ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 2 • февраль • 2015

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 33

СТРАТЕГИИ ГЛОБАЛИЗАЦИИ КАК СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ РОССИЙСКОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Канд. экон. наук **В.А. ПОДХАЛЮЗИНА**
МАДИ (ГТУ) (8.926. 522-31-12)

Рассматриваются стратегии глобализации применительно к российской автомобильной промышленности с целью повышения ее конкурентоспособности.

Ключевые слова: *ТНК, автомобильная промышленность, стратегии глобализации.*

Podhalyuzina V.A.
GLOBALIZATION STRATEGY AS A WAY TO ENHANCE THE COMPETITIVENESS OF THE RUSSIAN AUTOMOTIVE INDUSTRY

The strategies of globalization in relation to the Russian automotive industry to improve its competitiveness is examined.

Keywords: *TNK, automotiive industriy, globalization strategy.*

В настоящее время на рынке автомобилей происходят существенные изменения в результате внедрения новых прогрессивных технологий, ускорения насыщения спроса, интернационализации конкуренции, усиления госрегулирования, что приводит к ужесточению конкуренции. Традиционные стратегии уже не позволяют предприятиям национального автопрома существенно увеличить свой товарооборот и обеспечить углубленное проникновение на рынок. Таким образом, возникает проблема поиска новых путей повышения конкурентоспособности российских предприятий, позволяющих в условиях нестабильной внешней среды пересмотреть свои позиции. Одно из направлений повышения эффективности предприятий российской автомобильной промышленности — внедрение на новые рынки.

В настоящее время мировая экономика постепенно приобретает свойства единой глобальной системы, которая регулируется на основе механизмов обратной связи, а такие международные факторы, как высокие темпы развития технологий и средств коммуникаций, существенно влияют на развитие бизнеса и эффективность деятельности автомобильных предприятий во всем мире. Глобальное мышление, несмотря на возникающие риски в ходе выхода на международные рынки, позволяет компаниям выходить на более высокий конкурентный уровень; разрабатывать новые идеи, долгосрочные стратегии, бизнес-планы; создавать новые предприятия и т.д.

Процессу глобализации подвержены абсолютно все автомобилестроители во всех странах мира, включая Россию. Ни одно предприятие не может существовать независимо от внешнего мира и быть уверенным, что какая-либо компания не захочет приобрести его бизнес. Развитие различных форм конкурентных отношений также способствует глобализации автомобильной промышленности. Приобретение компаний в настоящее время — совершенно обыденное дело. Так, Япония ежегодно приобретает в США более 200 мелких и средних компаний.

Растущая конкуренция на мировых рынках автомобилей вносит коррективы в распределение долей между участниками рынка. Так, по данным OICA, в 2013 г. доли стран-производителей распределялись следующим образом: Китай — 28 %, Япония — 12, Германия — 8, США — 7, Южная Корея — 6, остальные страны — 39 % (в т. ч. Россия — 3 %). При этом еще в 2012 г. доли распределялись так: Китай — 25 %, Япония — 14, Германия — 8, Южная Корея — 7, США — 6, остальные страны — 40 % (в т. ч. Россия — 3 %).

Анализируя эту информацию, нетрудно заметить, что Китай — уже бесспорный лидер по числу произведенных автомобилей, и доля их продаж продолжает расти (+3 %). Япония и США сдают свои позиции: −2 и −1 % соответственно. Германии, в свою очередь, удается держаться на уровне 8 %. Позиция же России пока неизменна.

Развитие автомобильной промышленности, как в настоящее время, так и в будущем, невозможно без глобализации. Стратегии глобализации позволяют предприятиям достигать более высоких экономических показателей, эффективно используя уже имеющиеся факторы производства. Анализ практики развития

Свойства товара	Спрос	Преимущества
Стратегия глобализации		
Стандартизация конструкции, дизайна, рекламы независимо от страны пребывания	Население желает приобретать одни и те же товары и имеет одинаковый образ жизни	Существенная экономия ресурсов за счет стандартизации
Мультирегиональная стратегия		
Адаптация к каждой стране	Максимальное удовлетворение спроса, исходя из национальной особенности	Возможность присутствия в разных странах
Транснациональная стратегия		
Унификация товаров	Максимальное удовлетворение спроса	Глобальная координация бизнеса, повышение гибкости в регионах присутствия

бизнеса на мировых автомобильных рынках позволяет заключить, что глобализация будет успешно развиваться как объективный процесс развития мировой экономики.

Автомобильные предприятия, которые выходят на мировые рынки, обычно следуют стратегиям роста и рассматривают каждую страну, как потенциально новый рынок. Реализация глобальной стратегии на таких рынках возможна в видах, рассмотренных в таблице.

Дальнейшее развитие процесса глобализации на международных рынках потребует от автопредприятий пройти следующие этапы. Первый — внутренний этап: потенциал компании на рынке ограничивается только страной происхождения с рассмотрением возможности выхода на международные рынки. Второй — международный этап: рост экспорта, переход к мультирегиональной стратегии. Третий — мультинациональный этап: маркетинговые и производственные возможности размещены в разных странах, экспорт превышает 30 % от общего объема реализации. Четвертый — транснациональный этап: компания, а вернее уже корпорация, не привязана ни к одной стране. Производственные процессы размещены в разных странах. Товары реализуются, а ресурсы закупаются только в стране, предоставляющей наиболее выгодные условия.

Основное преимущество использования транснациональной стратегии — возможности перевода капиталов и производственных факторов из стран с их избытками в страны с дефицитом. Транснациональная система в настоящее время — это более 60 тыс. основных компаний и более 500 тыс. филиалов по всему миру, включая предприятия автомобильной промышленности. ТНК контролируют примерно 50 % мирового промышленного производства, более 60 % мировой торговли, свыше 80 % патентов и лицензий.

