

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ, МОЛОДЕЖИ И СПОРТА
АВТОНОМНОЙ РЕСПУБЛИКИ КРЫМ
РЕСПУБЛИКАНСКОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ
«КРЫМСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**УЧЕНЫЕ ЗАПИСКИ
КРЫМСКОГО ИНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА**

Выпуск 36

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Симферополь
2012

*Свидетельство о государственной регистрации печатного средства массовой информации выдано
Государственным комитетом телевидения и радиовещания Украины 12.01.2006 г.
Серия КВ № 10833.*

Сборник включен в перечень научных специальных изданий.
Постановление президиума ВАК Украины № 1-05/2 от 10.03.2010 г.

Редакционная коллегия серии «Технические науки»:

Якубов Ф. Я., доктор технических наук, профессор, ректор Республиканского высшего учебного заведения «Крымский инженерно-педагогический университет» (главный редактор)

Абдулгазис У. А., доктор технических наук, профессор, декан инженерно-технологического факультета Республиканского высшего учебного заведения «Крымский инженерно-педагогический университет» (заместитель главного редактора)

Бабицкий Л. Ф., доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механизации, энергетики и технического сервиса Южного филиала Национального университета биоресурсов и природопользования Украины «Крымский агротехнологический университет»

Подригало М. А., доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой технологии машиностроения и ремонта машин Харьковского национального автомобильно-дорожного университета

Полянский А. С., доктор технических наук, профессор, профессор кафедры технологии машиностроения и ремонта машин Харьковского национального автомобильно-дорожного университета

Шмигальский В. Н., доктор технических наук, профессор, профессор кафедры технологии машиностроения Республиканского высшего учебного заведения «Крымский инженерно-педагогический университет»

Фазылова А. Р. (ответственный редактор)

Печатается по решению Ученого совета Республиканского высшего учебного заведения «Крымский инженерно-педагогический университет». Протокол № 4 от 26.11.2012 г.

Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 36. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2012. – 130 с.

В сборник включены статьи по инженерно-техническим направлениям научно-исследовательской деятельности, подготовленные профессорско-преподавательским составом, научными работниками, аспирантами и студентами Крымского инженерно-педагогического университета, а также других вузов.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов и студентов высших учебных заведений.

Друкується за рішенням Вченої ради Республіканського вищого навчального закладу «Кримський інженерно-педагогічний університет». Протокол № 4 від 26.11.2012 р.

Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Випуск 36. Технічні науки. – Сімферополь : НіЦ КІПУ, 2012. – 130 с.

У збірник вміщено статті з інженерно-технічних напрямів науково-дослідної діяльності, які підготовлені професорсько-викладацьким складом, науковцями, аспірантами, студентами Кримського інженерно-педагогічного університету, а також інших ВНЗ.

Для науковців, викладачів, аспірантів і студентів вищих навчальних закладів.

СОДЕРЖАНИЕ

Раздел 1. АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТА

Абдулгасис У. А., Абдулгасис А. У., Подригало Н. М., Подригало М. А. Метод определения мощности двигателя и КПД трансмиссии на конвейере сборки автомобилей	6
Абдулгасис А. У., Феватов С. А. Моделирование контакта пневматической шины с дорогой	9
Полянский А. С., Дубинин Е. А., Плетнев В. Н. Применение метода парциальных ускорений для оценки устойчивости автомобиля при торможении	17
Подригало М. А., Артемов Н. П., Клец Д. М., Коробко А. И. Определение необходимого числа акселерометров и места их установки при динамических испытаниях мобильных машин	20
Назарько О. А. Экспериментальное исследование устойчивости легкового автомобиля в тяговом режиме движения с помощью датчиков линейного ускорения	26
Мостовая А. Н. Оценка технического уровня классов легковых автомобилей по индексу динамичности	29

Раздел 2. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Линчевский П. А., Новак Г. В., Шрон Л. Б., Богуцкий В. Б., Шрон Б. Л. Повышение износостойкости поверхностей трения формированием частично регулярного микрорельефа	36
Богуцкий В. Б., Шрон Л. Б., Шрон Б. Л., Богуцкий Б. В. Инженерная методика расчета шероховатости шлифованной поверхности	38
Салиев Э. И., Николенко И. В., Гаффарова Э. У. Влияние ремонтпригодности на надежность систем водоснабжения	43
Стреляная Ю. О., Братан С. М., Новиков П. А. Обеспечение стабильности показателей качества поверхностей при чистовом и тонком точении на тяжелых станках	49
Лузан С. А., Горбачевская О. М. Применение методов газотермического напыления покрытий для восстановления изношенных поверхностей трения	53
Хабрат Н. И., Умеров Э. Д., Абдулгасис А. У. Разработка конструкции, испытание и расчет ротационного динамометра для приводов машин с автоматическим управлением	57
Хабрат Н. И., Абибуллаев Э. А., Умеров Э. Д., Сулейманов Э. С. Обоснование конструкции, расчет и испытания цепных передач с повышенными передаточными отношениями	61
Ягьяев Э. Э. Разработка проекта комбинированной солнечно-газогенераторной электростанции	64
Абдулгасис Д. У., Абдулгасис У. А., Мевлют Ш. Т., Умеров Э. Д. Теплофизическая модель эндотермических присадок к СОТС	69

Раздел 3. СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Бабицкий Л. Ф., Соболевский И. В. Совершенствование методов технического обслуживания машинно-тракторного агрегата	73
Бекиров Р. Н. Мощность, потребная на перемешивание и создание однородной смеси рабочей жидкости в резервуарах опрыскивателей	76
Гербер Ю. Б. Обоснование параметров смесителя компонентов комбикорма с тангенциальной подачей воздушного потока	82
Бабицкий Л. Ф., Куклин В. А. Обоснование рациональных параметров катка с повышенной степенью подвижности рабочих органов	86

Раздел 4. ПРОБЛЕМЫ ОХРАНЫ ТРУДА И ЗАЩИТЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Ниметулаева Г. Ш., Шмигальский В. Н. О реализации мероприятий в области охраны труда в Автономной Республике Крым	89
Абильтарова Э. Н., Абитова Ш. Ю. Профилактика несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний – путь к уменьшению производственного травматизма	92
Люманов Э. М., Шмигальский В. Н., Ниметулаева Г. Ш. Формирование законодательной базы Украины по охране труда	98
Бєліков А. С., Пилипенко О. В., Харачих Г. І., Капля О. І. Оцінка показників постійно-діючих рівнів радіації та радіаційних забруднень на співробітників державного підприємства «38 ВІТЧ» відповідно до умов праці	103
Чоботар С. В., Кузнецова Т. А. Визначення показників димоутворювальної здатності матеріалів, що впливають на умови евакуації на пасажирському транспорті під час пожежі	107
Шароватова О. П. Запобігання негативних тенденцій у вітчизняній системі охорони праці	110

Раздел 5. МОДЕЛИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

Яценко Л. Ф. Моделирование волновых явлений в среде Delphi	115
Билялова Л. Р., Казакова Э. В., Ситшаева З. З. Техническая организация автоматизированной системы мониторинга оползневых процессов	121

ПОЗДРАВЛЯЕМ ЮБИЛЯРА

**10 ноября 2012 года исполнилось 75 лет со дня рождения
ФЕВЗИ ЯКУБОВИЧА ЯКУБОВА**
доктора технических наук, профессора, Заслуженного деятеля науки Узбекистана,
Заслуженного работника народного образования Украины,
Лауреата Национальной Премии Украины им. Т. Г. Шевченко, Героя Украины,
заведующего кафедрой технологии машиностроения,
ректора РВУЗ «Крымский инженерно-педагогический университет»



Февзи Якубовича Якубова знают и ценят в научных и общественных кругах Узбекистана, России, Грузии, Украины и других стран. Несколько лет он являлся членом экспертного совета ВАК Украины, часто выступает в качестве оппонента при защитах кандидатских и докторских диссертаций, участвует в работе редакционных коллегий журналов, программных комитетов авторитетных международных конференций.

Как непосредственный руководитель Ф. Я. Якубов подготовил 19 кандидатов и 3 доктора технических наук, составивших научную основу машиностроения УзССР. В 1989 году Ф. Я. Якубову было присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки Узбекистана».

Он удостоен многих наград и званий. Ф. Я. Якубов является почетным доктором Ташкентского технического университета, Таврического национального университета (г. Симферополь), Петрошанского университета (Румыния), Национального технического университета «ХПИ», Запорожского национального технического университета, Лауреатом международного открытого Рейтинга популярности и качества «Золотая Фортуна» 2001 года, Личностью XX столетия по Рейтингу международного библиографического центра (Кембридж), обладателем Золотой Медали им. М. Ф. Семко, почетным профессором кафедры интегрированных технологий им. М. Ф. Семко.

О сути его морали свидетельствует построенный по его идее в знак благодарности узбекскому и украинскому народам и всем, кто проявлял гуманизм к судьбе крымских татар, монумент «Возрождение», удостоенный самой высокой награды страны – Национальной Премии Украины им. Т. Г. Шевченко.

Февзи Якубович Якубов признан коллегами и любим друзьями. В этом реальные предпосылки для дальнейшего развития научной школы термодинамики и синергетики процесса резания материалов.

Коллектив РВУЗ «Крымский инженерно-педагогический университет» и редколлегия научного сборника «Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета» от души поздравляют Февзи Якубовича Якубова с юбилеем и желают ему крепкого здоровья, неиссякаемой энергии, благополучия, успехов во всех начинаниях!

РАЗДЕЛ 1. АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТА

УДК 629.113.004

Абдулгасис У. А., Абдулгасис А. У.,
Подригало Н. М., Подригало М. А.

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ И КПД ТРАНСМИССИИ НА КОНВЕЙЕРЕ СБОРКИ АВТОМОБИЛЕЙ

Представлено опис методу визначення ефективного крутного моменту, ефективної потужності двигуна й ККД трансмісії автомобіля при зборці його на конвеєрі, без установлених ведучих коліс, із приєднаними й відключеними маховими масами.

Ключові слова: ефективний крутний момент, ефективна потужність двигуна, ККД трансмісії, махові маси.

Представлено описание метода определения эффективного крутящего момента, эффективной мощности двигателя и КПД трансмиссии автомобиля при сборке его на конвейере, без установленных ведущих колес, с подсоединенными и отсоединенными маховыми массами.

Ключевые слова: эффективный крутящий момент, эффективная мощность двигателя, КПД трансмиссии, маховые массы.

The exposition of a method of definition of an effective torque, effective power of the drive and efficiency of transmission of the car is presented at its assembly on the pipeline, without the established driving wheels, with connected and detached balance wheel.

Key words: an effective torque, effective power of the drive, efficiency of transmission, balance wheel.

Постановка проблемы. Проведение качественного диагностирования обеспечивает высокую надежность и функциональную стабильность автомобилей в эксплуатации.

Наиболее точно измерение эффективной мощности двигателя и потерь мощности в трансмиссии в настоящее время можно определить на стендах с беговыми барабанами. Однако такие стенды громоздки и имеют высокую стоимость. Бортовые контрольно-диагностические системы устанавливаются не на всех автомобилях. Именно поэтому представляет интерес метод определения указанных диагностических показателей, реализуемый с помощью простых устройств в стационарных условиях. Например, в условиях сборки на конвейере нового автомобиля или после его капитального ремонта.

Анализ последних достижений и публикаций. Использование стендов с беговыми барабанами для определения мощности двигателя и потерь мощности в трансмиссии автомобиля связано с большими организационными и финансовыми проблемами. В работах [1; 2] предложен метод, позволяющий в условиях эксплуатации (даже в тесном гараже) осуществить определение эффективной и индикаторной мощности, эффективного и индикаторного крутящих моментов двигателя, а также потерь мощности в трансмиссии.

Недостатком этого метода является необходимость точного определения момента инерции колеса автомобиля, которое варьируется и зави-

сит от давления воздуха в шине, степени износа протектора и неоднородности материала – резины.

Если проводить измерения в стационарных условиях, например, на конвейере сборки автомобиля, то для идентификации параметров измерений можно использовать маховые массы, момент инерции которых заранее определен.

Целью данного исследования является повышение точности измерения мощности, крутящего момента двигателя и потерь мощности в трансмиссии автомобиля при проведении диагностики. Для достижения поставленной цели необходима разработка метода измерения мощности двигателя и моментов сопротивления в трансмиссии в процессе сборки на заводском конвейере.

Изложение основного материала. Метод диагностирования технического состояния двигателя и трансмиссии автомобиля в эксплуатационных условиях нецелесообразно использовать для определения начальных значений эффективной мощности двигателя, сопротивления в трансмиссии в процессе производства, т. е. на конвейере сборки автомобилей.

В настоящее время многие производители определяют указанные параметры сразу же по окончании сборки автомобилей. Эти параметры фиксируются в электронном виде и являются основой для дальнейшей диагностики и оценки функциональной стабильности машины в процессе эксплуатации.

На рис. 1 приведена принципиальная кинематическая схема стенда для определения мощности двигателя и моментов сопротивления в трансмиссии, установленного на одном из постов в конце конвейера сборки автомобилей.

Отличие этого метода от приведенного в работах [1; 2] заключается в том, что испытания проводят до установки колес на фланцы полуосей ведущих мостов. В этом случае определяют не величину приведенного момента инерции трансмиссии $I_{пр}$, а величину $I_{пр} - I_k$. Во втором цикле испытаний к полуоси подключают маховик 3 с помощью зубчатой муфты 4. Карданный вал 8 позволяет осуществить соединение фланца полуоси с валом стенда при наличии их несоосности.

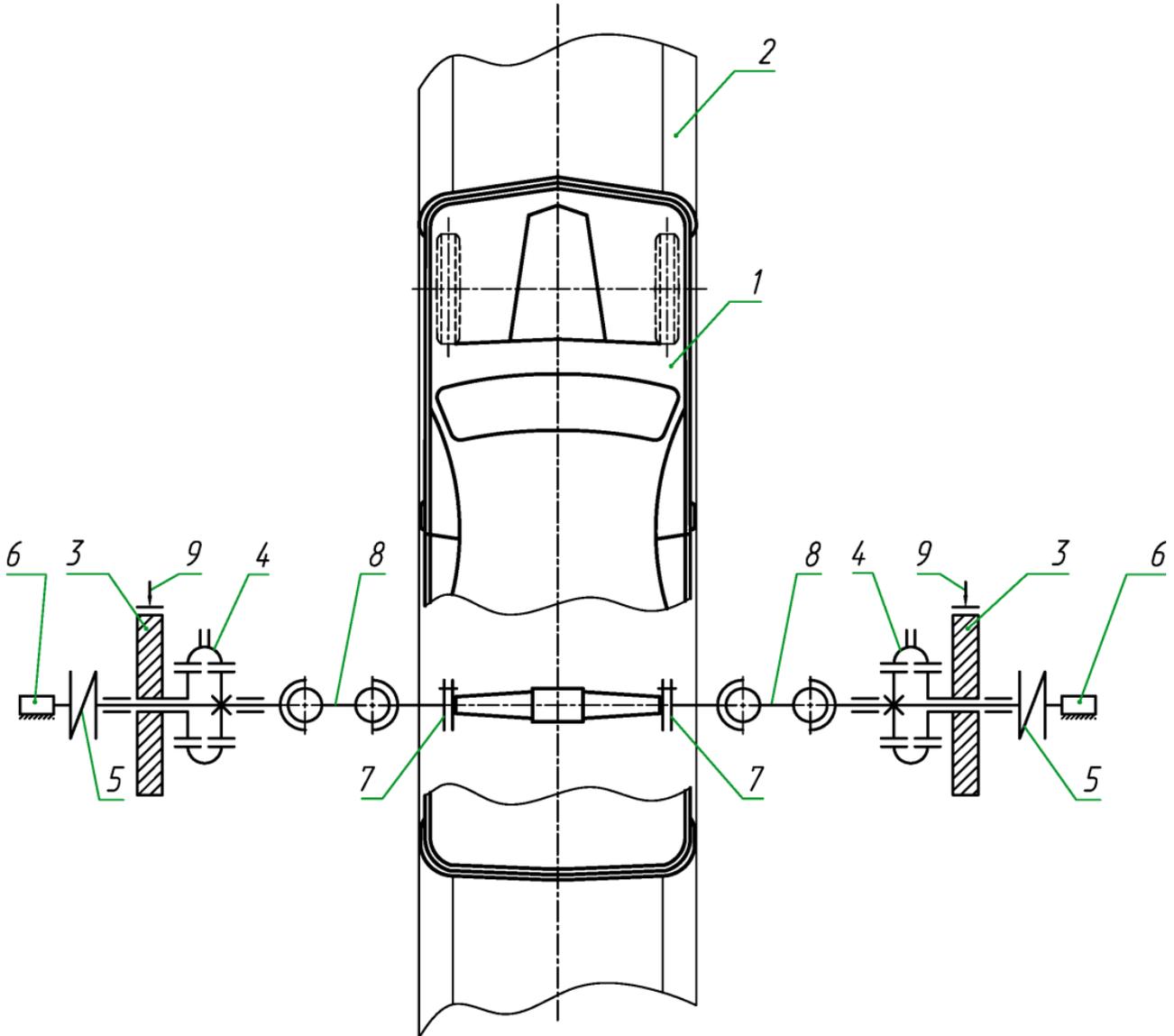


Рис. 1. Кинематическая схема стенда для определения эффективной мощности двигателя и моментов сопротивления в трансмиссии на конвейере сборки автомобилей: 1 – испытываемый автомобиль; 2 – конвейер сборки автомобилей; 3 – маховик; 4 – зубчатая муфта; 5 – упругая муфта; 6 – датчик угловой скорости; 7 – глухая муфта; 8 – карданный вал; 9 – ленточный тормоз.

