}$$

где V — линейная скорость автомобиля, м/с;

n_u — количество импульсов на входе DSR;

l — длина окружности измерительного колеса, м. Определяется по известной формуле $l=2\cdot\pi\cdot R$, где R — радиус измерительного колеса, м;

2 — константа, учитывающая, что срабатывание датчика происходит дважды: при замыкании и размыкании геркона;

$n_м$ — количество магнитов, закрепленных на измерительном колесе (т.е. количество срабатываний датчика за один оборот измерительного колеса);

Δt — интервал измерений, с.

Далее используется программное обеспечение, величина скорости выводится на экран компьютера, и для сравнения с показаниями штатного спидометра автомобиля пересчитывается в км/ч, а также выдается на экран компьютера (рис. 5).

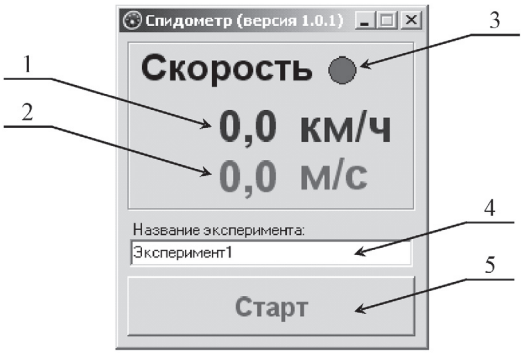


Рис. 5. Интерфейс программы измерения скорости:
1 — индикатор скорости, км/ч; 2 — индикатор скорости, м/с; 3 — индикатор корректной работы датчика; 4 — поле задания имени файла результатов измерений; 5 — кнопка начала/окончания измерений.

Интерфейс программы измерения скорости — стандартный для приложений работающих в операционной системе Windows. Он позволяет с помощью индикатора 3 контролировать состояние линии и достоверность измерения скорости: в случае достоверных данных индикатор мигает зеленым цветом, недостоверных — красным.

Для дальнейшей обработки программное обеспечение формирует текстовый файл, в который заносятся сведения о дате и времени проведения эксперимента, мгновенной линейной скорости транспортного средства (в м/с и км/ч), а также о пути, пройденном с начала измерения. Имя файла задается полем ввода 4 на главном окне (рис. 5). Фрагмент файла с результатами измерений представлен на рис. 6.

Дата	Время	Скорость (м/с)	Скорость (км/ч)	Путь (м)
01.08.2007	20:54:22.040	0,0	0,0	0,0
01.08.2007	20:54:23.040	0,0	0,0	0,0
01.08.2007	20:54:24.040	0,0	0,0	0,0

Рис. 6. Фрагмент файла с данными измерений

Для изменения и сохранения настроек программы предназначена специальная форма (рис. 7). Значение настроек определяется способом подключения датчика и параметрами измерительного колеса. Для удобства наблюдения результатов измерений предусмотрена возможность показа окна с результатами поверх окон всех программ, запущенных в системе.

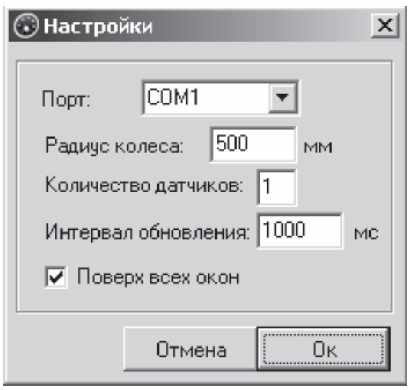


Рис. 7. Форма настроек программы измерения скорости

Для проведения изменений необходимо задать правильные настройки (рис. 7), соответствующее название файла результатов измерений, убедится в том, что датчик функционирует нормально и нажать кнопку «Старт» (надпись на которой после нажатия автоматически изменится на «Стоп»). После окончания измерений следует повторно нажать кнопку «Стоп».

Проведенные натурные испытания показали корректность работы датчика и программного обеспечения. Для повышения точности измерения скорости следует увеличивать количество магнитов на измерительном колесе и уменьшать время измерения.