Таким образом, участвуя в процессе глобализации, предприятия российской автомобильной промышленности не только смогут улучшить свои экономические условия, но и выйти на новые международные рынки, используя опыт зарубежных специалистов, знакомых с национальной культурой и особенностями.

АСМ-факты

"Группа ГАЗ" поставила в Ростов 50 автобусов ЛиАЗ-529260. Закупка производится в рамках обновления парка города, в котором пройдут матчи Чемпионата мира по футболу 2018 года: по требованию Международной федерации футбола, городские автобусы должны иметь низкий уровень пола, пассажировместимость от 85 человек и специально оборудованные места для транспортировки маломобильных граждан. Первые машины выйдут на маршруты города уже в феврале этого года.

Автобус большого класса ЛиАЗ-529260 предназначен для городских перевозок и имеет самый высокий показатель пассажировместимости в своем классе. Машина рассчитана на транспортировку 114 пассажиров (посадочных мест — 28) и имеет оборудованное место для перевозки людей с ограниченными возможностями передвижения. Модель комплектуется двигателем ЯМЗ экологического стандарта "Евро-4" мощностью 275 л. с., автоматической коробкой передач и мостами ZF, механической аппарелью для беспрепятственного въезда/выезда инвалидных колясок. Низкий уровень пола увеличивает скорость пассажирообмена и сокращает время прохождения маршрута на 15 %. Просторная накопительная площадка, антивандальные сидения и система "книлинг" (наклон в сторону дверей на 7°) позволяют чувствовать себя комфортно всем категориям пассажиров. Электронное управление подвеской дает возможность полностью приподнять автобус для преодоления сложных участков маршрута и опустить его на остановке.

Еще одна очередная поставка — пятнадцати автобусов ЛиАЗ-529354 в Киров, где реализуется своя муниципальная программа по развитию транспортной инфраструктуры до 2020 года. Автобусы приобретены по договору лизинга, действующему до ноября 2019 года и будут задействованы для перевозки пассажиров по городским маршрутам.

ЛиАЗ-529354 рассчитан на транспортировку 104 пассажиров, включая 24 сидящих, а также специально оборудованное место для перевозки инвалидов. Машина комплектуется двигателем "Камминз" ("Евро-4"), автоматической коробкой передач ZF, механической аппарелью для беспрепятственного въезда/выезда инвалидных колясок. Низкий уровень пола у передней и средней дверей увеличивают скорость пассажирообмена.

УДК 533.682

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Д-р физ.-мат. наук **Л.Ю. КАТАЕВА**, **Н.Н. КИСЕЛЕВА**,
канд. физ.-мат. наук **Д.А. МАСЛЕННИКОВ**, **Н.А. РОМАНОВА**
Нижегородский филиал Московского ГУ путей сообщения,
Нижегородский ГТУ имени Р.Е. Алексеева (831. 436-82-45)

Представлена математическая модель и численные результаты влияния аэродинамического сопротивления частиц на их траекторию движения и область оседания на автомобиле.

Ключевые слова: *автомобиль, аэродинамика, загрязнение автомобиля.*

Kataeva L.Yu., Kiseleva N.N., Maslennikov D.A., Romanova N.A.
MATHEMATICAL MODEL OF POLLUTION OF THE CAR

A mathematical model and numerical results of particles drag influence on the area of their sedimentation and the motion path. The dependence of particle size, density and aerodynamic drag was obtained.
Keywords: *car, aerodynamics, car pollution.*

Загрязнение лобового, заднего и боковых стекол, а также боковых зеркал заднего вида легкового автомобиля — фактор, отрицательно сказывающийся на безопасности движения: оно мешает водителю адекватно оценивать дорожную обстановку, ухудшая обзор и тем самым увеличивая риск возникновения аварийных ситуаций.

Разработчики автомобильной техники, естественно, учитывают это обстоятельство и оснащают свои изделия различными устройствами защиты от загрязнений — стеклоочистителями, стеклоомывателями, дефлекторами, обогревателями и т. д. Кроме того, в последнее время появились сообщения о специальных покрытиях, обладающих водо-, грязе-, насекомоотталкивающими свойствами. Такие покрытия позволяют уменьшить вероятность налипания грязи на остекление.

Наиболее распространенное средство защиты лобового и заднего стекол автомобилей — сочетание стеклоочистителя со стеклоомывателем. Оно особенно актуально для автомобилей с коротким свесом, у которых основной поток грязи попадает именно на лобовое стекло, поднимаясь по переднему фартуку. И здесь, как показывает опыт, лучше всего подходят дефлекторы боковых окон, которые, по замыслу, должны обеспечивать естественный воздухообмен в салоне. Тем более что они почти не увеличивают коэффициент аэродинамического сопротивления, а расположенные сзади — даже его снижают [1]. Правда, задние дефлекторы выгодны лишь для хэтчбеков и универсалов: заднее стекло остается чистым, поскольку дефлекторы обеспечивают срыв воздушного потока с заднего среза крыши. Небесполезны и передние дефлекторы: они не только защищают капот, создавая восходящие потоки воздуха, но и уменьшают степень загрязнения лобового стекла и стеклоочистителей.

Частицы загрязнений попадают на элементы конструкции автомобиля вместе с обтекающим его потоком воздуха, а в дождливую погоду — и в каплях воды, выбрасываемых его собственными колесами, а также колесами встречного транспорта. Их основной источник — пыль, образующаяся в результате эксплуатационного износа дорожного полотна и шин.

Математическую модель такого потока в системе координат, связанной с автомобилем, можно представить в виде формул № 1...4 (см. таблицу).

Стационарная задача решается для граничных условий, выраженных формулами № 5...7.

Далее на основе уравнений № 8 и 9 выполняется моделирование движения частиц с различными значениями коэффициента аэродинамического сопротивления. При этом считается: в начальный момент времени частица имеет координаты $x_{p,0}$, $z_{p,0}$ и движется со скоростью воздушного потока, но ее движение корректируется действием аэродинамического сопротивления, т. е. силой тяжести, а также силой инерции.