Предлагаемый метод более точен по сравнению с методом, приведенным в работах [1; 2], поскольку моменты инерции маховиков 3 определены точно и внесены в паспорт стенда.

Для создания равной нагрузки полуосей ведущего моста механизмы стенда выполнены симметрично и подключены к фланцам обеих полуосей. Это дает возможность проводить параллельно два наблюдения, а измерение получать путем усреднения полученных результатов.

Уравнение вращательного движения при выбеге для рассматриваемого случая (рис. 1) имеет вид:

$$(I_{пр} - I_k) \cdot \dot{\omega}_k = -K_0 - K_1 \omega_k, \quad (1)$$

где $I_{пр}$ – приведенный момент инерции трансмиссии автомобиля;

I_k – суммарный момент инерции двух ведущих колес автомобиля;

$\omega_k; \dot{\omega}_k$ – угловая скорость и угловое ускорение взвешенных ведущих колес;

K_0 – момент сопротивления в трансмиссии, обусловленный силами сухого трения и приведенный к ведущим колесам;

K_1 – коэффициент пропорциональности между моментом вязкого (жидкого) трения в трансмиссии, приведенный к ведущим колесам, и угловой скоростью ведущих колес.

Из уравнения (1) определим угловое ускорение полуоси для моментов времени t_1 и t_2 (где $t_2 - t_1 = \Delta t$ – шаг времени). Маховики массы отключены от полуосей

$$\dot{\omega}_{k1}(t_1) = -\frac{K_0}{I_{np} - I_k} - \frac{K_1}{I_{np} - I_k} \omega_{k1}(t_1), \quad (2)$$

$$\dot{\omega}_{k2}(t_2) = -\frac{K_0}{I_{np} - I_k} - \frac{K_1}{I_{np} - I_k} \omega_{k2}(t_2), \quad (3)$$

$$\frac{K_0}{I_{np} - I_k} = \frac{\omega_{k1}(t_1) \cdot \dot{\omega}_{k2}(t_2) - \dot{\omega}_{k1}(t_1) \cdot \omega_{k2}(t_2)}{\omega_{k2}(t_2) - \omega_{k1}(t_1)} = A_1, \quad (4)$$

$$\frac{K_1}{I_{np} - I_k} = \frac{\dot{\omega}_{k1}(t_1) - \dot{\omega}_{k2}(t_2)}{\omega_{k2}(t_2) - \omega_{k1}(t_1)} = A_2. \quad (5)$$

Во втором цикле испытаний к полуосям подключаются маховые массы 3 (рис. 1). По результатам проведения второго цикла испытаний уравнения (2) и (3) примут вид

$$\dot{\omega}'_{k1}(t'_1) = -\frac{K_0}{I_{np} - I_k + 2I_m} - \frac{K_1}{I_{np} - I_k + 2I_m} \omega'_{k1}(t'_1), \quad (6)$$

$$\dot{\omega}'_{k2}(t'_2) = -\frac{K_0}{I_{np} - I_k + 2I_m} - \frac{K_1}{I_{np} - I_k + 2I_m} \omega'_{k2}(t'_2), \quad (7)$$

где I_m – момент инерции маховика.

Решение уравнений (6) и (7) имеем в виде

$$\frac{K_0}{I_{np} - I_k + 2I_m} = \frac{\omega'_{k1}(t'_1) \cdot \dot{\omega}'_{k2}(t'_2) - \dot{\omega}'_{k1}(t'_1) \cdot \omega'_{k2}(t'_2)}{\omega'_{k2}(t'_2) - \omega'_{k1}(t'_1)} = B_1, \quad (8)$$

$$\frac{K_1}{I_{np} - I_k + 2I_m} = \frac{\dot{\omega}'_{k1}(t'_1) - \dot{\omega}'_{k2}(t'_2)}{\omega'_{k2}(t'_2) - \omega'_{k1}(t'_1)} = B_2. \quad (9)$$

В уравнениях (2), (3), (6), (7) введем обозначения

$$\begin{cases} \frac{K_0}{I_{np} - I_k} = A_1; \\ \frac{K_1}{I_{np} - I_k} = A_2; \end{cases} \quad (10)$$

и

$$\begin{cases} \frac{K_0}{I_{np} - I_k + 2I_m} = B_1; \\ \frac{K_1}{I_{np} - I_k + 2I_m} = B_2. \end{cases} \quad (11)$$

Решение систем уравнений (10) и (11) имеем в следующем виде:

$$I_{np} - I_k = \frac{2I_m}{\frac{A_1}{B_1} - 1}; \quad (12)$$

$$K_0 = \frac{2I_m}{\frac{1}{B_1} - \frac{1}{A_1}}; \quad (13)$$

$$K_1 = A_2(I_{np} - I_k) = \frac{2I_m A_2}{\frac{A_1}{B_1} - 1}. \quad (14)$$

Для определение эффективных крутящего момента и мощности двигателя при осуществлении быстрого разгона двигателя (при максимальной подаче топлива) необходимо использовать следующие зависимости:

$$M_e = \frac{(I_{np} - I_k)\dot{\omega}_k + K_0 + K_1\omega_k}{u_0 u_k}, \quad (15)$$

$$N_e = M_e \omega_e = M_e \omega_k u_0 u_k = (I_{np} - I_k)\dot{\omega}_k \omega_k + K_0 \omega_k + K_1 \omega_k^2, \quad (16)$$

где M_e – эффективный крутящий момент двигателя;

N_e – мощность двигателя;

u_0 – передаточное число главной передачи;

u_k – передаточное число коробки передач.

Коэффициент полезного действия трансмиссии определяется следующим образом:

$$\eta_{np} = \frac{I_{np} \dot{\omega}_k}{I_{np} \dot{\omega}_k + K_0 + K_1 \omega_k} = \frac{1}{1 + \frac{K_0 + K_1 \omega_k}{I_{np} \dot{\omega}_k}}. \quad (17)$$

Вывод. Предложенный метод позволяет повысить точность измерения мощности двигателя и КПД трансмиссии при проведении диагностики автомобилей в стационарных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метод диагностирования технического состояния двигателя и трансмиссии / [У. Абдулгасис, А. Абдулгасис, М. Подригало, А. Полянский, Н. Подригало] // MOTROL commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and argy-food industry machinery. – Vol. 14. – № 1. – Lublin – Simferopol – Mykolayiv – Kiev – Lviv – Rzeszow, 2012. – P. 37–42.
2. Пат. 69235 Україна, МПК (2012.01) G 01 L 3/24 (2006/01) G 01 M 17/00 Спосіб визначення ефективного крутного моменту та ефективної потужності двигуна автомобіля / Н. М. Подригало, В. М. Плетньов, У. А. Абдулгасис, А. У. Абдулгасис, О. С. Полянський, М. А. Подригало. – № u2001111448 ; заявл. 28.09.2011 ; опубл. 25.04.2012. Бюл. № 8.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ С ДОРОГОЙ

Отримана математична модель контакту пневматичної шини колеса автомобіля з дорогою, що дозволяє здійснювати розрахунок дотичного коефіцієнта зчеплення з дорогою.

Ключові слова: пневматичні шини, дотичний коефіцієнт зчеплення колеса автомобіля з дорогою, буксування, крутний момент.

Получена математическая модель контакта пневматической шины колеса автомобиля с дорогой, позволяющая осуществлять расчет касательного коэффициента сцепления с дорогой.

Ключевые слова: пневматические шины, касательный коэффициент сцепления колеса автомобиля с дорогой, буксование, крутящий момент.

Received the mathematical model of tire contact with the road wheels of the car, which allows working shear coefficient of grip.

Key words: pneumatic tires tangent friction coefficient road wheels to the road, slipping, torque.

Постановка проблеми. Сцепление пневматической шины с дорогой определяет тягово-скоростные, тормозные свойства, а также управляемость и устойчивость автомобилей.

Анализ последних достижений и публикаций. Исследованию контакта пневматической шины с дорогой посвящено значительное количество научных работ [1–10]. Круг Камма [1] широко использовался в работах Е. А. Чудакова [2], Я. М. Певзнера [3] и многих других авторов при исследовании устойчивости и управляемости колесных экипажей.

Дальнейшим развитием круговой диаграммы (Круга Камма) является функция нагружения, использованная И. А. Бережным для решения задач движения колесного экипажа [4].

Представляет интерес феноменологический подход, предложенный М. А. Левиным и Н. А. Фуфаевым для исследования качения деформируемого колеса [5]. Сущность феноменологического подхода к любому явлению или предмету состоит в том, что предмет изучения представляется в виде некоего «черного ящика», поведение и свойства которого определяются его внешними характеристиками [5]. Задача исследования заключается в том, чтобы при помощи феноменологического подхода отыскать виды указанных характеристик, причем внутренние связи и структура «черного ящика» остаются вне рассмотрения [5].

Если группу переменных, входящих во внешние характеристики исследуемого объекта, можно разделить на входные и выходные, тогда задача сводится к установлению связи между «выходом» и «входом». Результатом такого подхода при экспериментальных исследованиях явилось получение так называемых $\varphi_x - s_x$ диаграмм [6; 7] (рис. 1).

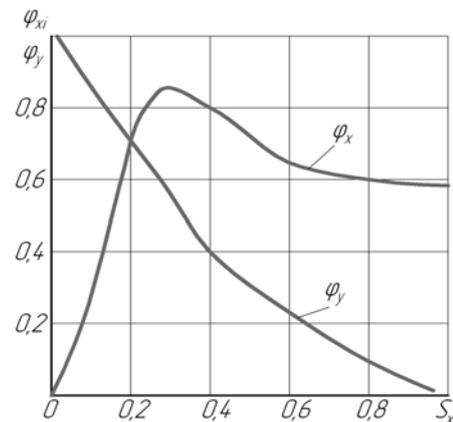


Рис. 1. Частная зависимость коэффициента сцепления от коэффициента относительного проскальзывания колеса: φ_x – продольный (касательный) коэффициент сцепления; φ_y – боковой коэффициент сцепления; s_x – относительное проскальзывание.

На рис. 1 относительное проскальзывание s_x определяется по следующей зависимости:

$$s_x = 1 - \frac{\omega_k \times r_d}{V_0}, \quad (1)$$

где V_0 – линейная скорость оси колеса;

ω_k – угловая скорость колеса;

r_d – динамический радиус колеса.

В тормозном режиме относительное проскальзывание определяется следующим образом:

$$s_x = 1 - \frac{V_0}{\omega_k \times r_d}. \quad (2)$$

Давление в контакте шины с дорогой исследовано в работе [8]. Получены зависимости для расчета контактных давлений и графики, иллюстрирующие их распределение по площади контакта; зависимость коэффициента сцепления колеса с сухим твердым покрытием от геометрических и физических параметров дороги, а также от характеристик резины и среднего удельного давления по выступам резины:

$$\varphi \approx 2,14(r_n \times i_n)^{2/3} \frac{E_a - R_k(T_0 + c\sqrt{V}) \lg \frac{V_0^*}{V}}{E_n^{2/3}(q_{cp})^{1/3}} \xi + 0,0658 \times \psi \times k_{np} \left(\frac{1}{r_n \times i_n}\right)^{2/3} \times \left(\frac{q_{cp}}{E_n}\right)^{1/3}, \quad (3)$$

где r_n – радиус закруглений вершины неровностей;

i_n – плотность неровностей;

q_{cp} – среднее контактное давление по выступам рисунка протектора;

ξ – эмпирический коэффициент, зависящий от состава резины протектора;

ψ – коэффициент относительного внутреннего трения резины;

c, V_0^* – постоянные (в соответствии с рекомендациями А. Шалламаха [8] $c \approx 5$ град $\sqrt{\frac{c}{\text{см}}}$, $V_0 = 10^{13}$ см/с);

E_a – энергия активации молекул резины (в соответствии с рекомендациями А. Шалламаха [8] для шероховатых покрытий $E_a \approx 16160$ кал/моль);

R_k – постоянная Клайперона;

T_0 – температура окружающей среды;

V – скорость скольжения контакта шины;

E_n – модуль упругости резины протектора;

K_{np} – коэффициент насыщенности рисунка протектора в продольной плоскости колеса.

Расчеты, проведенные в работе [8], показали, что влияние гистерезисных потерь на коэффициент сцепления при большом коэффициенте трения резины (на сухих ровных покрытиях) мало и составляет не более 6%. Таким образом, для расчета коэффициента сцепления шины с сухим твердым покрытием выражение (3) можно упростить [8]:

$$\varphi \approx 2,14(r_n \times i_n)^{2/3} \times \xi \frac{E_a - R_k(T_0 + c\sqrt{V}) \lg \frac{V_0^*}{V}}{E_n^{2/3}(q_{cp})^{1/3}}. \quad (4)$$

Однако при уменьшении коэффициента трения (на ледяной или снежной дороге) влияние составляющей гистерезисных потерь может превышать 30% [8], и в этом случае для расчета коэффициента сцепления φ необходимо использовать формулу (3).

Формулы (3) и (4) сложны для практических расчетов, поскольку содержат величины, трудноопределимые в эксплуатационных условиях. В указанных зависимостях четко не просматривается влияние нормальной нагрузки и жесткости шины на величину коэффициента сцепления. В работе [9] определена взаимосвязь между указанными параметрами и коэффициентом продольного упругого скольжения шины для различных режимов движения одинарного и двойного колес. Однако в работе [9] не рассматривалось использование предложенной модели для

определения коэффициента сцепления колеса с дорогой. Эта задача решалась в работе [11], где рассматривался случай определения бокового коэффициента сцепления φ_y неподвижного колеса автомобиля.

Цель работы – получение математической модели контакта пневматической шины колеса автомобиля с дорогой, позволяющей осуществлять расчет касательного (продольного) коэффициента сцепления с дорогой. Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

- определить зависимость максимального продольного коэффициента сцепления колеса автомобиля с дорогой от нормальной нагрузки и радиальной жесткости шины;
- определить связь между продольным коэффициентом сцепления и относительным продольным буксованием при нагружении колеса крутящим моментом.

Изложение основного материала.

Определение зависимости максимального коэффициента сцепления колеса с дорогой от радиальной деформации шин. В работах [9; 11] использовалась схема статического нагружения неподвижного колеса автомобиля в продольной плоскости (рис. 2). В указанных работах определены вертикальная (нормальная) q_z и горизонтальная q_x составляющие погонной силы упругости q_β шины (рис. 2):

$$q_z = C_z \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \frac{\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}; \quad (5)$$

$$q_x = C_z \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \frac{\operatorname{tg} \beta \left(\frac{\cos \beta}{\cos \frac{\alpha}{2}} - 1 \right)}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}, \quad (6)$$

где C_z – радиальная жесткость шины;

α – центральный угол окружности радиусом $r_{св}$, соответствующий теоретической длине пятна контакта $L_{КТ}$ (рис. 2);

q – текущее значение угловой координаты рассматриваемого элемента пятна контакта в точке C (рис. 2).

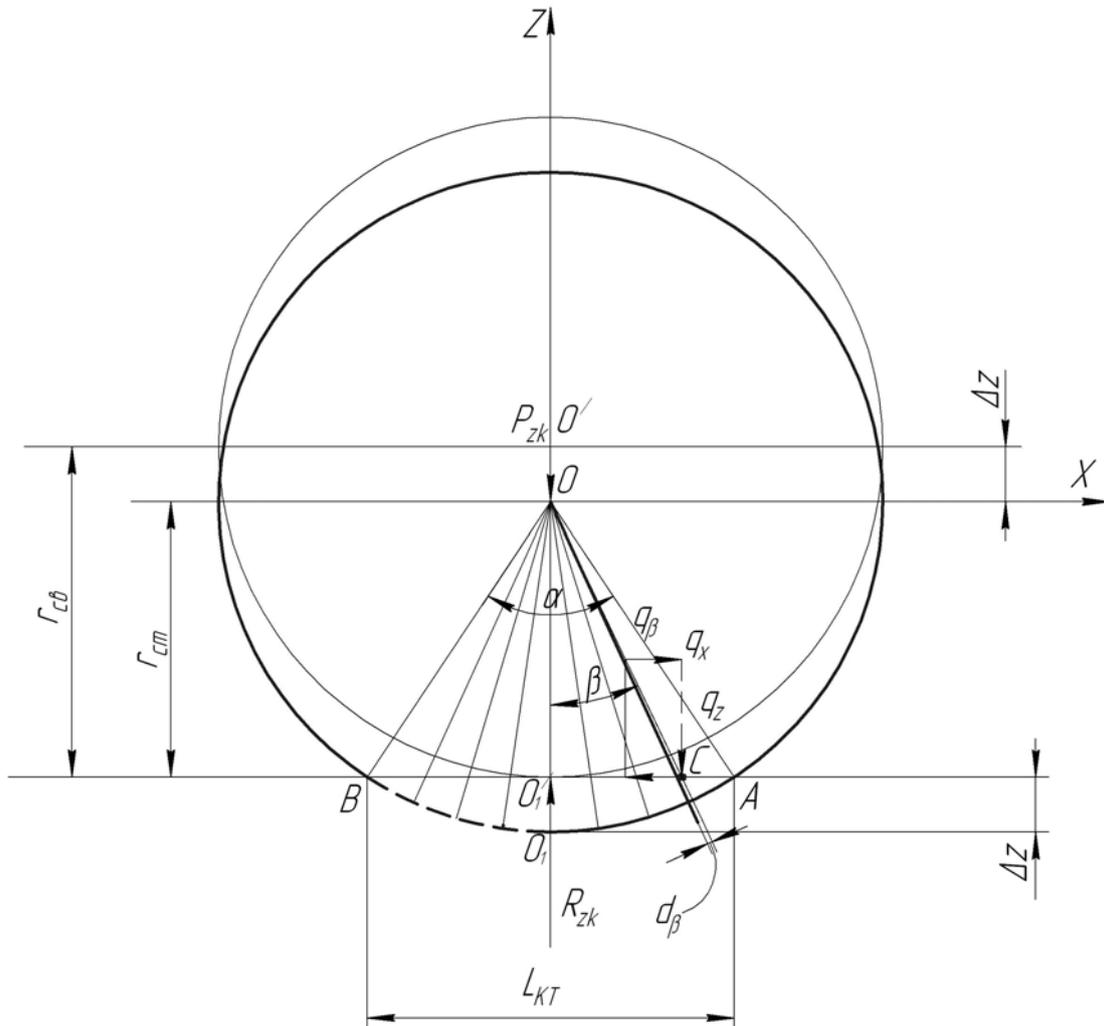


Рис. 2. Схема статического нагружения неподвижного колеса автомобиля в продольной плоскости [9; 11].