Радикально повысить качество измерений и получить дополнительные данные (направление вектора скорости) можно с использованием приемников глобальной системы позиционирования GPS, что планируется при дальнейшем совершенствовании аппаратного и программного обеспечений измерений.

Ниже описана механическая часть системы «пятое колесо» (рис. 8).

Колесо 3 крепят к кронштейну 2. Опора 1 присоединяется к бамперу легкового автомобиля двумя болтовыми соединениями. Сигнал от датчика поступает (при движении автомобиля) на ноутбук по линии связи 4 (рис. 8).

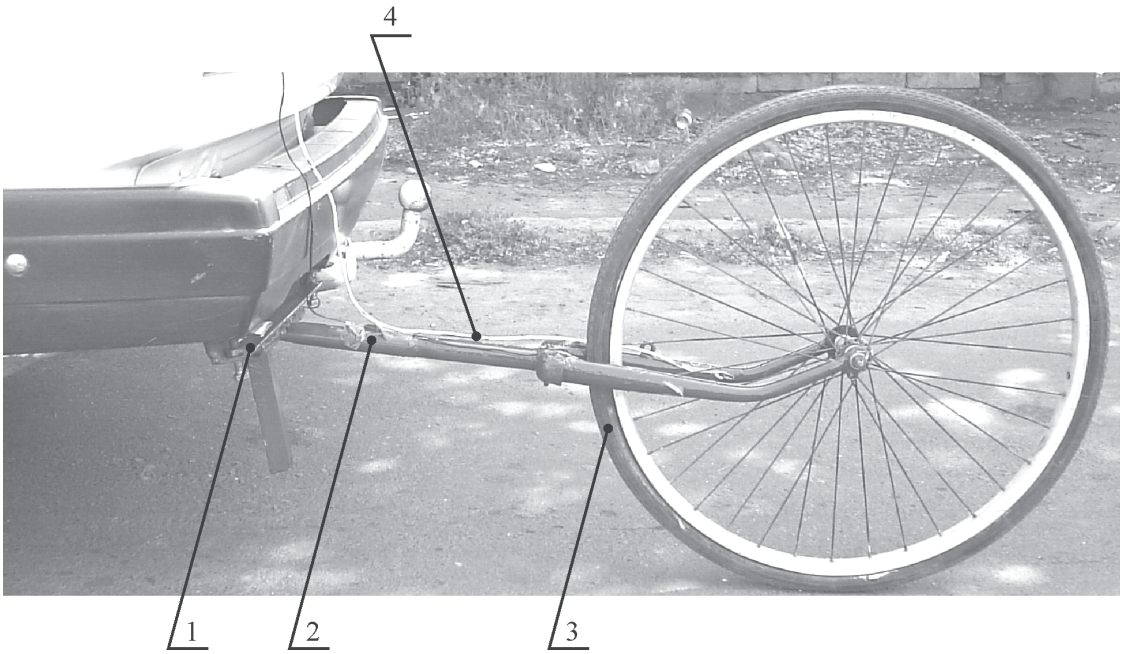


Рис. 8. Система «пятое колесо» и автомобиль ВАЗ-2107:
1 — опора для крепления; 2 — кронштейн; 3 — колесо 4 — соединительный кабель.