Будем считать, что частица прилипает к поверхности автомобиля. В этот момент вычислительный для нее процесс, естественно, останавливается. Расчеты также прекращаются, если частица достигла границы расчетной области, где существует поле скоростей. Величину силы F аэродинамического сопротивления будем вычислять согласно второму закону Ньютона по формуле № 10. Эта сила также может быть рассчитана, согласно работе [2], по формуле № 11. Или после некоторых преобразований — по формуле № 12. Отсюда — формула № 13 для определения C_d.

Полагаем, далее, что частицы имеют форму шара диаметром d_p. Тогда с учетом его объема V и площади S сечения, плотности воздуха ($\rho = 1{,}176$), коэффициента лобового сопротивления ($C_x = 0{,}45$) и температуры среды ($T = 300$ K) имеем формулу № 14.

Таким образом, аэродинамика частицы шаровидной формы определяется ее плотностью и размерами.

Результаты численного моделирования по данной модели показали, что при увеличении коэффициента C_d аэродинамического сопротивления траектории частиц приближаются к линиям тока, которые не пересекаются с линиями автомобиля. То есть крупные частицы в большей степени загрязняют автомобиль, поскольку движутся под действием не только аэродинамических сил, но и сил инерции. При достаточно большой удаленности от автомобиля крупные частицы быстрее оседают, вследствие чего могут не достигать его.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{\partial \rho_5}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_5 U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_5 W)}{\partial z} = 0$	x, z — горизонтальная и вертикальная координаты, м; t — время, с; U, W — составляющие скорости газовой фазы по направлениям x и z соответственно, м/с; ρ_5 — плотность газовой фазы, кг/м^3
2	$\frac{\partial(\rho_5 U)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_5 U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_5 UW)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_t \frac{\partial U}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_t \frac{\partial U}{\partial z}\right)$	μ_t — коэффициент динамической вязкости воздуха, Па · с
3	$\frac{\partial(\rho_5 W)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_5 UW)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_5 W^2)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_t \frac{\partial W}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_t \frac{\partial W}{\partial z}\right)$	—
4	$p = \frac{\rho_5 RT}{M}$	p — давление, Па; R — универсальная газовая постоянная, м^2 · кг · с$^{-2}$ · К$^{-1}$ · Моль$^{-1}$; T = 300 К (27 °С) — температура окружающей среды; M — молярная масса воздуха, кг/моль
5	$z = h_{\max}: U = U_e,\ W = \frac{p - p_e}{p}\sqrt{\frac{RT}{M}};\ z = 0: \mu_t = 0,\ U = U_e,\ W = 0$	p_e — давление невозмущенной среды на нулевой высоте; $x_{\max}$, $h_{\max}$ — длина и высота расчётной области соответственно, м; U_e — скорость невозмущенного потока газовой фазы относительно обтекаемого тела
6	$x = 0: U = U_e - \frac{p - p_e}{p}\sqrt{\frac{RT}{M}},\ W = 0;\ x = x_{\max}: U = U_e + \frac{p - p_e}{p}\sqrt{\frac{RT}{M}},\ W = 0$	—
7	$G: \mu_t = 0,\ U = 0,\ W = 0$	G — поверхность автомобиля
8	$\begin{cases} \frac{dx_p}{dt} = U_p \\ \frac{dz_p}{dt} = W_p \\ \frac{dU_p}{dt} = -c_d(U_p - U)\sqrt{(U_p - U)^2 + (W_p - W)^2} \\ \frac{dW_p}{dt} = -c_d(W_p - W)\sqrt{(U_p - U)^2 + (W_p - W)^2} - g \end{cases}$	x_p, z_p — координаты мелкодисперсной частицы, м; U_p, W_p — составляющие скорости мелкодисперсной частицы по направлениям x и z соответственно, м/с; c_d — коэффициент аэродинамического сопротивления мелкодисперсной частицы, м$^{-1}$
9	$x_p(0) = x_{p,0},\ z_p(0) = z_{p,0},\ U_p(0) = U(x_{p,0}, z_{p,0}),\ W_p(0) = W(x_{p,0}, z_{p,0})$	x_p, z_p — координаты мелкодисперсной частицы в начальный момент времени, м
10	$F = m\frac{dU_p}{dt}$	F — сила аэродинамического сопротивления движению мелкодисперсной частицы относительно среды, Н; m — масса мелкодисперсной частицы, кг
11	$F = mc_d(\Delta v)^2$	Δv — модуль разности между скоростью движения мелкодисперсной частицы и воздуха вокруг нее, м/с
12	$c_x = \frac{2F}{\rho_e S \Delta v^2}$	c_x — коэффициент лобового сопротивления мелкодисперсной частицы; S — площадь сечения мелкодисперсной частицы, м^2; ρ_e — плотность невозмущенной среды на нулевой высоте, кг/м^3
13	$c_d = \frac{c_x S \rho_e}{2m} = \frac{c_x S \rho_e}{2v\rho}$	v — объем мелкодисперсной частицы, м^3
14	$c_d = \frac{9{,}914 \cdot 10^{-2}}{\rho d_p}$	d_p — диаметр мелкодисперсной частицы, м

Таким образом, можно сделать вывод: чем меньше скорость движения, тем большая вероятность ослепления водителя за счет грязеобразования его автомобилем. Что же касается грязеобразования впереди идущими и встречными АТС, то здесь картина прямо противоположная.

Использование приведенной в данной работе модели позволяет определять зоны наибольшего загрязнения автомобиля мелкодисперсными частицами различных размеров и их траектории движения. Это, в свою очередь, позволит оптимизировать конструкцию автомобиля с точки зрения загрязнения его боковых стекол, зеркал и других поверхностей.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках проекта по договору № 02.G25.31.0006 от 12.02.2013 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 г. № 218).