Выражения (5) и (6) можно представить в следующем виде:

$$q_z = C_z F(\alpha); \quad (7)$$

$$q_x = C_z F(\alpha) \times \operatorname{tg} \beta, \quad (8)$$

где $F(\alpha)$ – некоторая безразмерная функция от угла α , характеризующего радиальную деформацию шины Δz ,

$$\Delta z = r_{cb} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right). \quad (9)$$

Сравнивая выражения (7) и (8), можно сделать выводы о том, что

$$q_x = q_z \times \operatorname{tg} \beta. \quad (10)$$

Коэффициент сцепления колеса с дорогой определяется предельным моментом по сцеплению M_ϕ , который создается трением в пятне контакта неподвижного колеса с дорогой при известной нормальной нагрузке на колесо P_{zk} .

Противостоять действующему извне на колесо крутящему моменту M_k могут те элементы пятна контакта, которые имеют запас по сцеплению, т. е. в которых выполняется неравенство

$$\mu q_z > q_x, \quad (11)$$

где μ – коэффициент трения резины в контакте с дорогой.

В таком случае элементарный момент по сцеплению dM_ϕ , создаваемый в точке C (рис. 2), будет равен

$$dM_\phi = (\mu q_z - q_x) \times r \times r_d d\beta, \quad (12)$$

где r – текущее значение линейной координаты (длина радиуса – вектора) рассматриваемого элемента пятна контакта в точке C (рис. 2),

$$r = r_{cb} \cdot \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta}; \quad (13)$$

r_{cb} – свободный радиус колеса (рис. 2);

r_d – динамический радиус колеса (рис. 2);

$$r_d = r_{cb} \times \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (14)$$

Выражение (12), после подстановки в него (10), (13) и (14), примет вид

$$dM_\phi = q_z (\mu - \operatorname{tg} \beta) \times r_{cb}^2 \times \frac{\cos^2 \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} d\beta. \quad (15)$$

Величина $dM_\phi > 0$ при $\operatorname{tg} \beta < \mu$. В этом случае элемент пятна контакта способен дополнительно воспринимать касательную нагрузку, создаваемую внешним крутящим моментом M_k . Ес-

ли выделить в окрестностях вертикальной оси OZ зону, в которой будет восприниматься нагрузка от внешнего крутящего момента M_{κ} , то угловая координата этой зоны будет равна

$$\frac{\alpha_0}{2} = \operatorname{arctg} \mu \quad (16)$$

или $\alpha_0 = 2 \operatorname{arctg} \mu$. (17)

Очевидно, что может быть два варианта: $\alpha_0 < \alpha$ и $\alpha_0 \geq \alpha$. В первом случае в пятне кон-

такта будут зоны, в которых скольжение отсутствует ($\beta < \frac{\alpha_0}{2}$), и зоны скольжения ($\beta \geq \frac{\alpha_0}{2}$).

Во втором случае зоны скольжения отсутствуют [9; 11].

Таким образом, интегрируя уравнение (15), определим момент по сцеплению M_{ϕ} , создаваемый в пятне контакта шины с дорогой:

$$M_{\phi} = C_z \cdot r_{\text{св}}^2 \cos \frac{\alpha}{2} \frac{1 - \cos \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha_0}{2}}^{+\frac{\alpha_0}{2}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} \right) (\mu - \operatorname{tg} \beta) d\beta \quad \text{при } \alpha_0 < \alpha \quad (18)$$

и
$$M_{\phi} = C_z \cdot r_{\text{св}}^2 \cos \frac{\alpha}{2} \frac{1 - \cos \frac{\alpha}{2}}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta} \right) (\mu - \operatorname{tg} \beta) d\beta \quad \text{при } \alpha_0 \geq \alpha. \quad (19)$$

Определим условие получения $\alpha_0 < \alpha$.

Учитывая соотношение (17), получим

$$2 \operatorname{arctg} \mu < \alpha. \quad (20)$$

Из выражения (9) определим

$$\alpha = 2 \operatorname{arccos} \left(1 - \frac{\Delta z}{z_{\text{св}}} \right). \quad (21)$$

Учитывая, что

$$\Delta z = \frac{P_{zk}}{C_z}, \quad (22)$$

после подстановки (22) и (21) в (20) получим

$$\operatorname{arctg} \mu < \operatorname{arccos} \left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z \cdot r_{\text{св}}} \right), \quad (23)$$

где P_{zk} – нормальная сила, действующая на колесо.

Перейдя от обратных тригонометрических функций к алгебраическому неравенству, получим

$$\mu < \left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z \times r_{\text{св}}} \right) \frac{\sqrt{1 - \left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z \times r_{\text{св}}} \right)^2}}{2 \left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z \times r_{\text{св}}} \right)^2 - 1}. \quad (24)$$

При выполнении условий (24) существуют зоны скольжения в пятне контакта, и следует определять μ_{ϕ} из уравнения (18). Если условие (24) не выполняется, то нужно использовать уравнение (19).

Пределы интегрирования в уравнении (18) находим из условия (16) и уравнения

$$\mu = \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} = \frac{\sin \frac{\alpha_0}{2}}{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\alpha_0}{2}}} = \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \frac{\alpha_0}{2}}}{\cos \frac{\alpha_0}{2}}, \quad (25)$$

откуда определим

$$\sin \frac{\alpha_0}{2} = \operatorname{sinarctg} \mu = \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}}, \quad (26)$$

$$\cos \frac{\alpha_0}{2} = \operatorname{arccos} \mu = \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}}. \quad (27)$$

Интегрируя уравнения (18) и (19) с постановкой соответствующих пределов, получим

$$M_{\phi} = \begin{cases} C_z \mu \times r_{\text{св}}^2 \cos \frac{\alpha}{2} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) \frac{2 \operatorname{arctg} \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1 + \mu^2} + \mu}{\sqrt{1 + \mu^2} - \mu} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} & \text{– при } \alpha_0 < \alpha (28); \\ C_z \times \mu \times r_{\text{св}}^2 \cos \frac{\alpha}{2} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) & \text{– при } \alpha_0 \geq \alpha (29); \end{cases}$$

Максимальное значение касательного коэффициента сцепления колеса с дорогой выражается так:

$$\varphi_{x\max} = \frac{M_\varphi}{P_{zk} \times r_d}. \quad (30)$$

С учетом соотношений (9), (14) и (22) выражение (30) примет вид

$$\varphi_{x\max} = \frac{M_\varphi}{C_z \times r_{cb}^2 \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (31)$$

Таким образом, после подстановки выражений (28) и (29) в (31) получим

$$M_\varphi = \begin{cases} \mu \frac{2 \arctg \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1+\mu^2+\mu}}{\sqrt{1+\mu^2-\mu}} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} - \text{при } \alpha_0 < \alpha \quad (32); \\ \mu & - \text{при } \alpha_0 \geq \alpha \quad (33). \end{cases}$$

Анализируя полученные выражения, можно сделать выводы о том, что максимальное значение касательного коэффициента сцепления $\varphi_{x\max}$ колеса автомобиля с дорогой зависит только от коэффициента трения материала шины о дорожную поверхность, а также – от угла α , характеризующего радиальную деформацию шины. Полу-

ченная зависимость проще зависимостей, известных ранее. На рис. 3 приведены зависимости $\varphi_{x\max}(\alpha)$.

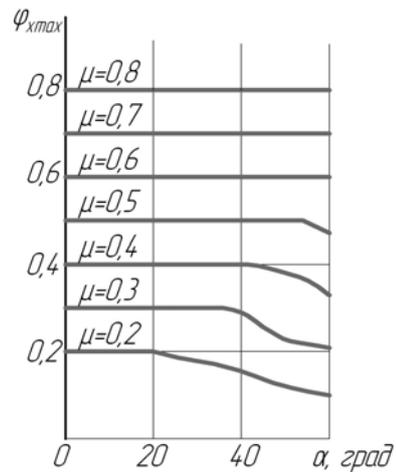


Рис. 3. Зависимость $\varphi_{x\max} = \varphi_{x\max}(\alpha)$ при различных значениях μ .

Анализ графиков, приведенных на рис. 3, показывает, что увеличение угла α влияет на резкое снижение $\varphi_{x\max}$ при $\mu \leq 0,5$. При $\mu > 0,5$ величина $\varphi_{x\max}$ не зависит от величины угла α .

Определение зависимости продольного коэффициента сцепления от относительного буксования. В работе [9] получена зависимость для определения условного упругого буксования в пятне контакта ведущего колеса с дорогой:

$$S_x^{усл} = 1 - \left(1 - \frac{M_k \cos \frac{\alpha}{2}}{2r_{cb} EF} \right) \frac{\cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} + 0,5\mu \left(\ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha + \mu \frac{P_{zk} \sin \frac{\alpha}{2}}{EF} \right), \quad (34)$$

где E – модуль упругости материала шины;

F – площадь поперечного сечения ленты, являющаяся физической моделью периферийной части шины [9].

Выражение (34) разрешим относительно M_k

$$M_k = \frac{2r_{cb} EF}{\cos \frac{\alpha}{2}} \left\{ 1 - \frac{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{\cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha} \left[1 - S_x^{усл} + 0,5\mu \left(\ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha + \mu \frac{P_{zk} \sin \frac{\alpha}{2}}{EF} \right) \right] \right\}. \quad (35)$$

Уравнение (35) можно представить в виде

$$M_k = \frac{2r_{cb} EF}{\cos \frac{\alpha}{2}} (S_x^{усл} + A - 1 - B), \quad (36)$$

где

$$A = \frac{\cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} \quad (37)$$

$$B = 0,5\mu \left(\ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha + \mu \frac{P_{zk}}{EF} \sin \frac{\alpha}{2} \right). \quad (38)$$

Из условия равномерного движения качения (рис. 4) определим уравнение статического равновесия колеса

$$R_{zk} \cdot r_{\text{д}} = M_k - M_f, \quad (39)$$

где M_f – момент сопротивления качению колеса,

$$M_f = R_{zk} \cdot f \cdot r_{\text{д}} = R_{zk} \cdot f \cdot r_{\text{св}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}, \quad (40)$$

R_{zk} – нормальная реакция дороги на колесо.

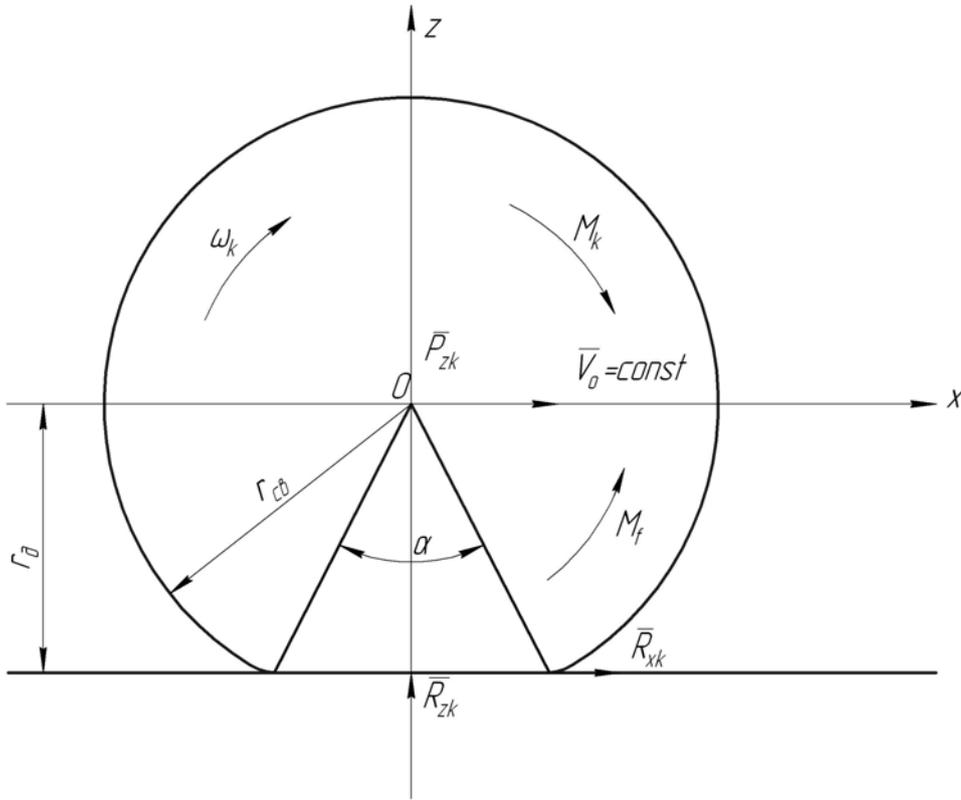


Рис. 4. Схема сил, действующих на равномерно катящееся колесо.

Выражение (39) преобразуем к виду

$$M_{\varphi} = M_k - M_f = \varphi_x \cdot R_{zk} \cdot r_{\text{св}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (41)$$

Подставляя выражение (36) в уравнение (41), получим с учетом (40)

$$M_{\varphi} = \frac{2r_{\text{св}}EF}{\cos \frac{\alpha}{2}} S_x^{\text{усл}} - \frac{2r_{\text{св}}EF}{A \times \cos \frac{\alpha}{2}} (1 + B - A) - R_{zk} f \cdot r_{\text{св}} \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (42)$$

или

$$\varphi_x \cdot R_{zk} \cdot r_{\text{св}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{2r_{\text{св}} \cdot EF}{A \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} S_x^{\text{усл}} - \frac{2r_{\text{св}} \cdot EF}{A \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} (1 + B - A) - R_{zk} f \cdot r_{\text{св}} \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (43)$$

Учитывая, что $R_{zk} = P_{zk}$, разделим правую и левую часть (43) на $P_{zk} \cdot r_{\text{св}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$:

$$\varphi_x = \frac{2EF}{AP_{zk} \cos^2 \frac{\alpha}{2}} S_x^{\text{усл}} - \frac{2EF}{A \cdot P_{zk} \cos^2 \frac{\alpha}{2}} (1 + B - A) - f. \quad (44)$$

Экспериментально доказано [6; 7], что продольный коэффициент сцепления ϕ_x пропорционален $S_x^{y_{сл}}$. Это означает, что

$$f = \frac{2EF}{AP_{zk} \cos^2 \frac{\alpha}{2}} (1 - B - A). \quad (45)$$

Подставляя выражения (37) и (38) в (45) и (46), окончательно получим

$$f = \frac{2EF}{P_{zk} \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \left\{ 1 - \left[1 + 0,5\mu \left(\ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha + \mu \frac{P_{zk}}{EF} \sin \frac{\alpha}{2} \right) \right] \times \frac{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{\cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha} \right\}; \quad (47)$$

$$\phi_x = \frac{2EF}{P_{zk} \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{\cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha} S_x^{y_{сл}}. \quad (48)$$

Зависимость (48) позволяет моделировать $\phi_x - S_x$ диаграмму в докритической зоне ($S_x^{y_{сл}} \leq S_{xкр}$). На рис. 5 для примера приведен график, иллюстрирующий зависимость (48).

В докритической зоне буксование является условным или псевдобуксованием, поскольку в пятне контакта с дорогой есть точки, скорости которых равны нулю. Поэтому при $S_x \leq S_{xкр}$ величина буксования является условной, т. е. $S_x^{y_{сл}}$. В закритической зоне ($S_x > S_{xкр}$) проявляются дру-

Тогда

$$\phi_x = \frac{2EF}{AP_{zk} \cos^2 \frac{\alpha}{2}} - S_x^{y_{сл}}. \quad (46)$$

гие законы, характер которых зависит от коэффициента трения шины и дороги при полном относительном скольжении. Эта зона для противобуксовочных устройств является нерабочей.

Из условий $\phi_x = \phi_{x\max}$ определим критическое буксование колеса $S_{xкр}$ путем приравнивания правых частей уравнений (32) и (48), (33) и (40).