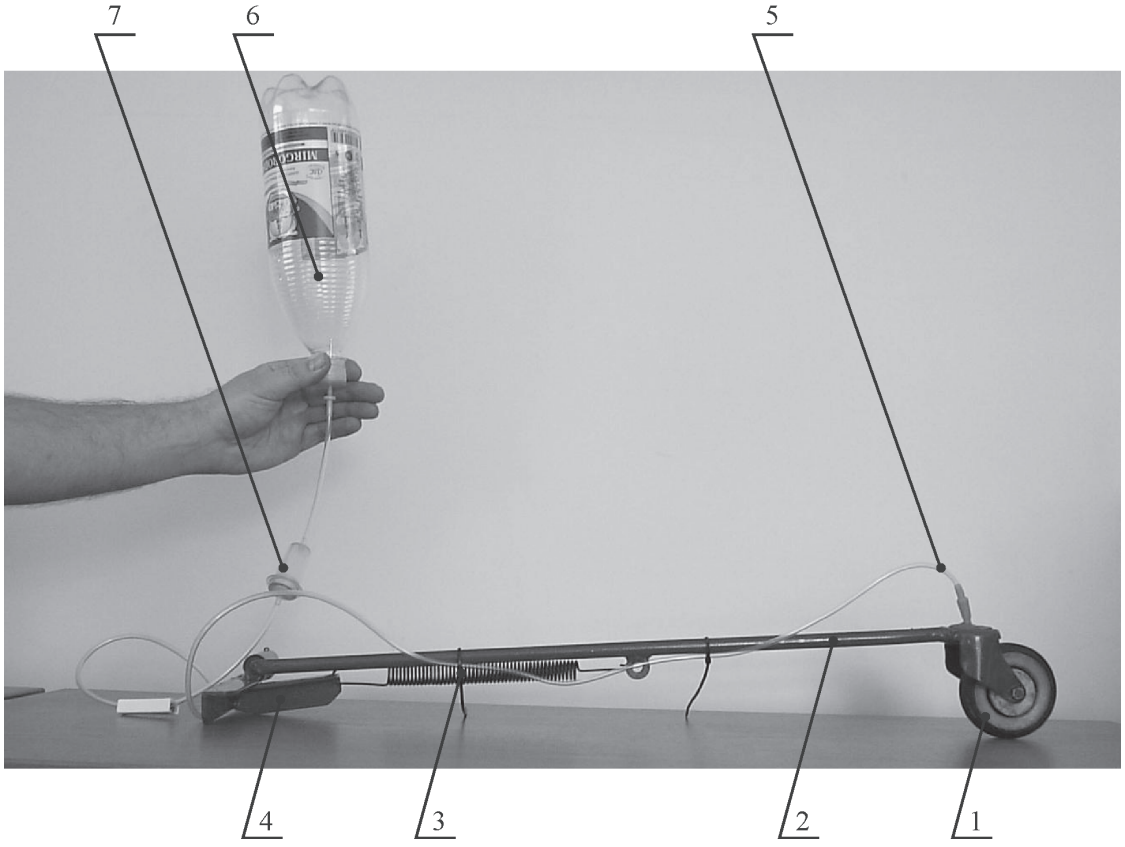


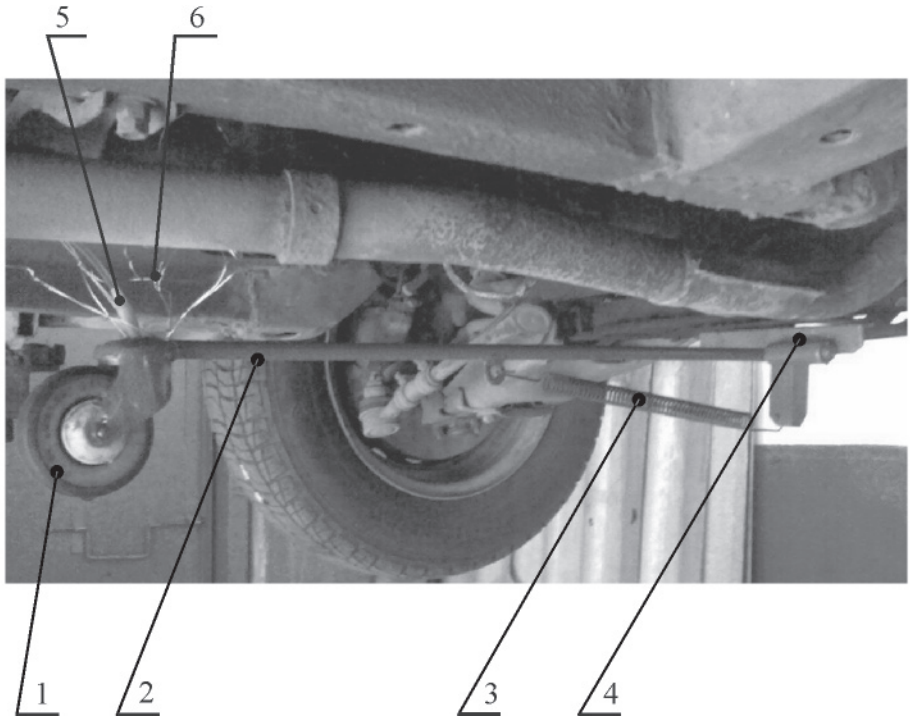
Рис. 9. Гидроотметчик:
1 — колесо; 2 — кронштейн; 3 — пружина; 4 — опора для крепления, 5 — трубопровод; 6 — емкость для воды; 7 — регулятор скорости движения жидкости.