Литература

1. Симпатичны, опасны, бесполезны... Определяем в аэродинамической трубе плюсы и минусы спойлеров, дефлекторов, накладок и других модных изделий такого рода. — [электронный ресурс] — Режим доступа — URL: http://www/tavria-avto.narod.ru/37-39/htm (дата обращения 31.03.2014).
2. Евграфов А.Н. Аэродинамика автомобиля: учебное пособие. М.: МГИУ, 2010. — 356 с.

УДК 621.436,665.11

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СОСТАВА СМЕСЕВЫХ БИОТОПЛИВ

Д-р техн. наук **В.А. МАРКОВ**, канд. техн. наук **В.В. МАРКОВА**, **В.М. СИВАЧЁВ**, **С.М. СИВАЧЁВ**
МГТУ имени Н.Э. Баумана (499. 263-69-18)

Рассмотрены методики определения оптимального состава смесевых топлив, содержащих нефтяное дизельное топливо и метиловый эфир рапсового масла.

Ключевые слова: *дизель, дизельное топливо, рапсовое масло, метиловый эфир рапсового масла, смесевое топливо.*

Markov V.A., Markova V.V., Sivachev V.M., Sivachev S.M.
DETERMINING MIXED BIOFUEL OPTIMAL COMPOSITION

Methods of determining optimal composition for diesel fuel-rapeseed oil methyl ester biofuel are proposed.
Keywords: *diesel, combustion chamber, diesel fuel, rapeseed oil, rapeseed oil methyl ester, biofuel mixture.*

В настоящее время в качестве альтернативных топлив для дизелей применяют биотоплива. И не в последнюю очередь — растительные масла (рапсовое, подсолнечное, соевое и др.). Их используют как в чистом виде, так и в смесях с нефтяным дизельным топливом. Но для централизованного снабжения городского автотранспорта более целесообразны, как показывает опыт, метиловые или этиловые эфиры этих масел, поскольку их физико-химические свойства ближе к аналогичным свойствам дизельных топлив.

Однако эфиры в чистом виде — не лучшие из топлив. Поэтому их целесообразно применять в смесях с топливами дизельными: в этом случае, скажем, те же метиловые эфиры рапсовых масел можно рассматривать как кислородосодержащую присадку, улучшающую экологические характеристики нефтепродуктов.

К сожалению, приведенные выше соображения реализовать пока что довольно сложно. Все дело в том, что специалисты пока не смогли решить проблему выбора оптимального состава такого смесевого топлива: опубликованные в технической литературе данные [1, 2 и др.] не позволяют однозначно определить наиболее предпочтительный их состав. И причина тому одна: эффективность топливных смесей, на которых работают дизели, зависит от многих факторов. Тем не менее этой проблемой занимаются многие, значит, она будет решена. Авторы статьи тоже проводят соответствующие исследования. Прежде всего — аналитические, объектом которых являются смеси обычного дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла.

Для таких исследований, естественно, нужны исходные данные. Чтобы их получить, авторы провели несколько серий экспериментов на широко применяемом у нас в стране дизеле Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) Минского моторного завода. Суть этих экспериментов сводилась к следующему.

Дизель поочередно работает на семи видах топлива (табл. 1): стандартном дизельном (ДТ), чистом метиловом эфире рапсового масла (МЭРМ) и их смесях (ДТ + МЭРМ). Причем работает на одних и тех же режимах по внешней скоростной характеристике и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил № 49 ЕЭК ООН. При этом другие регулировочные характеристики оставались одними и теми же. В частности, угол θ опережения впрыскивания топлива — равным 13° п.к.в. до ВМТ на упоре максимальной подачи топлива. В ходе экспериментов, как обычно, измерялись расход топлива, дымность отработавших газов и количество содержащихся в них нормируемых вредных веществ — монооксида углерода, несгоревших углеводородов и оксидов азота.

Результаты испытаний дизеля на режимах внешней скоростной характеристики приведены в табл. 2, а в табл. 3 — пример результатов, полученных на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла. (В этих таблицах N_e — эффективная мощность дизеля; g_e — его удельный расход; K_x — дымность отработавших газов; n — частота вращения коленчатого вала; M_e — крутящий момент; $G_т$ — часовой расход топлива; $G_в$ — часовой расход воздуха; C_{CO}, C_{CH}, C_{NOx} — концентрации монооксида углерода, несгоревших углеводородов и оксидов азота в отработавших газах.)

Анализ экспериментальных данных показывает: токсичность отработавших газов дизеля при использовании смесей ДТ + МЭРМ существенно улучшается. Более того, эти данные говорят о том, что существует реальная возможность оптимизации состава смесевого топлива. При этом, конечно, необходимо учитывать не только дымность и токсичность отработавших газов, но и топливную экономичность (удельный расход

топлива) дизеля. А ее, как известно, очень хорошо характеризует эффективный КПД двигателя.

Для выбора наиболее целесообразной методики оптимизации состава смесевого топлива можно использовать, по мнению авторов, три методики.

При первой из них обобщенный критерий $J_о$ оптимальности формируется в виде произведения двух частных критериев — критерия $J_{тэ}$ топливной экономичности и критерия $J_{ог}$ токсичности отработавших газов. Причем роль $J_{тэ}$ играет эффективный КПД дизеля, а роль $J_{ог}$ — выброс наиболее значимого токсичного компонента отработавших газов — оксида азота. То есть $J_{тэ} = J_{\eta e}$ и $J_{ог} = J_{NOx}$.

Такой обобщенный критерий оптимальности можно записать в виде формулы № 1 (табл. 4). Как видим, она отличается предельной простотой и сравнительно небольшим объемом необходимых расчетов. Но, к сожалению, не учитывает выброс таких нормируемых токсичных компонентов отработавших газов, как монооксид углерода, несгоревшие углеводороды и сажу.