Преобразовав полученные результаты с учетом соотношений (9) и (22), окончательно определим:

$$S_{xкр} = \begin{cases} \mu \frac{C_x r_{св} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cos^2 \frac{\alpha}{2}}{2EF} \times \frac{\left[\cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| - \sin \alpha \right] \left[2 \arctg \mu - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{\sqrt{1 + \mu^2 + \mu}}{\sqrt{1 + \mu^2 - \mu}} \right| \right]}{\left[\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right| \right]^2} & \text{— при } \alpha_0 < \alpha \quad (49) \\ \mu \frac{C_x r_{св} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) \cos^2 \frac{\alpha}{2}}{2EF} \times \frac{\cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|}{\alpha - \cos \frac{\alpha}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha}{2}} \right|} & \text{— при } \alpha_0 \geq \alpha \quad (50). \end{cases}$$

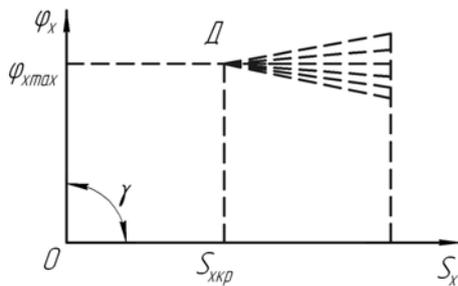


Рис. 5. График, иллюстрирующий зависимость (48).

Зависимости (41) и (42) позволяют определить величину критического буксования на $\varphi_x - S_x$ диаграмме.

На рис. 6 приведена зависимость продольного коэффициента сцепления от угла α , характеризующего радиальную деформацию шины.

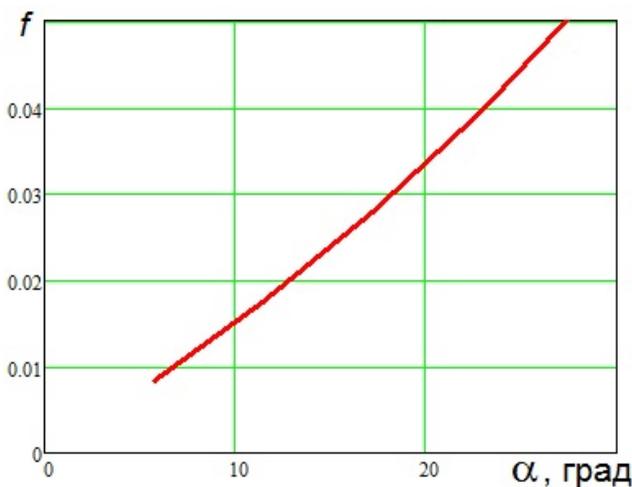


Рис. 6. Зависимость продольного коэффициента сцепления от угла α , характеризующего радиальную деформацию шины.

На рис. 7 приведена зависимость продольного коэффициента сцепления от относительного буксования при различных значениях угла α .

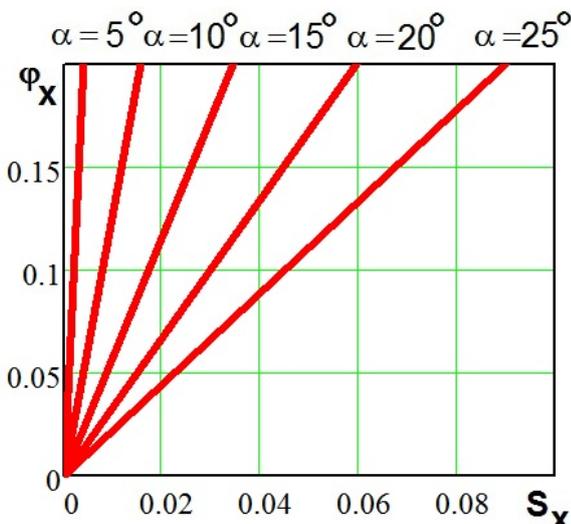


Рис. 7. Зависимость продольного коэффициента сцепления от относительного буксования при различных значениях угла α .

Выводы.

1. В известных научных исследованиях не были получены удобные для практических расчетов зависимости для определения касательного коэффициента сцепления φ_x , его максимальное значение $\varphi_{x\max}$ и критического буксования $S_{x\text{кр}}$.

2. Анализ полученных выражений для расчета $\varphi_{x\max}$ показал, что указанный показатель зависит от коэффициента трения материала шины о дорожную поверхность, а также от угла α , характеризующего радиальную деформацию шины.

3. Определено, что при $\mu > 0,5$ величина $\varphi_{x\max} = \mu$, а при $\mu \leq 0,5$ с увеличением угла α происходит резкое снижение $\varphi_{x\max}$.

4. Полученные зависимости для определения $\varphi_{x\max}$, φ_x и $S_{x\text{кр}}$ позволяют определить $\varphi_x - S_x$ диаграммы, характеризующие сцепление колеса автомобиля с твердой опорной поверхностью. Эти результаты могут быть полезны при проектировании противобуксовочных устройств автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kamm W. Kraftwagen und StKabe in ihres Wechsel wirpung (Motor Vehicle and Road in theis Ynternation); VDY – Verlad, Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934. – 252 с.
2. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля против заноса / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1949. – 143 с.
3. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля / Я. М. Певзнер. – М. : Машгиз, 1947. – 156 с.
4. Бережной И. А. О применении функции нагружения в некоторых задачах движения экипажа / И. А. Бережной // Механика твердого тела. Инженерный журнал. № 5. – М. : Наука, 1967. – С. 47–49.
5. Левин М. А. Теория качения деформируемого колеса / М. А. Левин, Н. А. Фуфаев. – М. : Наука, 1989. – 272 с.
6. Петров М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М. А. Петров. – Омск : Западносибирское книжное издательство, Омское отделение, 1973. – 224 с.
7. Гуревич Л. В. Тормозные управления автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1978. – 151 с.
8. Работа автомобильной шины / под ред. В. И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
9. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / [У. А. Абдулгасис, А. У. Абдулгасис, Д. М. Клец, М. А. Подригало] ; под ред. У. А. Абдулгасиса. – Симферополь : ДИАЙПИ, 2010. – 208 с.
10. Механика шины / [В. А. Перегон, В. А. Карненко, Л. П. Гречко, Ю. П. Макеев, А. А. Загородний, А. Н. Левченко]. – Харьков : ХНАДУ, 2011. – 404 с.
11. Оценка устойчивости неподвижного автомобильного колеса против бокового скольжения / [У. А. Абдулгасис, А. У. Абдулгасис, М. А. Подригало, Д. М. Клец, О. А. Назарько] // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск 27. Технические науки. – Симферополь : НИЦ КИПУ, 2011. – С. 53–59.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Отриманий метод, що дозволяє проводити оцінку курсової стійкості багатовісного автомобіля при гальмуванні та діагностувати його гальмівне керування. Отримані результати можуть бути використані для забезпечення безпеки руху багатовісних автомобілів в умовах підприємств-виробників та сервісних станцій.

Ключові слова: *автомобіль, стійкість, безпека, гальмування.*

Получен метод, позволяющий проводить оценку курсовой устойчивости многоосного автомобиля при торможении и диагностировать его тормозное управление. Полученные результаты могут быть использованы для обеспечения безопасности движения многоосных автомобилей в условиях предприятий-изготовителей и сервисных станций.

Ключевые слова: *автомобиль, устойчивость, безопасность, торможение.*

The method which allowing to conduct the estimation of course stability of vehicles at braking and diagnose its brake management is got. The got results can be drawn for providing of vehicles motion safety in the conditions of enterprises-manufacturers and the service stations.

Key words: *car, stability, safety, braking.*

Постановка проблемы. Устойчивость автомобиля при торможении является важным свойством, определяющим безопасность дорожного движения. На показатели устойчивости автомобиля при торможении оказывает влияние значительное количество факторов, в том числе весовые и геометрические параметры автомобиля, распределение тормозных сил между его осями, коэффициент сцепления колес с дорогой, надежность тормозного управления.

Анализ последних достижений и публикаций. Оценке устойчивости автомобилей при торможении посвящено значительное количество научных исследований [1–6]. Торможению и оценке устойчивости при торможении многоосных автомобилей посвящены работы [2; 6]. Однако в указанных работах при оценке показателей устойчивости автомобилей при торможении не учитывалась надежность тормозного управления и его техническое состояние.

Учесть влияние технического состояния тормозного управления и работоспособности его элементов на устойчивость движения автомобилей позволит использование метода парциальных ускорений применительно к описанию кругового движения машины в плоскости дороги [7–9].

Целью данного исследования является улучшение курсовой устойчивости автомобилей при торможении и повышение безопасности движения за счет совершенствования методов диагностирования тормозного управления. Для достижения указанной цели необходимо решить задачу определения углового ускорения автомобиля в плоскости дороги при торможении с работоспособными и отказавшими элементами (тормозами на осях) тормозного управления.

Изложение основного материала.

Определение общего и парциальных угловых ускорений автомобиля при торможении. Для решения поставленной задачи рассмотрим схему сил, действующих на многоосный автомобиль при торможении (рис. 1).

Рассмотрение многоосного автомобиля позволяет решить поставленную задачу в наиболее общем виде. Решив ее в общем виде, легко в дальнейшем перейти к моделям двух- и трехосных автомобилей. Занос автомобиля проявляется при появлении углового ускорения $\dot{\omega}_z$ в плоскости дороги. В подвижной системе координат $XOYZ$ (рис. 1) управление вращательного движения автомобиля имеет вид:

$$I_{zc} \cdot \dot{\omega}_z = \sum_{i=1}^k R_{\delta i} \cdot a_i + \sum_{i=1}^m R_{\delta i} \cdot b_i = \sum_{i=1}^n R_{\delta i} \cdot x_i, \quad (1)$$

где a_i – координата i -ой оси, расположенной впереди проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость ($a_i > 0$);

b_i – координата i -ой оси, расположенной сзади проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость ($b_i < 0$);

k – число осей автомобиля, координаты которых $a_i = x_i > 0$;

m – число осей автомобиля, координаты которых $b_i = x_i < 0$;

n – общее число осей автомобиля, $n = m + k$;

$R_{\delta i}$ – боковая реакция дороги на i -ой оси автомобиля;
 I_{zc} – центральный момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси

$$I_{zc} = m_a \cdot i_z^2, \quad (2)$$

m_a – общая масса автомобиля;

i_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси OZ .

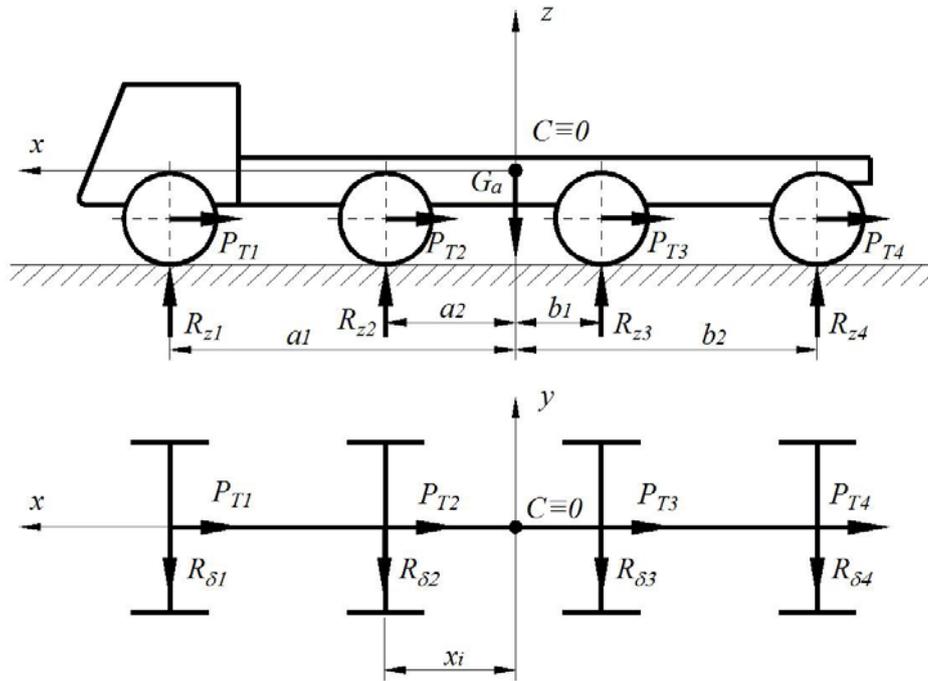


Рис. 1. Схема сил, действующих на многоосный автомобиль при торможении.

Из уравнения (1) получим уравнение парциальных ускорений путем деления левой и правой части на I_{zc} [8].

$$\dot{\omega}_z = \frac{\sum_{i=1}^n R_{\delta i} \cdot x_i}{I_{zc}} = \frac{\sum_{i=1}^k R_{\delta i} \cdot a_i}{I_{zc}} - \frac{\sum_{i=1}^m R_{\delta i} \cdot |b_i|}{I_{zc}} = \dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}} - \dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}}, \quad (3)$$

где $\dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}}$ – возмущающее парциальное угловое ускорение,

$$\dot{\omega}_{z \text{ возм}}^{\text{парц}} = \frac{\sum_{i=1}^k R_{\delta i} \cdot a_i}{I_{zc}}, \quad (4)$$

$\dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}}$ – стабилизирующее парциальное угловое ускорение,

$$\dot{\omega}_{z \text{ стаб}}^{\text{парц}} = \frac{\sum_{i=1}^m R_{\delta i} \cdot |b_i|}{I_{zc}}. \quad (5)$$

Боковые силы на осях могут быть определены (при условии действия на их колеса суммарных касательных реакций R_{xi} приближенно равных суммарным тормозным силам P_{Ti} на этих осях)

$$R_{\delta i} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{zi}^2 - \beta_i^2 \cdot P_T^2}, \quad (6)$$

где R_{xi} – суммарная нормальная реакция дороги на i -ой оси;

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой;

P_T – общая тормозная сила автомобиля,

$$P_T = \sum_{i=1}^n P_{Ti}, \quad (7)$$

β_i – доля общей тормозной силы, приходящаяся на колеса i -ой оси,

$$\beta_i = \frac{P_{Ti}}{P_T}. \quad (8)$$

Общая тормозная сила P_T связана с замедлением j автомобиля при торможении следующим соотношением:

$$P_T = m_a \cdot j. \quad (9)$$

Подставляя (9) в (6), получим

$$R_{\delta i} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{zi}^2 - \beta_i^2 \cdot m_a^2 \cdot j^2}. \quad (10)$$

Суммарная нормальная реакция R_{zi} на колесах i -ой оси автомобиля может быть определена как

$$R_{zi} = q_i \cdot G_a = q_i \cdot m_a \cdot g, \quad (11)$$

где G_a – общий вес автомобиля;

q_i – доля общего веса автомобиля, приходящаяся на колеса i -ой оси автомобиля;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

После подстановки выражения (11) в соотношение (10) получим

$$R_{\delta i} = \sqrt{\varphi^2 \cdot q_i^2 \cdot m_a^2 \cdot g^2 - \beta_i^2 \cdot m_a^2 \cdot j^2} = m_a \cdot g \cdot q_i \cdot \sqrt{\varphi^2 - \left(\frac{\beta_i}{q_i}\right)^2 \cdot \left(\frac{j}{g}\right)^2}. \quad (12)$$

В действующих стандартах на тормозные свойства автотранспортных средств (АТС) [2] используется величина, равная отношению замедления машины к ускорению свободного падения g

$$\gamma = \frac{j}{g}. \quad (13)$$

Величина γ получила название коэффициента торможения (удельной тормозной силы или относительного замедления).

Современный уровень развития АТС позволил создать тормозное управление, в котором осуществляется распределение тормозных сил между осями в соответствии с распределением нормальных реакций дороги. В этом случае $\beta_i = q_i$ и выражение (12) с учетом (13) примет вид:

$$R_{\delta i} = m_a \cdot g \cdot q_i \cdot \sqrt{\varphi^2 - \gamma^2}. \quad (14)$$

Определим парциальные ускорения $\dot{\omega}_{z \text{возм}}^{\text{парц}}$ и $\dot{\omega}_{z \text{стаб}}^{\text{парц}}$ с учетом соотношений (2) и (14). Для этого подставим указанные соотношения в уравнения (4) и (5):

$$\dot{\omega}_{z \text{возм}}^{\text{парц}} = \frac{g}{i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 - \gamma^2} \cdot \sum_{i=1}^k q_i \cdot a_i; \quad (15)$$

$$\dot{\omega}_{z \text{стаб}}^{\text{парц}} = \frac{g}{i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 - \gamma^2} \cdot \sum_{i=1}^m q_i \cdot |b_i|. \quad (16)$$

Коэффициент устойчивости автомобиля равен [5] отношению стабилизирующего момента $M_{\text{стаб}}$ к возмущающему занос моменту $M_{\text{возм}}$

$$K_{\text{уст}} = \frac{M_{\text{стаб}}}{M_{\text{возм}}} = \frac{\sum_{i=1}^m R_{\delta i} \cdot |b_i|}{\sum_{i=1}^k R_{\delta i} \cdot a_i} = \frac{\dot{\omega}_{z \text{стаб}}^{\text{парц}}}{\dot{\omega}_{z \text{возм}}^{\text{парц}}}. \quad (17)$$

Подставляя выражения (15) и (16) в (17), получим

$$K_{\text{уст}} = \frac{\sum_{i=1}^m q_i \cdot |b_i|}{\sum_{i=1}^k q_i \cdot a_i}. \quad (18)$$

Соотношение (18) позволяет на этапе проектирования оценить устойчивость многоосных автомобилей, по парциальным угловым ускорениям (уравнения (15) и (16)) – осуществлять диагностику технического состояния тормозного

управления. Подставляя (15) и (16) в (3), получим

$$\dot{\omega}_z = \frac{g}{i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 - \gamma^2} \cdot \left(\sum_{i=1}^k q_i \cdot a_i - \sum_{i=1}^m q_i \cdot |b_i| \right) = \frac{g}{i_z^2} \cdot \sqrt{\varphi^2 - \gamma^2} \cdot \sum_{i=1}^k q_i \cdot x_i. \quad (19)$$

По величине и знаку $\dot{\omega}_z$ можно судить (при измеряемой величине γ) о том на какой из осей либо блокируются колеса, либо отказывают тормозные механизмы.