При проведении экспериментального исследования курсовой устойчивости движения легкового автомобиля необходимо контролировать траектории перемещения заданных точек колесного транспортного средства (КТС). Для разметки указанной траектории движения разработано приспособление (рис. 9 и 10).

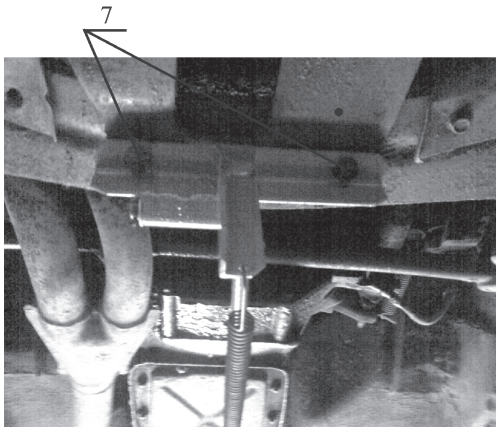
Оно включает следующие элементы (рис. 9 и 10): колесо 1, кронштейн 2, пружину 3, опору для крепления 4, трубопровод 5, вспомогательное крепление 6, болтовое соединение 7, регулятор скорости движения жидкости 8, емкость для жидкости 9.

Колесо 1 крепится к кронштейну 2 (рис. 9 и 10*а*). Пружина 3 соединяет кронштейн и опору 4, она прижимает приспособление к опорной поверхности при движении автомобиля. Вспомогательное крепление 6 (проволока) используется при транспортировке закрепленного приспособления к месту испытания КТС. Опора 4 крепится к днищу автомобиля двумя болтовыми соединениями 7 (рис. 10*б*). На КТС устанавливается емкость для жидкости 9, к которой присоединяется трубопровод 5; с другой стороны этот трубопровод подводится к колесу 1 и крепится на кронштейне 2. На трубопроводе устанавливается регулятор скорости движения жидкости 8, например, в данном эксперименте, использовалась капельница.

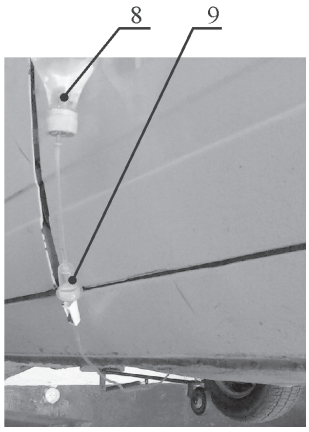
Емкость 9 крепится к автомобилю и в нее заливается жидкость. В данном эксперименте, емкость крепилась при помощи скотча к кузову КТС (рис. 10*в*). Регулятором 8 устанавливается необходимая скорость движения жидкости из емкости 9 к колесу 1. В автомобиле определяется центр тяжести и относительно центра тяжести КТС закрепляется и фиксируется колесо 1.



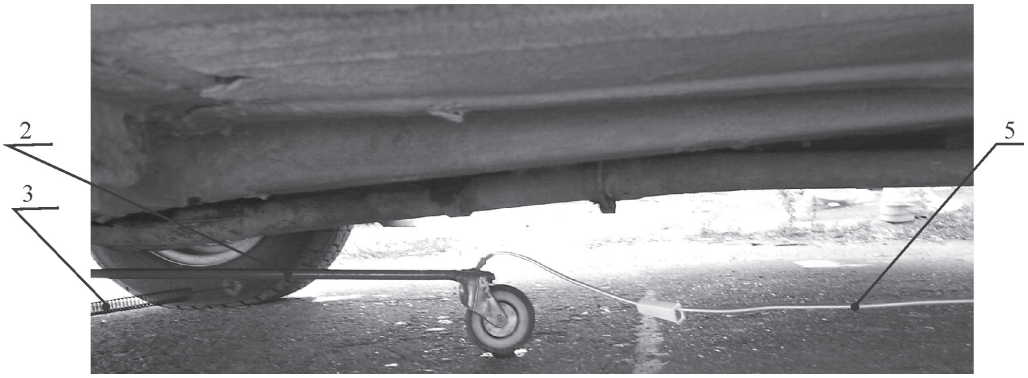
а) общий вид в транспортном положении (при движении к месту испытаний)