При второй методике обобщенный критерий $J_о$ оптимальности формируется в виде суммы частных кри-

Таблица 1

Физико-химические свойства топлива	Топливо						
	ДТ	МЭРМ	95 % ДТ + 5 % МЭРМ	90 % ДТ + 10 % МЭРМ	80 % ДТ + 20 % МЭРМ	60 % ДТ + 40 % МЭРМ	40 % ДТ + 60 % МЭРМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830	877	832	835	839	848	858
Кинематическая вязкость при 20 °С, мм^2/с	3,80	8,00	3,94	4,09	4,41	5,2	6,0
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	42,5	37,8	42,2	41,9	41,5	40,5	39,6
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг	14,3	12,6	14,2	14,1	14,0	13,6	13,3
Содержание, % по массе:							
углерод	87,0	77,6	86,5	86,1	85,1	83,2	81,4
водород	12,6	12,2	12,6	12,5	12,5	12,4	12,3
кислород	0,4	10,2	0,9	1,4	2,4	4,4	6,3
сера	0,20	0,002	0,19	0,18	0,16	0,12	0,08

Таблица 2

Показатель	Значение показателя при частоте вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$								
	1080	1200	1400	1500	1600	1800	2000	2200	2400
N_e, кВт	35,6	40,5	50,6	55,1	58,8	63,7	70,1	75,1	76,8
g_e, г/(кВт · ч)	224,8	227,0	226,4	223,2	222,6	226,2	231,0	239,2	249,2
K_x, ед. Бош	36,0	33,0	30,0	21,0	20,0	18,0	12,0	15,0	18,0
N_e, кВт	36,3	40,7	51,7	55,9	58,9	64,0	69,6	75,4	76,9
g_e, г/(кВт · ч)	225,9	228,2	226,8	223,7	227,4	230,2	233,4	241,5	252,9
K_x, ед. Бош	24,0	21,5	17,5	17,0	16,0	17,0	12,0	17,0	18,0
N_e, кВт	36,2	39,1	50,6	55,0	58,8	64,5	70,1	75,9	77,8
g_e, г/(кВт · ч)	228,0	230,5	229,3	228,0	229,4	231,9	236,7	242,5	253,8
K_x, ед. Бош	22,5	20,0	17,0	16,0	15,0	14,0	11,0	13,5	13,5
N_e, кВт	35,5	39,6	50,5	55,0	58,8	64,2	70,1	75,8	77,4
g_e, г/(кВт · ч)	232,1	232,9	234,2	230,6	230,5	234,7	237,2	244,4	255,3
K_x, ед. Бош	25,0	17,5	15,0	13,0	10,5	8,0	7,0	6,0	11,0
N_e, кВт	34,8	36,3	51,0	55,3	59,0	64,8	70,3	75,7	77,5
g_e, г/(кВт · ч)	233,3	236,2	236,1	234,7	234,5	236,6	240,0	248,3	258,5
K_x, ед. Бош	22,0	13,0	13,0	7,5	4,0	4,0	5,0	6,0	10,0
N_e, кВт	35,5	37,9	51,1	55,8	59,6	65,5	70,9	76,1	77,9
g_e, г/(кВт · ч)	234,9	238,0	238,1	236,0	237,1	239,9	243,0	251,0	262,2
K_x, ед. Бош	18,0	10,0	11,0	8,5	5,0	5,0	5,0	4,0	7,0

Таблица 3

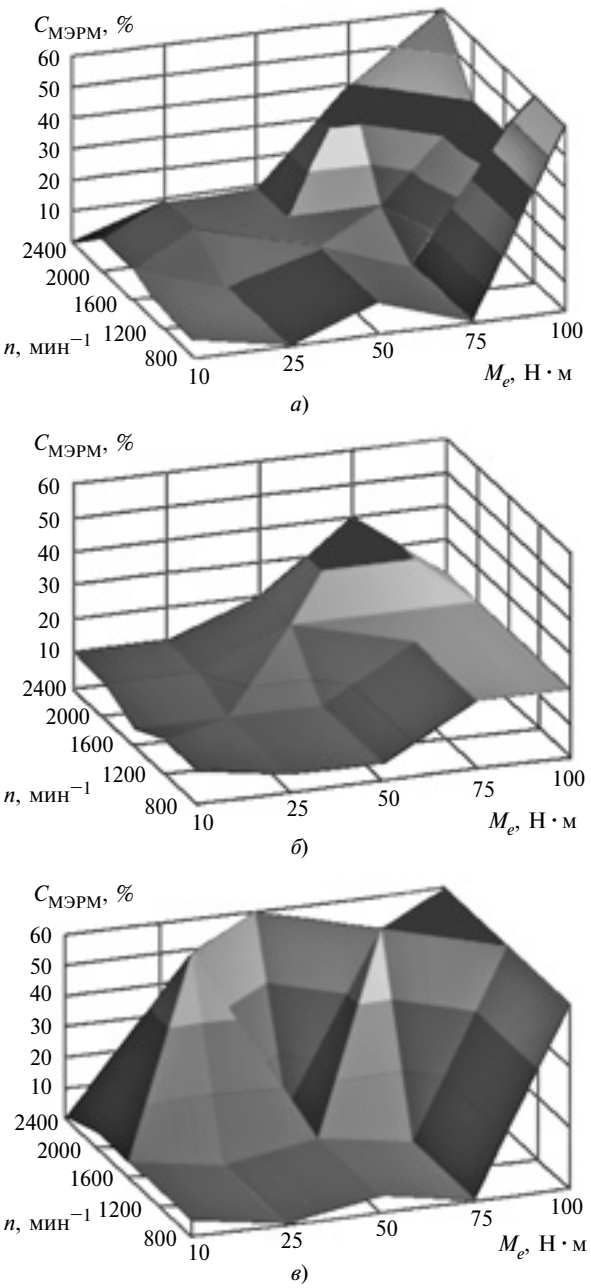
№ режима	n, мин$^{-1}$	N_e, кВт	M_e, Н · м	$G_т$, кг/ч	$G_в$, кг/ч	C_{NOx}, *ppm*	C_{CO}, *ppm*	C_{CHx}, *ppm*
1	890	0	0	0,84	130	100	270	207
2	1500	5,2	33,1	2,53	234	125	300	235
3	1500	14,2	90,4	4,07	239	220	305	210
4	1500	26,8	170,7	6,36	247	435	180	160
5	1500	40,2	256,1	9,17	258	720	120	115
6	1500	53,8	342,7	12,89	289	635	300	117
7	890	0	0	0,84	130	100	270	207
8	2400	74,8	297,8	19,70	557	575	135	120
9	2400	57,0	226,9	15,57	511	320	165	120
10	2400	37,8	150,5	11,04	455	260	180	140
11	2400	19,1	76,0	7,31	415	150	300	200
12	2400	7,3	29,1	5,16	390	90	510	360
13	890	0	0	0,84	130	100	270	207