Выводы. Предложенный метод позволяет проводить оценку курсовой устойчивости автомобиля при торможении и диагностирование его тормозного управления. Решить эту задачу удалось благодаря использованию метода парциальных ускорений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Б. Б. Генбом, Г. С. Гудз, В. А. Демянюк, А. М. Кидман, В. Н. Кобылянский]; под ред. Б. Б. Генбома. – Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
2. Мартынюк А. А. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин / А. А. Мартынюк, Л. Г. Лобас, Н. В. Никишина. – К.: Техніка, 1981. – 223 с.
3. Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. Ю. Степанов, М. В. Доброгорский]; под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 335 с.
4. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [М. А. Подригало, В. М. Волков, В. А. Карпенко, Е. М. Гецович, А. А. Бобошко, В. М. Ефимчук, А. Н. Матырин]; под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.
5. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. М. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько]; под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
6. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
7. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
8. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. В. Задорожня]; под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Миськдрук, 2012. – 220 с.
9. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N і О стосовно гальмування ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 (Чинний від 24.07.2002 р.). – К.: Держспоживстандарт України, 2002. – 18 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО ЧИСЛА АКСЕЛЕРОМЕТРОВ И МЕСТА ИХ УСТАНОВКИ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

У статті розглянуто визначення взаємозв'язку між кількістю ступенів рухливості об'єкту і мінімально необхідною кількістю вимірювальних осей, а також визначено раціональну кількість лінійних низькочастотних акселерометрів та місць їх установки при різних фізичних моделях представлення мобільних машин в процесі випробувань.

Ключові слова: ступінь рухливості, вимірювальні осі, лінійні низькочастотні акселерометри.

В статье рассмотрено определение взаимосвязи между числом степеней подвижности объекта и минимально необходимым числом измерительных осей, а также определено рациональное количество линейных низкочастотных акселерометров и мест их установки при различных физических моделях представления мобильных машин в процессе испытаний.

Ключевые слова: степень подвижности, измерительные оси, линейные низкочастотные акселерометры.

The article deals with determination of interdependence of mobility degree number of an object and minimum necessary quantity of measurement axles. Rational number of line low-frequency accelerometers and places of their installation in various physical models of introduction of mobile machines during the test process have been determined.

Key words: mobility degree, measurement axles, linear low-frequency accelerometers.

Постановка проблеми. С каждым годом в мире увеличивается производство автомобилей, повышается их технический уровень. Это сопровождается ужесточением требований к безопасности движения и качеству изделий автомобильной техники. Для обеспечения этих требований необходимы совершенные методы контроля кинематических и динамических параметров автомобиля в процессе сертификационных испытаний и дальнейшей эксплуатации.

В настоящее время получили развитие методы оценки динамики автомобилей на основе использования датчиков инерции или акселерометров. Однако для получения полной и достоверной информации необходимо обоснование потребного минимального числа измерительных осей акселерометров и рациональных точек их установки.

Анализ последних публикаций и исследований. Исследование акселерометров при проведении динамических испытаний автомобилей получило широкое распространение в последние годы [1–3]. Исследование акселерометров при испытаниях автомобилей в настоящее время узаконено международными [4] и национальными стандартами ряда стран [5; 6]. На сегодняшний день актуальным является вопрос создания мобильных регистрационно-измерительных комплексов на основе линейных низкочастотных акселерометров и предназначенных для оценки параметров движения автомобилей при кваліметричних випробуваннях.

Одним из наиболее известных приборов для дорожных испытаний автомобилей, выполненных на основе акселерометров, является прибор «Эффект-02». Этот прибор применяется при проверке тормозных систем грузовых и легковых автомобилей, автобусов и автопоездов, при выполнении автотехнической экспертизы транспортных средств и иных случаях, требующих оперативного контроля состояния тормозной системы. Этот прибор, как и аналогичный SPRINTSG2 используют только одну измерительную ось акселерометра.

При прямолинейном поступательном движении одна измерительная ось достаточна для получения достоверной информации о динамике автомобиля. При плоскопараллельном движении использование одной измерительной оси недостаточно. В работе [1] для плоскопараллельного движения автомобилей предложено использовать два трехкомпонентных акселерометра (каждый из которых имеет три взаимно перпендикулярных измерительных оси). Однако в известной литературе [1] отсутствуют рекомендации по рациональному выбору числа и места установки акселерометров в зависимости от задач, поставленных перед динамическими испытаниями автомобилей.

Если число измерительных осей меньше минимально необходимого, то результаты испытаний малоинформативны, а испытуемый объект обладает недостаточной наблюдаемостью. Если число измерительных осей больше минимально

необходимого, и некоторые измерительные оси дублируют друг друга, то в этом случае можно повысить точность измерения ускорений, используя метод наблюдений [7].

Цель статьи – повышение точности определения параметров движения мобильных машин при динамических испытаниях. Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- определить взаимосвязь между числом степеней подвижности объекта и минимально необходимым числом измерительных осей;

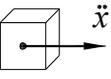
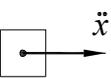
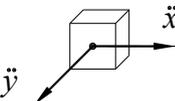
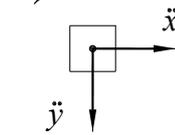
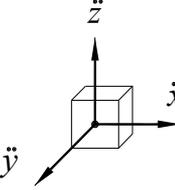
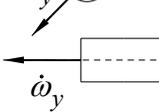
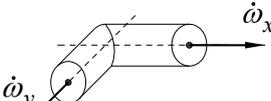
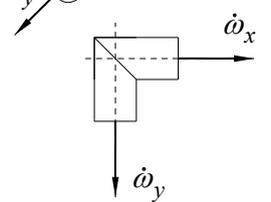
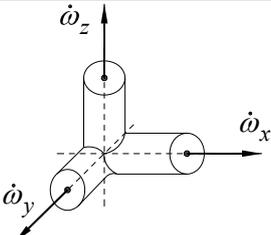
- определить рациональное количество линейных низкочастотных акселерометров и мест их установки при различных физических моделях, представления мобильных машин и автопоездов в процессе испытаний.

Изложение основного материала.

Определение минимально необходимого числа измерительных осей. Для того чтобы в дальнейшем удобно было представлять схемы установки акселерометров, введем их условные обозначения (табл. 1).

Таблица 1.

Условные обозначения датчиков ускорений.

Тип датчика	Число измеряемых осей	Условное обозначение измерительных осей
Линейный акселерометр	1	 
	2	 
	3	
Угловой акселерометр	1	 
	2	 
	3	

Для получения достоверной (полной) информации о движущемся объекте необходимо, чтобы каждой степени свободы указанного объекта соответствовала определенная измерительная ось.

Минимально необходимое количество измерительных осей может быть определено как

$$N = H, \quad (1)$$

где N – количество минимально необходимых измерительных осей;

H – число степеней подвижности объекта (определяется как число степеней свободы относительно неподвижного звена-стойки [8]).

При использовании многокомпонентных акселерометров с несколькими измерительными осями количество датчиков можно определить следующим образом:

$$K_D = H/n, \quad (2)$$

где n – число осей чувствительности в одном датчике.

Рассмотрим движение материальной точки A и материального тела в трехмерном пространстве.

Материальная точка в трехмерном пространстве обладает тремя степенями свободы (рис. 1). Для измерения параметров ее движения достаточно в точку A поместить один трехкомпонентный акселерометр (с тремя взаимоперпендикулярными осями чувствительности).

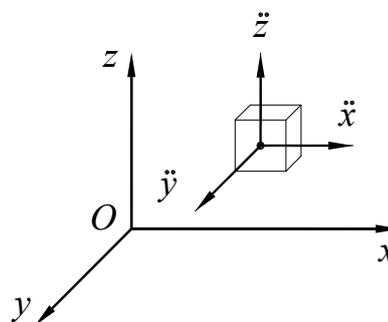


Рис. 1. Движение материальной точки в трехмерном пространстве.

Материальное тело в трехмерном пространстве обладает шестью степенями свободы (рис. 2), при установке трехкомпонентных акселерометров их количество будет $K_D = H/n = 6/3 = 2$.

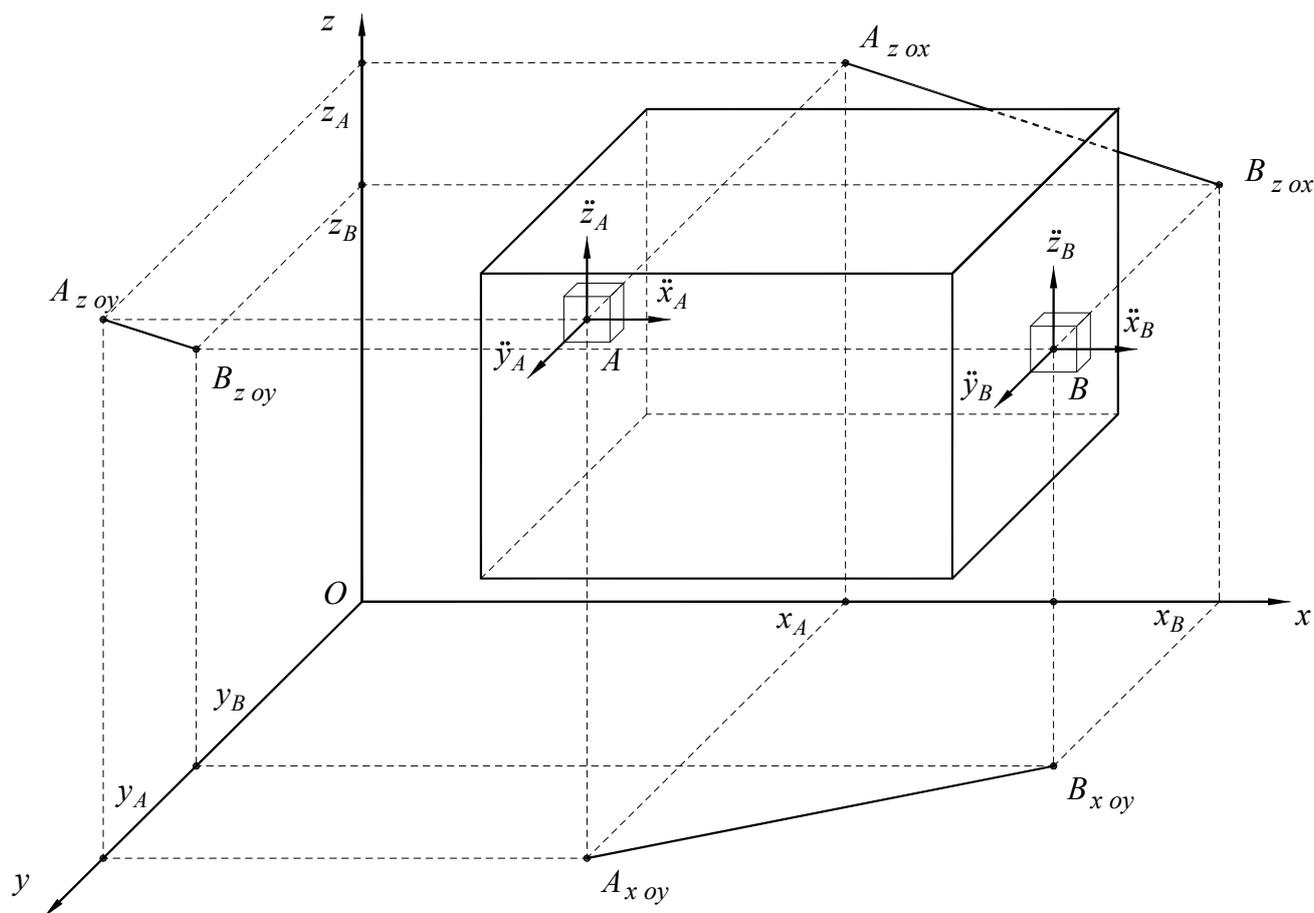


Рис. 2. Движение материального тела в трехмерном пространстве. Точки А и В – места установки акселерометров.

Для определения параметров движения тела в трех плоскостях рассмотрим проекции материального тела на плоскости XOY , XOZ , ZOY (рис. 3).

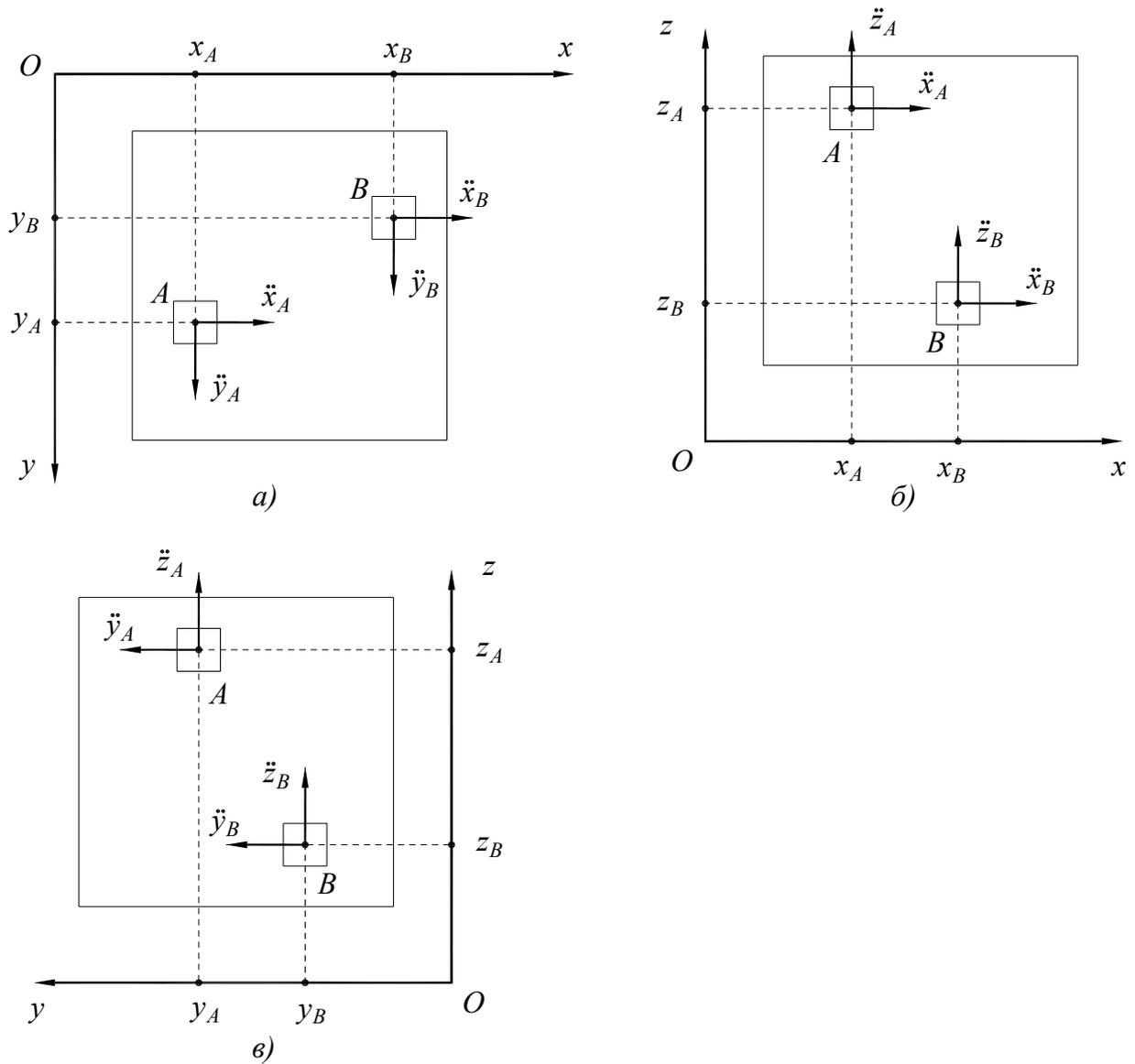


Рис. 3. Движение материального тела в плоскостях трехмерного пространства: а) – в плоскости XOY ; б) – в плоскости XOZ ; в) – в плоскости ZOY .