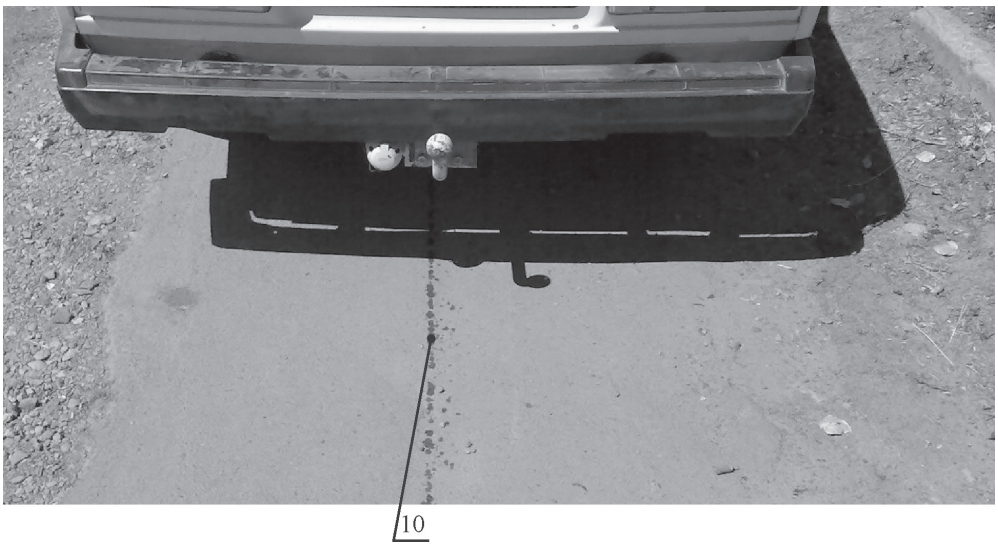
б) вид снизу мест крепления



в) вид сбоку на кузов КТС



г) вид в рабочем положении (при контакте с поверхностью дороги)



д) вид сзади на кузов КТС и дороги (после отметки траектории)

Рис. 10. Приспособление для определения траектории движения КТС:
1 — колесо; 2 — кронштейн; 3 — пружина; 4 — опора для крепления; 5 — трубопровод; 6 — вспомогательное крепление; 7 — болтовое соединение; 8 — регулятор скорости движения жидкости; 9 — емкость для воды; 10 — траектория движения КТС.

При движении автомобиля из емкости вытекает жидкость и по трубопроводу поступает к колесу. При движении КТС на асфальте остаются следы траектории движения 10 (рис. 10*г*).

Приведенное выше оборудование спроектировано, изготовлено и испытано в ДИАТ.

Выводы

Приведенный выше комплекс оборудования может использоваться для испытания курсовой устойчивости легкового автомобиля ВАЗ-2107. Комплекс позволяет регистрировать, измерять и отмечать основные показатели устойчивости и управляющие параметры КТС:

– линейную скорость автомобиля;

– траекторию движения КТС;

– число воздействий водителя вправо и влево на рулевое колесо.

Совершенствование комплекса оборудования производится путем использования приемников глобальной системы позиционирования GPS и локальных систем позиционирования, в которых используется местные излучатели и оборудуется соответствующая дорожная инфраструктура.

С использованием указанного комплекта будет проведено дорожное экспериментальное исследование курсовой устойчивости движения приводных автомобилей.