териев, характеризующих топливную экономичность дизеля (формула № 2). Но последнее слагаемое — критерий дымности отработавших газов — учитывается только на режимах внешней скоростной характеристики, т. е. на режимах с неполной нагрузкой, поскольку на режимах частичных нагрузок он не нормируется.

Третья методика формирования обобщенного критерия $J_о$ оптимальности отличается от второй лишь тем, что в формулу его расчета вводятся весовые коэффициенты, определяющие значимость каждого из слагаемых. В этом случае формула № 2 принимает вид формулы № 3. Кроме того, значение весового коэффициента $a_{\eta e}$, характеризующего эффективный КПД дизеля, принято равным единице, а весовые коэффициенты a_{NOx}, a_{CO}, a_{CHx} и a_{Kx}, характеризующие выброс нормируемых токсичных компонентов и дымность отработавших газов, определяются в виде отношений действительной эмиссии токсичных компонентов отработавших газов дизеля, работающего на дизельном

Таблица 4

№ формулы	Формула	Примечания
1	$J_о = J_{тэ}J_{ог} = J_{\eta_e} J_{NO_x} = \frac{\eta_{edт}}{\eta_{ei}} \frac{C_{NO_x i}}{C_{NO_x дт}}$	$\eta_{e\,дт}$ — эффективный КПД дизеля при его работе на дизельном топливе; η_{ei} — то же при работе на i-й смеси; $C_{NO_x дт}$, $C_{NO_x i}$ — концентрации оксидов азота в отработавших газах дизеля при тех же условиях его работы
2	$J_о = J_{\eta_e} + J_{NO_x} + J_{CO} + J_{CH_x} + J_{K_x} = = \frac{\eta_{edт}}{\eta_{ei}} + \frac{C_{NO_x i}}{C_{NO_x дт}} + \frac{C_{CO i}}{C_{CO дт}} + \frac{C_{CH_x i}}{C_{CH_x дт}} + \frac{K_{xi}}{K_{xдт}}$	$C_{CO\,дт}$, $C_{CH\,дт}$, $K_{x\,дт}$ — концентрации монооксида углерода и несгоревших углеводородов в отработавших газах двигателя, работающего на дизельном топливе, а также их дымность; $C_{CO\,i}$, $C_{CHx\,i}$, $K_{x\,i}$ — то же при работе на i-м топливе
3	$J_о = a_{\eta_e} J_{\eta_e} + a_{NO_x} J_{NO_x} + a_{CO}J_{CO} + a_{CH}J_{CH} + a_{K_x} J_{K_x} = = \frac{a_{\eta_e}\eta_{edг}}{\eta_{ei}} + \frac{a_{NO_x} C_{NO_x i}}{C_{NO_x дг}} + \frac{a_{CO} C_{CO i}}{C_{CO дг}} + \frac{a_{CH} C_{CH i}}{C_{CH дг}} + \frac{a_{K_x} K_{xi}}{K_{xдг}}$	$a_{\eta e}$, a_{NO_x}, a_{CO}, a_{CH}, a_{K_x} — весовые коэффициенты
4	$\eta_e = 3600/(H_U \cdot g_e)$	H_U — низшая теплота сгорания топлива
5	$e_{NO_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{NO_x i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}$; $e_{CO} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{CO i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}$; $e_{CH_i} = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{CH_x i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}$	$E_{NO_x i}$, $E_{CO i}$, $E_{CH_x i}$ — массовые выбросы оксидов азота, монооксида углерода и несгоревших углеводородов в отработавших газах дизеля при его работе на i-м режиме; K_i — коэффициент, отражающий долю времени i-го режима в 13-ступенчатом цикле
6	$g_{eусл} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{тi} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}$	$G_{тi}$ — часовой расход топлива на i-м режиме
7	$\eta_{eусл} = \frac{3600}{H_U g_{eусл}}$	—
8	$A_{ОГ} = \frac{A_{NO_x} e_{NO_x i}}{e_{NO_x дг}} + \frac{A_{CO} e_{CO i}}{e_{CO дг}} + \frac{A_{CH_x} e_{CH_x i}}{e_{CH_x дг}} + \frac{A_{K_x} K_{xi}}{K_{xдг}}$	$A_{NO_x} = 41{,}1$, $A_{CO} = 1{,}0$, $A_{CH} = 3{,}16$, $A_{K_x} = 200$ — коэффициенты агрессивности нормируемых токсичных компонентов отработавших газов; где $e_{NO_x дт}$, $e_{CO\,дт}$, $e_{CH_x дт}$, $K_{x\,дт}$ — выбросы токсичных веществ с отработавшими газами и их дымность при работе дизеля на дизельном топливе; $e_{NO_x i}$, $e_{CO\,i}$, $e_{CH_x i}$, $K_{x\,i}$ — то же при работе дизеля на смесевом топливе i-го состава



топливе, к предельно допустимым ее значениям (нормам). При этом в качестве последних для $a_{\eta e}$, a_{CO}, a_{CHx} были взяты нормы "Евро-4", а для a_{Kx} — нормы Правил № 24-03 ЕЭК ООН. В итоге были получены следующие значения весовых коэффициентов: $a_{\eta e}$ = 1,0; a_{NOx} = 2,08; a_{CO} = 1,89; a_{CHx} = 1,426; a_{Kx} = 0,37. Эти значения были приняты постоянными для всех исследуемых видов топлива и исследуемых режимов работы.