Угловые скорости вращения тела относительно осей OX , OY , OZ могут быть определены в зависимости от величины линейных ускорений следующим образом:

$$\dot{\omega}_{XOY} = \dot{\omega}_Z = \frac{\ddot{Y}_A - \ddot{Y}_B}{|X_A - X_B|} = \frac{\ddot{X}_A - \ddot{X}_B}{|Y_A - Y_B|}, \quad (3)$$

$$\dot{\omega}_{XOZ} = \dot{\omega}_Y = \frac{\ddot{Z}_A - \ddot{Z}_B}{|X_A - X_B|} = \frac{\ddot{X}_A - \ddot{X}_B}{|Z_A - Z_B|}, \quad (4)$$

$$\dot{\omega}_{ZOY} = \dot{\omega}_X = \frac{\ddot{Y}_A - \ddot{Y}_B}{|Z_A - Z_B|} = \frac{\ddot{Z}_A - \ddot{Z}_B}{|Y_A - Y_B|}. \quad (5)$$

Зная параметры $\ddot{X}_A, \ddot{Y}_A, \ddot{Z}_A, \ddot{X}_B, \ddot{Y}_B, \ddot{Z}_B, \dot{\omega}_X, \dot{\omega}_Y, \dot{\omega}_Z$, можно определить параметры движения любой точки материального тела. Для этого в каждой из плоскостей необходимо составить уравнения плоскопараллельного движения.

Очевидно, что при движении материального тела в двумерном пространстве оно будет обла-

дать тремя степенями свободы. В этом случае для измерения параметров движения достаточно трех однокомпонентных акселерометра (рис. 4а) или одного двухкомпонентного и одного однокомпонентного акселерометров (рис. 4б).

Угловое ускорение вращения тела в плоскости XOY :

$$\dot{\omega}_{XOY} = \dot{\omega}_Z = \frac{\ddot{Y}_A - \ddot{Y}_C}{|X_A - X_C|} \quad \text{— (рис. 4а);} \quad (6)$$

$$\dot{\omega}_{XOY} = \dot{\omega}_Z = \frac{\ddot{Y}_A - \ddot{Y}_B}{|X_A - X_B|} \quad \text{— (рис. 4б).} \quad (7)$$

Зная параметры $\ddot{Y}_A, \ddot{Y}_C, \ddot{X}_B, \dot{\omega}_Z$ (рис. 4а) и параметры $\ddot{Y}_B, \ddot{Y}_C, \ddot{X}_A, \dot{\omega}_Z$ (рис. 4б), можно составить уравнения плоскопараллельного движения, определить кинематические параметры любой точки материального тела.

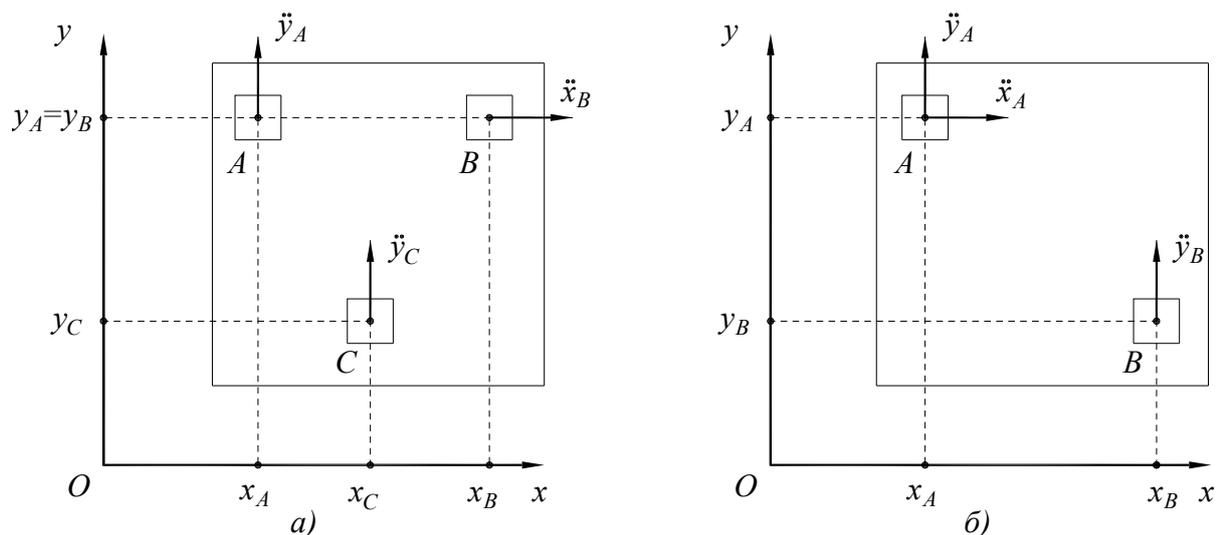


Рис. 4. Движение материального тела в двумерном пространстве: а) установка трех однокомпонентных акселерометров; б) установка одного двухкомпонентного и одного однокомпонентного акселерометров.

Определение рационального количества линейных низкочастотных акселерометров и мест их установки при испытаниях автомобилей. Определение числа степеней подвижности пространственного механизма, которым является автомобиль, осуществляется с помощью структурной формулы Сомова-Малышева [8]:

$$H = 6n_1 - 5p_V - 4p_{IV} - 3p_{III} - 2p_{II} - p_I, \quad (8)$$

где n – число подвижных звеньев механизма относительно неподвижного звена-стойки;

$6n_1, 5p_V, 4p_{IV}, 3p_{III}, 2p_{II}, p_I$ – число кинематических пар I-го, II-го, III-го, IV-го и V-го классов (класс кинематической пары определяется числом связей или ограничений, накладываемых на

относительное перемещение звеньев пары) [8].

На рис. 5 приведена кинематическая схема автомобиля, представленного как пространственный механизм. При проведении анализа механизма примем следующие допущения:

- упругая подвеска автомобиля отсутствует;
- колеса автомобиля абсолютно жесткие, как в радиальном, так и в боковом направлении;
- в пятнах контакта колес с дорогой отсутствует скольжение, как боковое, так и продольное.

Принятие этих допущений позволяет считать все связи, накладываемые на звенья автомобиля, удерживающими и голономными, а автомобиль – голономной механической системой.

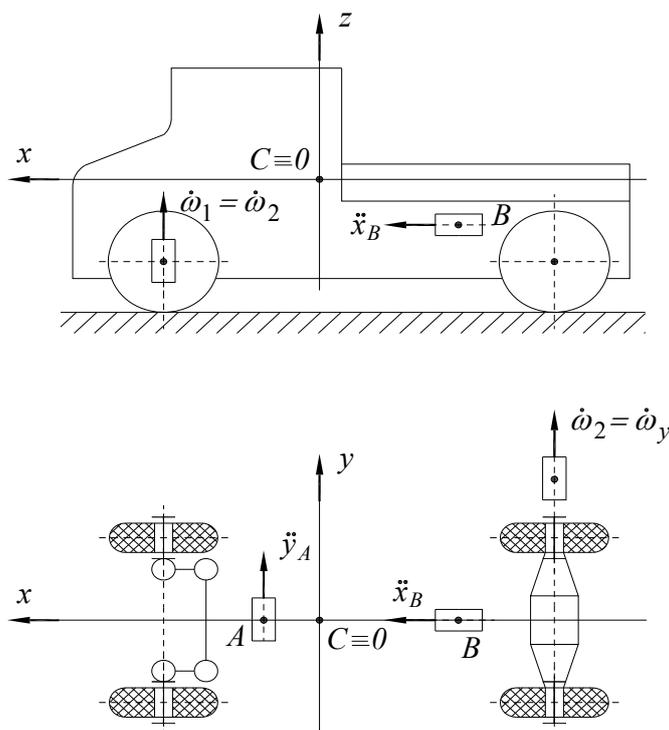


Рис. 5. Кинематическая пространственная схема автомобиля при отсутствии скольжения в пятнах контакта колес с дорогой и схема установки датчиков.

При наличии большого количества кинематических пар у пространственных механизмов вызывает затруднение определение числа степеней подвижности. Трудности вызывает определение пассивных связей и их отбрасывание [8].

Поэтому определение суммарного числа накладываемых на звенья автомобиля активных связей определяем через число степеней подвижности [8]:

$$K = 6n_1 - H, \quad (9)$$

где K – суммарное число ограничений, накладываемое на относительное движение звеньев механизма автомобиля.

Очевидно, что при принятых допущениях автомобиль обладает двумя степенями подвижности, определяемых числом независимых движений, создаваемых двумя входными звеньями. Этими звеньями являются ведущие и направляющие колеса автомобиля. Движением ведущего колеса является вращение вокруг своей оси, а движением направляющего колеса – вращение вокруг оси шкворня (рис. 5). Таким образом,

достаточно установить два однокомпонентных акселерометра для измерения угловых ускорений (как показано на рис. 5), чтобы определить все параметры движения автомобиля в плоскости дороги XOY . Движение двух задних колес взаимосвязано между собой. При принятых допущениях движение двух передних колес также взаимосвязано. Поскольку увод и скольжение колес отсутствуют, то два однокомпонентных акселерометра для измерения углового ускорения, установленных на колесах, можно заменить двумя линейными низкочастотными акселерометрами, установленными в кузове автомобиля (рис. 5).

В соответствии с соотношением (9), на звенья автомобиля наложено 46 связей при $n_1 = 8$ (см. рис. 5).

При плавном скольжении в пятнах контакта колес с дорогой добавляется еще три степени подвижности в тяговом режиме и пять степеней подвижности – в тормозном режиме. В этом случае схема установки линейных низкочастотных акселерометров представлена на рис. 6.

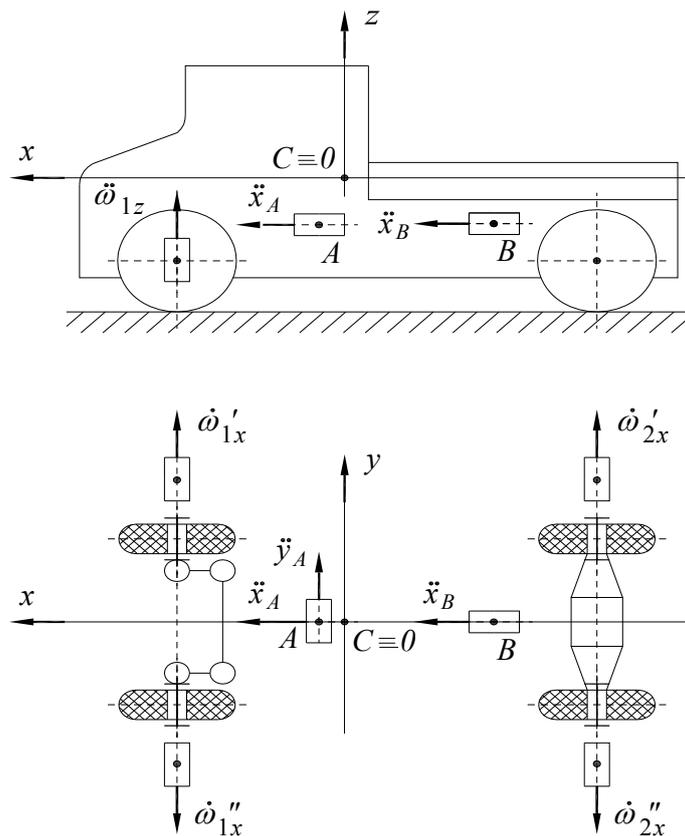


Рис. 6. Кинематическая пространственная схема автомобиля при скольжении колес в пятнах контакта и схема установки датчиков.

В тяговом режиме скольжение в пятнах контакта ведомых направляющих колес отсутствует. Поэтому в тормозном режиме добавляются две степени подвижности направляющих тормозных колес. В связи с этим для тормозного режима движения автомобиля на схеме добавлены два датчика угловых ускорений передних колес, оп-

ределяющих $\dot{\omega}'_{1x}; \dot{\omega}''_{1x}$. Если учитывать податливость подвески и шин, то число степеней подвижности автомобиля увеличивается. При этом увеличивается требуемое число осей чувствительности датчиков ускорений. Решению этой задачи могут быть посвящены дальнейшие исследования.

Выводы.

1. В результате проведенного исследования предложена классификация и условное обозначение датчиков ускорений (линейных и угловых).
2. На основе определения взаимосвязи между числом степеней подвижности автомобиля и числом осей чувствительности датчиков предложена методика выбора числа и места их установки при различных динамических испытаниях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин : монография / [Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. В. Задорожня] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Миськдрук, 2012. – 220 с.
2. Сысоева С. Автомобильные акселерометры / С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2005. – № 8. – С. 12–18.
3. BOSH. Автомобильный справочник / [пер. с англ.] ; первое русское издание. – М. : За рулем, 2000. – 896 с.
4. Соглашение о введении глобальных технических правил для колесных транспортных средств, предметов оборудования и частей, которые могут быть установлены и/или использованы на колесных транспортных средствах: Глобальные механические правила № 8 ECE/TRANS/180/Add 8. – 31 July 2008. – Организация Объединенных наций. – 116 с.
5. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний : ГОСТ Р 52302-2004. – [Введен в действие 2004-30-12]. – М. : Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2004. – 56 с.
6. Акселерометры низкочастотные линейные. Термины и определения: ГОСТ 18955-73. – [Введен в действие 1973-29-06]. – М. : Издательство стандартов, 1973. – 11 с. – (Межгосударственный стандарт).
7. Застосування методу паралельних спостережень при випробуваннях автомобілів / [М. Подригало, О. Полянський, Д. Клец, А. Коробко, А. Мостова] // Вісник Тернопільського національного технічного університету. Науковий журнал. – 2011. – Том 16. – № 1. – С. 57–62.
8. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975. – 640 с.

УДК 629.3.017.2

Назарько О. А.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ДАТЧИКОВ ЛИНЕЙНОГО УСКОРЕНИЯ

У статті наведено результати експериментальної оцінки стійкості легкового автомобіля в тяговому режимі руху за допомогою датчиків лінійних прискорень.

Ключові слова: *автомобіль, стійкість, кутове прискорення, акселерометр.*

В статье представлены результаты экспериментальной оценки устойчивости легкового автомобиля в тяговом режиме движения с помощью датчиков линейных ускорений.

Ключевые слова: *автомобиль, устойчивость, угловое ускорение, акселерометр.*

The results of experimental evaluation of stability in car traction mode of motion using linear acceleration sensors.

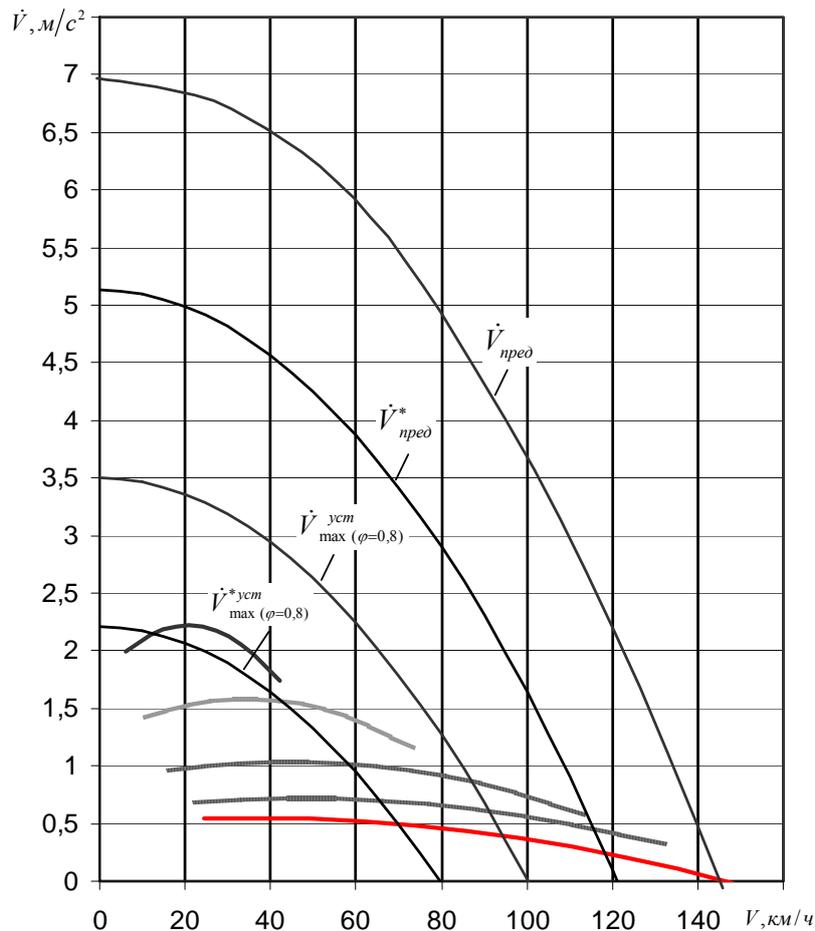
Key words: *car, stability, acceleration, accelerometer.*

Постановка проблемы. Устойчивость автомобиля является важным эксплуатационным свойством, которое непосредственно влияет на безопасность движения. Проблема повышения безопасности движения автомобиля становится все более актуальной, особенно для больших городов, в которых наблюдается перенасыщение дорог транспортными средствами, и как результат, увеличение аварийных ситуаций на дорогах.

Анализ научной литературы. В качестве критерия, характеризующего устойчивость, принимают линейное или угловое ускорение автомобиля, так как линейное ускорение характеризует начало переходного процесса от одного скоростного режима движения машины к другому, а

угловое возникает в результате появления силового управляющего или возмущающего фактора [1].

В работе [2] нами был предложен метод оценки устойчивости автомобиля, позволяющий уточнить максимально возможные линейные скорость и ускорения автомобиля по условию сохранения устойчивости, т. е. зоны устойчивого движения (рис. 1). Данный метод основан на утверждении, что тяговая сила является внешней силой и прикладывается к оси колеса в отличие от положений классической теории автомобиля, где тяговая сила определяется как суммарная касательная реакция на ведущих колесах автомобиля [3–5].