Список литературы

1. Поляков В.М., Тимков А.Н. и Горпинюк А.В. Модульный автопоезд для дорожных экспериментальных исследований // Автомобильный транспорт. — Харьков: ХНАДУ, 2003. — Вып.13. — с.68–70.

2. Вороніна І.Ф., Кузнєцов Р.М., Енглезі О.А., Шкварко К.В. Експериментальні дослідження триланкових автопоїздів. // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. — 2005.№8. — С. 139–143.

Стаття надійшла до редакції 02.10.2007 р.

АВТОРИ НОМЕРУ

1. **Бумага А.Д., Донбаська національна академія будівництва та архітектури, м. Макіївка**
2. **Бурко Д.Л., Харківська національна академія міського господарства**
3. **Грубель М.Г., Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів**
4. **Доля В.К., Харківська національна академія міського господарства**
5. **Дугельний В.М., Автомобільно-дорожній інститут ДонНТУ, м. Горлівка**
6. **Іванов І.Є., Харківська національна академія міського господарства**
7. **Картунов О.М., Донецький інститут автомобільного транспорту**
8. **Костенко А.В., Донецький інститут автомобільного транспорту**
9. **Крайник Л. В., ВАТ «Укравтобуспром», м. Львів**
10. **Куплінов А.В., Донецький інститут автомобільного транспорту**
11. **Макаров В.А., Донецький інститут автомобільного транспорту**
12. **Мойся Д.Л., Донецький інститут автомобільного транспорту**
13. **Мотін В.І., Національний транспортний університет, м. Київ**
14. **Омельченко А.А., Донецький інститут автомобільного транспорту**
15. **Петров А.В., Донецький інститут автомобільного транспорту**
16. **Попков В.А., ГУ МВС України в Донецькій області. Науково-дослідний експертно-криміналістичний центр. Сектор автотехнічної експертизи, м. Донецьк**
17. **Сакно О.П., Донецький інститут автомобільного транспорту**
18. **Тімков О.М., Національний транспортний університет , м. Київ**
19. **Фіненко В.В., Національний транспортний університет , м. Київ**

ПРАВИЛА ПОДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

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

Для публікації наукової статті в редакцію необхідно представити наступні документи:

- **код УДК** (універсальний десятичний класифікатор);
- **анотацію** українською, російською та англійською мовами;
- е**кспертний висновок** про можливість відкритого публікування;
- **витяг із протоколу** засідання кафедри про дозвіл відкритого публікування статті;
- **завірену рецензію** доктора наук;
- **відомості про автора (-ів)** (прізвище, ім'я та по батькові, вчений ступінь, вчене звання, посада, місце роботи, службовий або домашній телефон, адреса або e-mail).

Текст рукопису повинен містити такі розділи, як:

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

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

У журналі друкуються статті українською, російською та англійською мовами.

Вимоги до рукописів

1. **Ініціали та прізвища автора (-ів),** назву статті необхідно представити українською, російською та англійською мовами.

2. **Основні елементи статті** розміщуються у наступній послідовності: код УДК; ініціали та прізвища авторів; повна назва організації, в якій виконані дослідження; назва статті; анотація мовою оригіналу (не більш 80 слів, ширина рядка 130 мм).

3. **Обсяг** наукової статті 5-10 сторінок тексту, які включають таблиці, ілюстрації (4 рисунки дорівнюються 1 сторінці), перелік літератури. Обзорні статті – до 12 сторінок, інформаційні та рекламні – не більше 1 сторінки.

4. **Текст** повинен бути набраний у форматі Word for Windows версії 6.0-8.0.

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

5. **Перелік літератури** виконується згідно ГОСТу 7.1-84 «Библиографическое описание документа. Общие требования и правила составления» та в порядку посилання.

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

7. **Рисунки та графіки** повинні бути пронумеровані в порядку посилання у тексті. Кожний рисунок розміщується в окремому файлі (формати bmp, tif; інші – тільки з дозволу редакції). Підрисуночні підписи з номером рисунка, пишуться на окремому папері.

Кольорові та фонові рисунки не допускаються.

8. **Формули, терміни, одиниці виміру:**

Усі формули повинні бути набрані у редакторі формул **Microsoft Equation 2.0, 3.0.** В 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.

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