Чтобы получить информацию, необходимую для оптимизационных расчетов, экспериментальные данные были обработаны методами линейной интерполяции и экстраполяции. В результате были получены данные по расходу топлива и концентрациям нормируемых токсичных компонентов отработавших газов в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля.

Так, на основе данных по удельному эффективному расходу g_e топлива по формуле № 4 были вычислены значения эффективного КПД дизеля, а затем рассчитаны оптимальные составы смесевого топлива во всем диапазоне эксплуатационных режимов — при частотах n вращения коленчатого вала 800, 1200, 1600, 2000 и 2400 мин$^{-1}$, и нагрузках, соответствующих относительным значениям крутящего момента двигателя $\overline{M}_e$, равных 10, 25, 50, 75 и 100 % максимального его значения $M_{e_{max}}$. При этом в соответствии с тремя рассмотренными выше методиками в каждой узловой точке вычислялись значения обобщенных критериев J_{oi} оптимальности с использованием формул № 1, 2 и 3 при работе дизеля на каждом из исследуемых топлив. После чего в каждой узловой точке определялся состав топлива, при котором обобщенный критерий принимает минимальное значение. Этот состав и есть оптимальный.

В результате расчетных исследований получились (см. рисунок) три базовые характеристики (*а*, *б* и *в*) оптимального состава биотоплива. По нему и таблицам экспериментальных данных с помощью формул № 5 были рассчитаны значения удельных выбросов основных нормируемых токсичных компонентов, т. е. e_{NOx}, e_{CO}, e_{CHx}, а по формуле № 6 — условного, т. е. среднего приведенного удельного расхода топлива на режимах

Таблица 5

Состав смеси	e_{NOx}, г/(кВт · ч)	e_{CO}, г/(кВт · ч)	e_{CHx}, г/(кВт · ч)	Дымность отработавших газов по шкале Хартриджа на режимах с полной нагрузкой, %		$g_{e\ усл}$, г/(кВт · ч)	Условный КПД двигателя	Суммарный условный коэффициент агрессивности отработавших газов
				n = = 2400 мин$^{-1}$	n = =1500 мин$^{-1}$			
ДТ	7,286	2,834	0,713	18,0	21,0	245,8	0,345	245,3
95 % ДТ + 5 % МЭРМ	6,894	2,234	0,626	18,0	17,0	249,2	0,342	204,4
90 % ДТ + 10 % МЭРМ	6,718	2,199	0,658	13,5	16,0	253,6	0,338	194,0
80 % ДТ + 20 % МЭРМ	6,542	2,096	0,727	11,0	13,0	256,5	0,338	164,7
60 % ДТ + 40 % МЭРМ	7,441	2,021	0,692	10,0	7,5	261,3	0,339	116,9
40 % ДТ + 60 % МЭРМ	7,759	1,932	0,681	7,0	8,5	265,0	0,342	128,4
Характеристика № 1 (*а*)	7,216	2,075	0,745	7,0	7,5	257,7	0,339	116,2
Характеристика № 2 (*б*)	6,555	2,155	0,685	11,0	13,0	255,1	0,338	164,6
Характеристика № 3 (*в*)	6,796	2,081	0,671	7,0	7,5	256,7	0,342	113,5

13-ступенчатого цикла. Причем для интегральной оценки работы дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла авторы использовали условный эффективный КПД, определяемый по формуле № 7. Результаты этих расчетов приведены в табл. 5.

Суммарную токсикологическую агрессивность отработавших газов дизеля, работающего на различных топливах, авторы оценивали суммарным условным коэффициентом $A_{ог}$, представляя его в виде суммы относительных удельных выбросов нормируемых токсичных компонентов e_{NOx}, e_{CO}, e_{CHx}, а также дымности K_x на режиме максимального крутящего момента $M_{e_{max}}$ (формула № 8).

Полученные значения коэффициентов $A_{ог}$ свидетельствуют о том, что среди рассматриваемых смесевых биотоплив наилучшими экологическими характеристиками обладает смесь, состоящая из 60 % дизельного топлива и 40 % метилового эфира. При работе дизеля на этой смеси $A_{ог}$ = 116,9, что в 2 раза ниже, чем при работе на дизельном топливе ($A_{ог\,дт}$ = 245,3).

Что касается базовых характеристик, то наилучшими экологическими свойствами отличается третья (*в*) характеристика. При ее реализации достигается минимальное значение суммарного условного коэффициента агрессивности отработавших газов ($A_{ог\,дт}$ = 113,5).

Следует также отметить, что при формировании этой характеристики показатели топливной экономичности тоже лучше, чем на дизельном топливе и характеристиках *а* и *б*. В случае характеристики *в* $\eta_{e\,усл}$ = 0,342, а в случае характеристики *а* — 0,339.

Таким образом, оптимизация состава смесевого биотоплива для дизелей — вполне реальна. Но следует иметь в виду, что оптимальное соотношение долей дизельного топлива и метилового эфира в смесях для каждой модели дизеля может отличаться от того, которое характерно для дизеля Д-245. То есть в каждом конкретном случае дизелестроитель должен записывать это соотношение в инструкцию по его эксплуатации.