- $\dot{V}_{пред}$ — максимально возможное ускорение автомобиля;
- $\dot{V}_{пред}^*$ — максимально возможное ускорение автомобиля (уточненное значение);
- $\dot{V}_{уст\ max}$ — максимальное ускорение автомобиля по условию устойчивости;
- $\dot{V}_{уст\ max}^*$ — максимальное ускорение автомобиля по условию устойчивости (уточненное значение).

Рис. 1. График ускорений автомобиля ВАЗ-2107.

Однако указанные исследования не были подтверждены экспериментально.

Целью статьи является экспериментальное подтверждение уточненного метода оценки устойчивости легкового автомобиля при прямолинейном движении в тяговом режиме. Для достижения указанной цели необходимо провести дорожные испытания легкового автомобиля.

Изложение основного материала.

Использование мобильного регистрационно-измерительного комплекса при оценке устойчивости. Экспериментальные исследования динамических свойств автомобилей базируются на измерении параметров движения инерциальными чувствительными элементами и системами в реальных условиях движения.

Определение параметров движения автомобиля производилось одновременно двумя датчиками ускорений. Измерения производились в трех плоскостях: продольной, поперечной и вертикальной. Информация о параметрах движения в этих плоскостях получалась путем математи-

ческой обработки сигналов с датчиков ускорений.

С помощью разработанного мобильного измерительного комплекса в процессе движения автомобиля регистрировались следующие параметры:

- время движения $t, \text{с}$;
- скорость движения по спидометру, $v_a^c, \text{км/ч}$;
- код АЦП по оси OX (для пересчета в продольные ускорения a_x);
- код АЦП по оси OY (для пересчета в боковые ускорения a_y).

На рис. 2 представлена схема установки датчиков ускорений на исследуемый автомобиль ВАЗ-2107.

Испытания проводились методом параллельных наблюдений, то есть одни и те же параметры измерялись двумя датчиками. Частота измерения ускорений составляла сорок раз в секунду, поэтому сглаживание проводилось по 40 точкам.

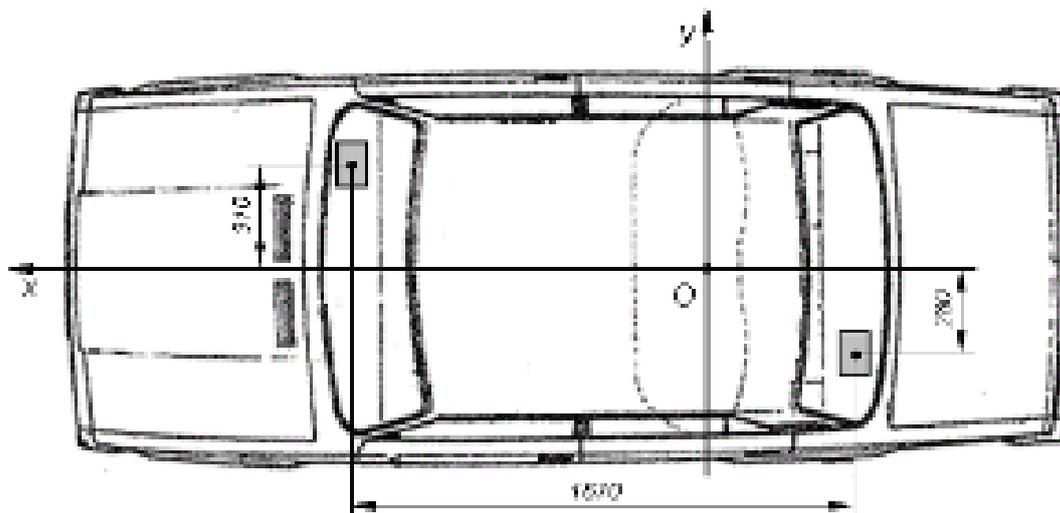


Рис. 2. Схема установки акселерометров на автомобиль.

Экспериментальная оценка устойчивости движения автомобиля. Полученные в результате проведения эксперимента параметры позволили перейти к расчету угловой скорости ω и углового ускорения автомобиля ε :

$$\omega = \sqrt{\frac{Y_{AB}(a_{Ay1} - a_{By1}) - X_{AB}(a_{Ax1} - a_{Bx1})}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}}. \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{Y_{AB}(a_{Ax1} - a_{Bx1}) + X_{AB}(a_{Ay1} - a_{By1})}{Y_{AB}^2 + X_{AB}^2}. \quad (2)$$

На рис. 3 представлена зависимость угловой скорости автомобиля от времени [1].



Рис. 3. Угловая скорость автомобиля, возникающая в процессе движения.

Анализ зависимости углового ускорения автомобиля от времени (рис. 4) позволяет сделать вывод о проявлении неустойчивого движения

при скорости более 80 км/ч, что подтверждает теоретические расчеты.

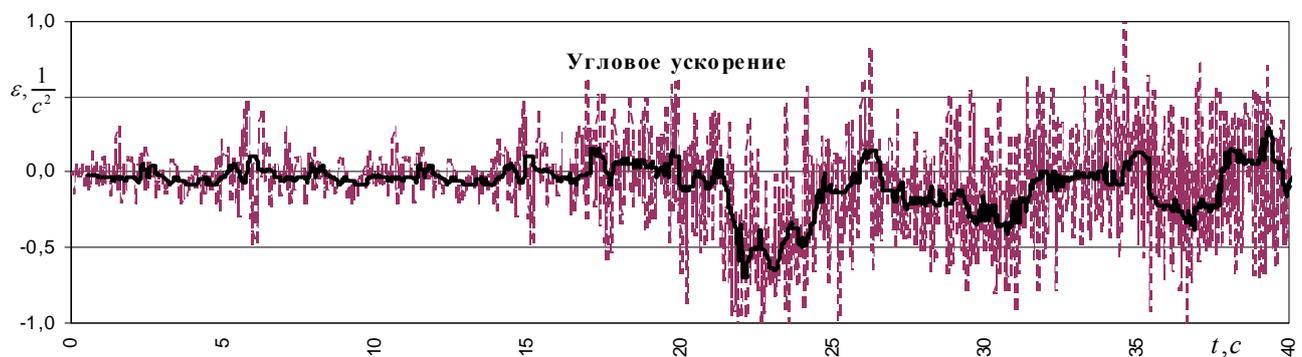


Рис. 4. Угловые ускорения, возникающие в процессе движения автомобиля.

Традиционно для расчета скорости движения автомобиля применяется интегрирование ускорения по времени. Однако при интегрировании накапливается значительная погрешность измерений. Поэтому линейная скорость автомобиля в

полосе поворота определялась не интегрированием, а из следующего выражения [1]:

$$V_D = \omega R_D. \quad (3)$$

Зависимость скорости автомобиля от времени движения представлена на рис. 5.



Рис. 5. Зависимость скорости автомобиля от времени движения.

Выводы. Проведенные экспериментальные исследования показали, что при движении легкового автомобиля в тяговом режиме существуют зоны неустойчивого движения, что подтверждается возникновением угловых ускорений при скорости более 80 км/ч.

Использование мобильного регистрационно-измерительного комплекса при оценке устойчивости позволяет определить продольные, боковые и вертикальные ускорения автомобиля, а также визуализировать процесс испытаний в режиме реального времени, что значительно облегчает процесс дальнейшей обработки данных.

ЛИТЕРАТУРА

1. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин : монография / [Н. П.

Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. В. Задорожня] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Міськдрук, 2012. – 220 с.
 2. Подригало М. А. Совершенствование методики оценки устойчивости автомобиля против заноса в тяговом режиме движения с учетом перераспределения вертикальных реакций на ведущих колесах / М. А. Подригало, Д. М. Клец, О. А. Назарько // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – Випуск 25. – С. 252–259.
 3. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1950. – 343 с.
 4. Львов Е. Д. Теория трактора / Е. Д. Львов. – М. : Машгиз, 1960. – 256 с.
 5. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля : навчальний посібник / В. П. Волков. – Харків : ХНАДУ, 2003. – 292 с.

УДК 629.017

Мостовая А. Н.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ КЛАССОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ИНДЕКСУ ДИНАМИЧНОСТИ

Запропоновано нові показники: індекс динамічності автомобіля та індекс динамічності автомобіля-лідера, що дозволяють проводити порівняння характеристик різних класів автомобілів і їх кваліметрію.

Ключові слова: динаміка, індекс динамічності.

Предложены новые показатели: индекс динамичности автомобиля и индекс динамичности автомобиля-лидера, что позволяют проводить сравнение характеристик разных классов автомобилей и их квалиметрию.

Ключевые слова: динамика, индекс динамичности.

New performances: index of the vehicle dynamics and index of the leader-vehicle dynamics that allowing to compare characteristics of different vehicle class and qualimetry of them are proposed.

Key words: dynamics, index of the vehicle dynamics.

Постановка проблемы. Движение автомобилей в городском транспортном потоке сопровождается большим количеством остановок. Способность к быстрому разгону характеризует динамические свойства и является показателем технического уровня автомобиля. Высокие показатели динамических свойств автомобилей снижают вероятность образования пробок и заторов

на дорогах. Для оценки технического уровня и степени приспособленности автомобилей к движению в напряженном транспортном потоке используется индекс динамичности – отношение максимального начального ускорения рассматриваемого автомобиля к аналогичному показателю автомобиля, принятому за базовый образец (автомобиль-лидер).

Анализ последних исследований и публикаций. В работе [1] для оценки технического уровня предложен критерий-индекс динамичности, который определяется из выражения

$$q_i = \frac{\dot{V}_{0_i}}{(\dot{V}_{0_{\max}})}, \quad (1)$$

где \dot{V}_{0_i} – начальное ускорение рассматриваемого автомобиля;

$(\dot{V}_{0_{\max}})$ – максимальное начальное ускорение для наиболее динамичного автомобиля (автомобиля-лидера) в рассматриваемом году.

Индекс динамичности является характеристикой достигнутого технического уровня i -го автомобиля по показателям динамических свойств.

Для оценки технического уровня отрасли (автомобилестроения) предлагается индекс динамичности автомобиля-лидера, представляющий собой отношение максимального начального ускорения автомобиля-лидера к предельно возможному ускорению по условиям сцепления колес с дорогой

$$q_{\text{лид}} = \frac{(\dot{V}_{0_{\max}})}{\varphi \cdot g}, \quad (2)$$

где g – ускорение силы тяжести;

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой.

По результатам исследования, в котором было рассмотрено по 100 моделей легковых автомобилей в каждом календарном году от 1990 до 2012, были определены средние значения индексов динамичности и автомобили-лидеры.

Соотношение для определения аппроксимирующей зависимости среднего индекса динамичности от времени определяется следующим образом:

$$\bar{q}^* = 1 - \exp\left(-\frac{\lambda}{A}\right), \quad (3)$$

где λ – относительное время, определяемое как [2]

$$\lambda = \frac{\Gamma_1 - \Gamma_2}{\Gamma_3 - \Gamma_2}, \quad (4)$$

здесь Γ_1 – год, для которого прогнозируется параметр $N_{\text{уд}}^{\max}$;

Γ_2 – год, от которого условно ведется отсчет времени, $\Gamma_2 = 1900$;

Γ_3 – год, от которого проводился анализ, $\Gamma_3 = 2000$;

A – коэффициент, характеризующий динамику роста показателя \bar{q} (постоянная времени).

Среднее значение постоянной времени имеет вид:

$$\bar{A} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n A_j = -\frac{1}{n} \sum \frac{\lambda_j}{\ln(1 - q_j)}, \quad (5)$$

где n – число лет ($n = 23$).

Среднее квадратическое отклонение параметра \bar{A} равно:

$$\sigma_A = \pm \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (A_j - \bar{A})^2}. \quad (6)$$

Зависимость (3) иллюстрируется семейством кривых (рис. 1) [1], образующих коридор

$$\bar{q}^* = 1 - \exp\left(-\frac{\lambda}{A}\right), \quad (7)$$

$$q_{\max}^* = 1 - \exp\left(-\frac{\lambda}{A - \sigma_A}\right), \quad (8)$$

$$q_{\min}^* = 1 - \exp\left(+\frac{\lambda}{A - \sigma_A}\right). \quad (9)$$

Как видно из рис. 1, большинство точек \bar{q}_j попадает в коридор, образованный кривыми $\bar{q}_{\max}^*(\lambda)$ и $\bar{q}_{\min}^*(\lambda)$.

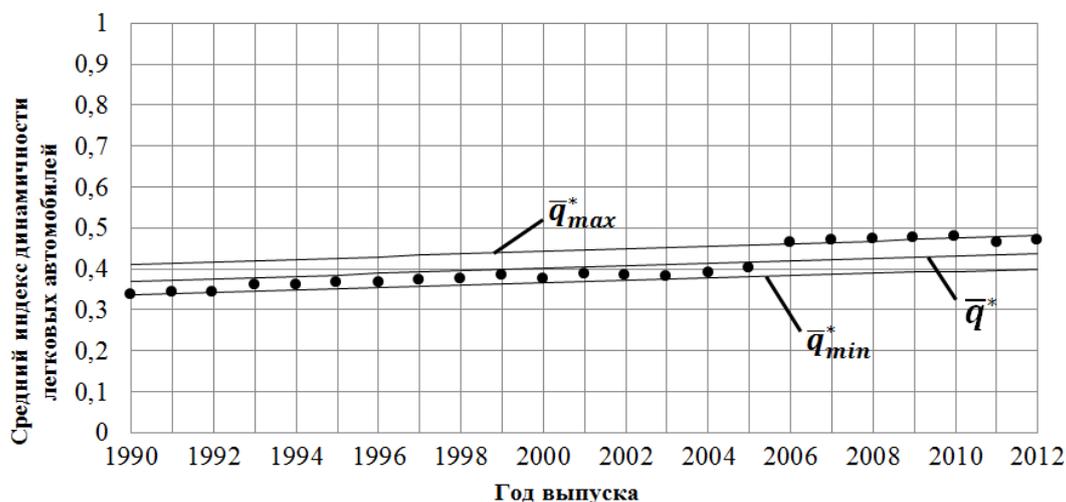


Рис. 1. Изменение среднего индекса динамичности \bar{q}_j легковых автомобилей по годам.

На рис. 2 приведена зависимость показателя \bar{q}^* от относительного времени λ [1].

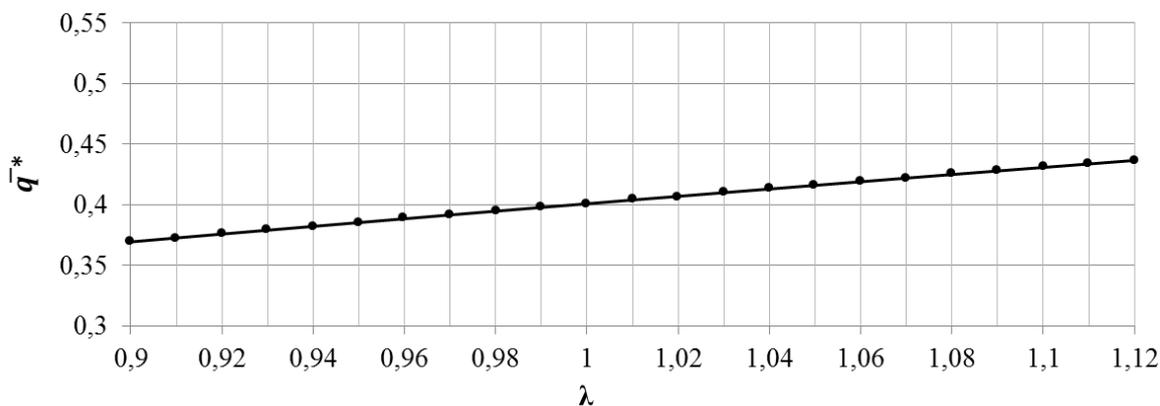


Рис. 2. Зависимость показателя \bar{q}^* от относительного времени λ .

Цель статьи – совершенствование требований к динамическим свойствам легковых автомобилей различных классов, движущихся в городском транспортном потоке. Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

- определить индексы динамичности для классов С, D и S легковых автомобилей;
- на примере выпускаемых в мире автомобилей классов С, D и S произвести оценку их технического уровня по предложенному критерию.

Изложение основного материала.

Оценка технического уровня классов легковых автомобилей по индексу динамичности. Классификация Европейской экономической комиссии ориентирована на сегментацию целевого рынка, а рамки между классами размыты и не ограничиваются такими параметрами, как габариты или масса, а включают еще и цену, вид, набор опций, прочее [3] (табл. 1).

Таблица 1.

Классификация легковых автомобилей.

Класс	Длина, м	Ширина, м	Название
A	до 3,6	до 1,6	Mini cars («особо малый класс»)
B	3,6–3,9	1,5–1,7	Small cars («малый класс»)
C	3,9–4,3	1,6–1,7	Medium cars («гольф-класс»)
D	4,3–4,6	1,69–1,73	Larger cars («средний класс»)
E	4,6–4,9	1,73–1,82	Executive cars («бизнес-класс»)
F	более 4,9	более 1,82	Luxury cars («высший класс»)
S			Спорткары, купе, кабриолеты
M			Минивэны, универсалы повышенной вместимости
J			Спортивно-утилитарные автомобили, кроссоверы, внедорожники

Классы часто используются производителями, чтобы определить место автомобиля на рынке, но конкретные автомобили внутри класса часто обладают совершенно разными характеристиками, используют разные технологии и набор опций в зависимости от производителя.

Границы между классами достаточно условны и постепенно размываются, ведь автопроизводители стремятся дать покупателям «больше автомобиля» за те же деньги. При обновлении модели стало признаком хорошего тона увеличивать ее длину на 10–15 сантиметров, а также добавлять функции, которые раньше могли предложить лишь более дорогие классы.

Проведенные исследования в рамках одного класса легковых автомобилей по индексу динамичности автомобиля и индексу динамичности автомобиля-лидера позволяют проводить срав-

нение характеристик автомобилей, их квалиметрию и оценку технического уровня автомобилей определенного класса.

Аппроксимирующие зависимости 7, 8 и 9 позволяют прогнозировать рост улучшения динамических свойств автомобилей в рамках одного класса в ближайшей перспективе.

В табл. 2, 3 и 4 приведены результаты определения средних значений индекса динамичности легковых автомобилей классов С, D и S по годам от 1990 до 2012. В каждом календарном году было рассмотрено 20 моделей автомобилей и определен для каждого года автомобиль-лидер.

На рис. 3, 4 и 5 показано изменение среднего индекса динамичности q_j легковых автомобилей классов С, D и S по годам. Как видно большинство точек q_j попадает в коридор, образованный кривыми $\bar{q}_{\max}^*(\lambda)$ и $\bar{q}_{\min}^*(\lambda)$.

Таблица 2.

Определение среднего индекса динамичности легковых автомобилей класса С по годам.

№	Год	\bar{q}_j	λ	A_j	\bar{q}^* , при $\bar{A} = 1,326473$	\bar{q}_{\min}^*	\bar{q}_{\max}^*
1.	1990	0,525555	0,9	1,207066	0,492618	0,455988	0,535236
2.	1991	0,535555	0,91	1,186577	0,496429	0,459655	0,539176
3.	1992	0,515555	0,92	1,269401	0,500211	0,463298	0,543083
4.	1993	0,533657	0,93	1,219137	0,503964	0,466916	0,546956
5.	1994	0,518285	0,94	1,286961	0,50769	0,47051	0,550797
6.	1995	0,498611	0,95	1,376067	0,511387	0,474079	0,554605
7.	1996	0,472628	0,96	1,500354	0,515057	0,477625	0,558381
8.	1997	0,564923	0,97	1,16554	0,518699	0,481146	0,562125
9.	1998	0,556751	0,98	1,204488	0,522314	0,484644	0,565837
10.	1999	0,593853	0,99	1,09873	0,525901	0,488118	0,569517
11.	2000	0,590413	1	1,120316	0,529462	0,491569	0,573167
12.	2001	0,575555	1,01	1,178567	0,532996	0,494997	0,576785
13.	2002	0,555555	1,02	1,257817	0,536504	0,498401	0,580373
14.	2003	0,525555	1,03	1,38142	0,539985	0,501783	0,58393
15.	2004	0,505555	1,04	1,476603	0,54344	0,505142	0,587458
16.	2005	0,475555	1,05	1,626861	0,546868	0,508478	0,590955
17.	2006	0,485555	1,06	1,594784	0,550272	0,511791	0,594423
18.	2007	0,498744	1,07	1,549289	0,553649	0,515082	0,597861
19.	2008	0,570244	1,08	1,278806	0,557002	0,518351	0,60127
20.	2009	0,567829	1,09	1,299267	0,560329	0,521598	0,60465
21.	2010	0,53996	1,1	1,41672	0,563631	0,524824	0,608002
22.	2011	0,539117	1,11	1,432975	0,566908	0,528027	0,611325
23.	2012	0,555555	1,12	1,381132	0,570161	0,531209	0,61462

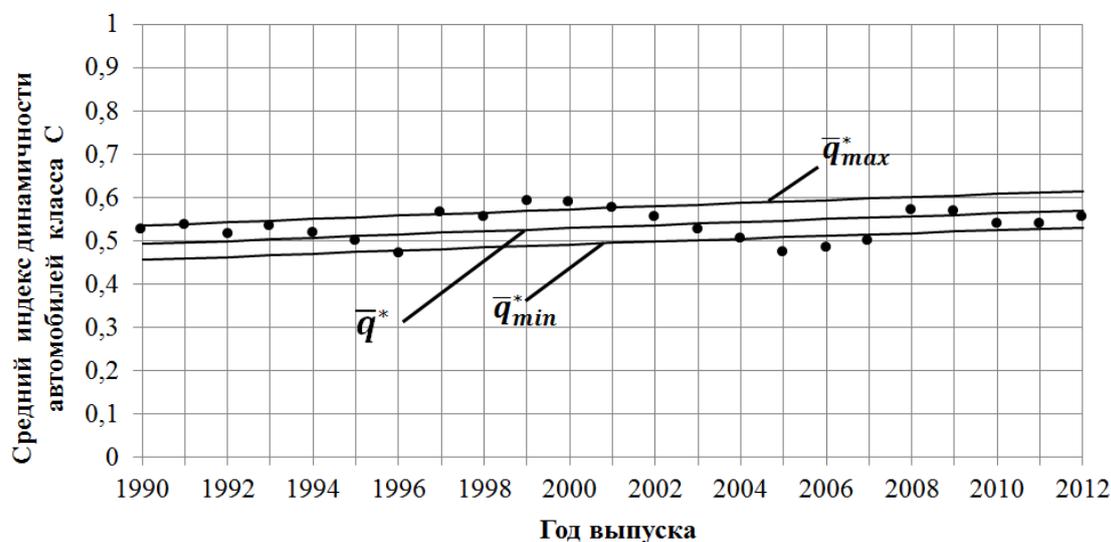


Рис. 3. Изменение среднего индекса динамичности \bar{q}_j легковых автомобилей класса С по годам.

Таблица 3.

Определение среднего индекса динамичности легковых автомобилей класса D по годам.

№	Год	\bar{q}_j	λ	A_j	\bar{q}^* , при $\bar{A} = 0,96745$	\bar{q}_{min}^*	\bar{q}_{max}^*
1.	1990	0,57263	0,9	1,05869	0,60556	0,591557	0,62015
2.	1991	0,5927	0,91	1,01314	0,60961	0,5956	0,62422
3.	1992	0,62491	0,92	0,93821	0,61363	0,599603	0,62824
4.	1993	0,60283	0,93	1,00716	0,6176	0,603567	0,63221
5.	1994	0,61029	0,94	0,99749	0,62153	0,607492	0,63615
6.	1995	0,63655	0,95	0,93864	0,62542	0,611377	0,64004
7.	1996	0,63983	0,96	0,94008	0,62928	0,615225	0,64389
8.	1997	0,65914	0,97	0,90124	0,63309	0,619034	0,6477
9.	1998	0,63542	0,98	0,97124	0,63686	0,622805	0,65147
10.	1999	0,64961	0,99	0,94402	0,6406	0,626539	0,6552
11.	2000	0,66594	1	0,91205	0,64429	0,630236	0,65889
12.	2001	0,64448	1,01	0,97663	0,64795	0,633897	0,66254
13.	2002	0,65987	1,02	0,94582	0,65157	0,637521	0,66615
14.	2003	0,63836	1,03	1,01269	0,65515	0,641109	0,66972
15.	2004	0,65622	1,04	0,974	0,6587	0,644662	0,67325
16.	2005	0,66989	1,05	0,94737	0,66221	0,64818	0,67675
17.	2006	0,65912	1,06	0,98491	0,66568	0,651663	0,6802
18.	2007	0,6826	1,07	0,9324	0,66912	0,655111	0,68363
19.	2008	0,67721	1,08	0,95511	0,67252	0,658526	0,68701
20.	2009	0,68666	1,09	0,93927	0,67589	0,661906	0,69036
21.	2010	0,66161	1,1	1,01517	0,67922	0,665253	0,69367
22.	2011	0,68207	1,11	0,96865	0,68252	0,668567	0,69695
23.	2012	0,68207	1,12	0,97737	0,68579	0,671848	0,70019

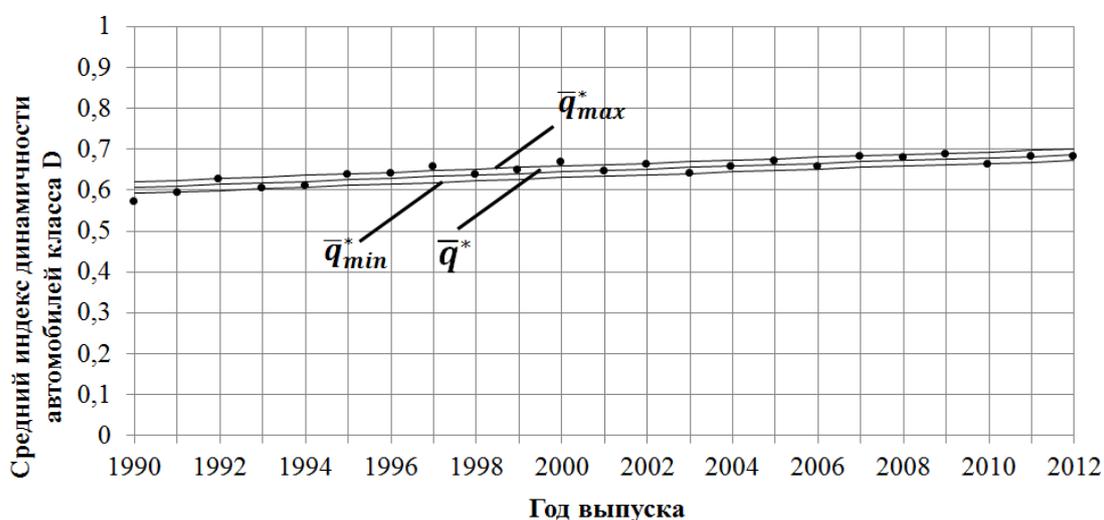


Рис. 4. Изменение среднего индекса динамичности \bar{q}_j легковых автомобилей класса D по годам.

Таблица 4.

Определение среднего индекса динамичности легковых автомобилей класса S по годам.

№	Год	\bar{q}_j	λ	A_j	\bar{q}^* , при $\bar{A} = 1,14051$	\bar{q}_{\min}^*	\bar{q}_{\max}^*
1.	1990	0,495555	0,9	1,315219	0,545756	0,511142	0,584948
2.	1991	0,553572	0,91	1,128364	0,549721	0,515014	0,588984
3.	1992	0,4984002	0,92	1,333425	0,553652	0,518856	0,59298
4.	1993	0,5230781	0,93	1,256074	0,557549	0,522666	0,596938
5.	1994	0,5502992	0,94	1,176216	0,561411	0,526447	0,600857
6.	1995	0,575555	0,95	1,108553	0,56524	0,530198	0,604738
7.	1996	0,5233007	0,96	1,295775	0,569035	0,533919	0,608581
8.	1997	0,5873589	0,97	1,095826	0,572797	0,537611	0,612386
9.	1998	0,5777958	0,98	1,13654	0,576527	0,541273	0,616155
10.	1999	0,5857546	0,99	1,123345	0,580224	0,544906	0,619887
11.	2000	0,5978987	1	1,097633	0,583888	0,548511	0,623583
12.	2001	0,5807548	1,01	1,161855	0,587521	0,552087	0,627243
13.	2002	0,554762	1,02	1,260588	0,591121	0,555635	0,630867
14.	2003	0,555555	1,03	1,270148	0,594691	0,559154	0,634456
15.	2004	0,555555	1,04	1,28248	0,598229	0,562646	0,638011
16.	2005	0,5931639	1,05	1,167517	0,601736	0,56611	0,64153
17.	2006	0,6355555	1,06	1,050149	0,605213	0,569547	0,645016
18.	2007	0,6535944	1,07	1,009296	0,608659	0,572956	0,648467
19.	2008	0,666063	1,08	0,98468	0,612076	0,576338	0,651885
20.	2009	0,6618139	1,09	1,005388	0,615462	0,579694	0,65527
21.	2010	0,6801624	1,1	0,964961	0,618819	0,583023	0,658622
22.	2011	0,6766522	1,11	0,983148	0,622147	0,586326	0,661941
23.	2012	0,6648476	1,12	1,024543	0,625445	0,589602	0,665228

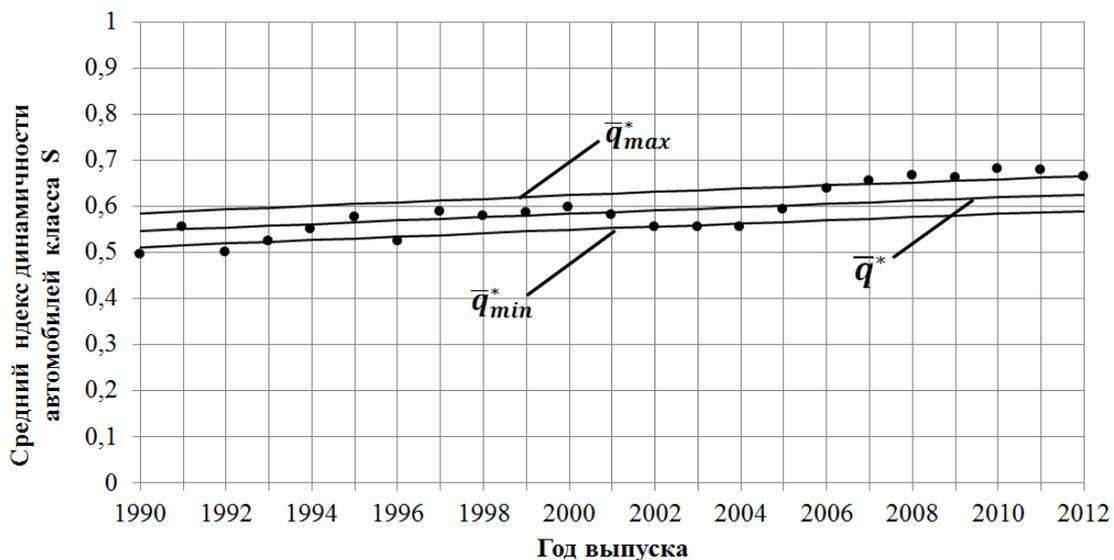


Рис. 5. Изменение среднего индекса динамичности \bar{q}_j легковых автомобилей класса S по годам.

На рис. 6 приведены зависимости показателей \bar{q}^* легковых автомобилей классов D, C и S от относительного времени λ , рассчитанные по формуле (7).

Результаты исследования различных классов легковых автомобилей по индексу динамичности

автомобиля и индексу динамичности автомобиля-лидера позволяют проводить сравнение технического уровня различных классов легкового автомобиля и прогнозировать рост улучшения динамических свойств автомобилей в ближайшей перспективе.

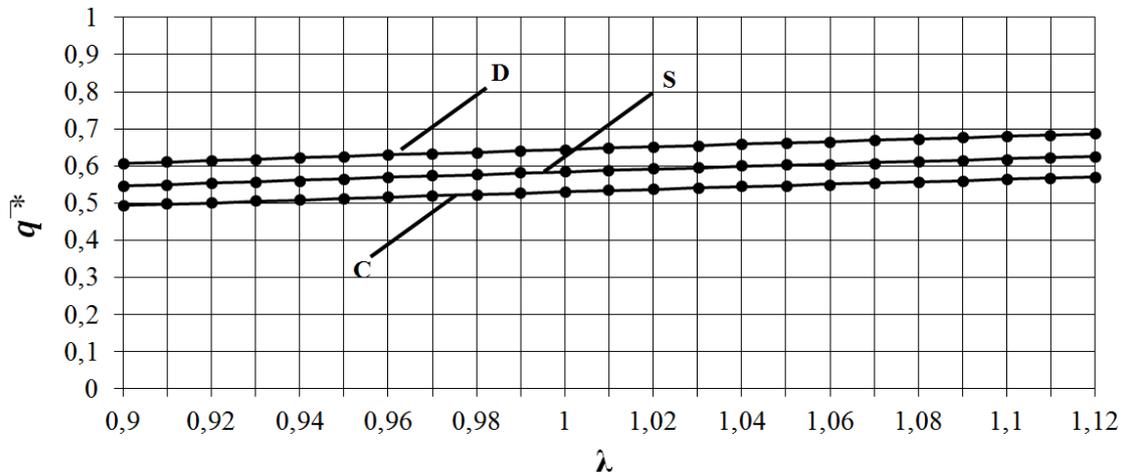


Рис. 6. Зависимость показателя \bar{q}^* легковых автомобилей классов D, C и S от относительного времени λ .

Выводы. В ходе проведенного исследования были использованы такие новые показатели, как индекс динамичности автомобиля и индекс динамичности автомобиля-лидера, позволяющие проводить сравнение характеристик различных моделей и классов легковых автомобилей и квалиметрию.

Полученные аппроксимирующие зависимости позволяют прогнозировать рост улучшения динамических свойств автомобилей в ближайшей перспективе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Подригало М. А. Оценка технического уровня по показателям динамических свойств автомобилей / М. А. Подригало, Д. М. Клец, А. Н. Мостовая // Вісник Національного транспортного університету : науково-технічний журнал. Випуск 25. – К. : НТУ, 2012. – С. 226–233.
2. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля : навчальний посібник / В. П. Волков. – Харків : ХНАДУ, 2003. – 292 с.
3. Классификация Европейской комиссии [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.ec.europa.eu/competitions/mergers>.