Литература

1. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н., Абелян А.М. Экспериментальные исследования дизеля ЯМЗ-238 при его работе на смесевых топливах // Вестник Российского университета дружбы народов. Инженерные исследования. — 2003. — № 1. С. 5—10.
2. Кулманаков С.П., Семенов Р.С. Особенности рабочего процесса дизельного двигателя при использовании смесей рапсового масла и дизельного топлива // Ползуновский вестник. — 2007. — № 4. — С. 55—58.

УДК 621.3.012.5

ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ВЫСОКОЭЛАСТИЧНОЙ ШИНЕ НА ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА КОЛЕСА

Доктора техн. наук **З.А. ГОДЖАЕВ**, **А.Ю. ИЗМАЙЛОВ**, **В.И. ПРЯДКИН**

ВИМ Россельхозакадемии, Воронежская ГЛТА (499.174-81-82)

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по оценке влияния формы эпюры контактных давлений на тяговые свойства колеса.

Ключевые слова: *высокоэластичная шина, сверхнизкое давление, эпюра, протектор.*

Godzhaev Z.A., Izmailov A.Yu., Priadkin V.I.

INFLUENCE OF PRESSURE IN THE HIGHLY ELASTIC TRUNK ON TRACTION PROPERTIES OF THE WHEEL

Results theoretical and experimental researches according to influence of the form diagram contact pressure upon traction properties of a wheel are resulted.

Keywords: *the highly elastic trunk, the extra-low pressure, diagram, a protector.*

Мобильные энергетические средства на шинах сверхнизкого давления получают все более широкое применение в различных областях народного хозяйства. Причина такого внимания к ним очевидна: они не только практически не уплотняют почву, но и не повреждают растительный покров, потому что давление, оказываемое ими на опорную поверхность, очень незначительно [1, 2].

Такое свойство шин сверхнизкого давления известно давно. Но в процессе их практического освоения выявилось еще одно очень важное обстоятельство: тяговые качества и сопротивление качению высокоэластичной шины сверхнизкого давления существенно зависят от двух факторов — давления в ней и типа опорной поверхности (почвы). Причем связь между этими факторами довольно жесткая: для каждой модели шин и типа почвы есть такое давление воздуха в шине, при котором ее тяговый КПД будет максимальным.

Но это качественный вывод. Вопросы же количественной оценки влияния параметров колесного движителя, оборудованного шинами сверхнизкого давления, на его тяговые качества пока что решены недостаточно. Авторы статьи и попытались их решить, для чего провели специальные исследования, цель которых — именно оценка влияния внутреннего давления в таких шинах на распределение контактных давлений, оказываемых ими на почву, и тяговый их КПД.

Эти исследования включали два этапа — работу с математической моделью "шина—почва" и экспериментальную проверку результатов моделирования.

Моделирование выполнялось с использованием одной из разновидностей метода конечных элементов, SPH-метода, что позволило достаточно точно описать процесс взаимодействия высокоэластичной шины с почвой, ее контактные давления на почву и деформации [3, 4]. При этом колесо представляло собой (рис. 1) два концентрических кольца с различными упругими свойствами: тонкостенная высокоэластичная оболочка и металлический обод, а шина — тороидальную поверхность, деформируемую от нагрузки, которая приходится на колесо, и от внутреннего давления воздуха в ней, тогда как ее поверхность — совокупность отдельных конечных элементов шарообразной формы, узлы сетки которой способны перемещаться. К этим узлам "привязаны" физические свойства резиновой оболочки: каждый из них имеет некоторую массу, и его взаи-

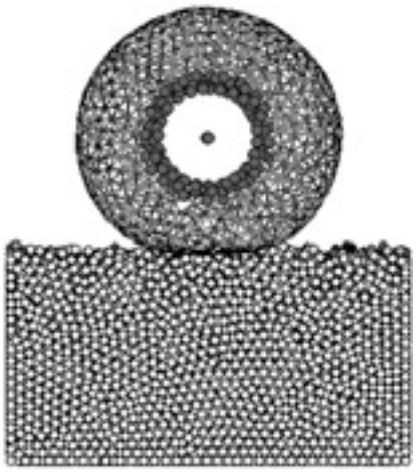


Рис. 1. Конечноэлементная модель колесного движителя и почвы

модействие с соседними узлами обеспечивают вязкоупругие силы, для которых коэффициенты жесткости и демпфирования рассчитываются заранее, с учетом свойств резины и толщины оболочки.

На узлы действуют силы давления со стороны воздуха, заключенного в оболочку, а также силы со стороны почвы.

Силы F_i действующие в конечных элементах тороидальной поверхности шины, определяли по формуле № 1 (см. таблицу), вязкоупругую силу $\vec{F}$, действующую на конечный элемент, — по формуле № 2. Уравнения движения i-го конечного элемента шины описывались дифференциальными уравнениями, записанными в виде формул № 3. Элементы шины на тороидальной поверхности распределялись в соответствии с уравнением № 4.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$F_i = \sum_{j=1}^{N_ш} (F_{ij}^у + F_{ij}^в) + F_i^P + \sum_{j=1}^{N_ш}\sum_{k=1}^{N_ш} F_{ijk}^m$	$F_{ij}^у$, $F_{ij}^в$ — силы упругого и вязкого взаимодействия конечных элементов i и j; F_i^P — силы давления воздуха, действующие на элементы модели; F_{ijk}^m — силы, возникающие из-за изгиба поверхности шины; $N_ш$ — общее число элементов в модели шины
2	$\vec{F} = Cr_b\overline{n} - k\overline{v}$	C — коэффициент жесткости конечного элемента шины; r_b — глубина внедрения элементов при их взаимодействии; $\overline{n}$ — направления взаимодействия шарообразного элемента с поверхностью шины; $\overline{v}$ — скорость этого взаимодействия
3	$m_{эш}\frac{d^2x_i}{dt^2} = \sum_{j=1}^{N_ш}(F_{xij}^у + F_{xij}^в) + k_{зап}\frac{\pi d_{эш}^2}{4}ps_{ix} + \sum_{j=1}^{N_ш}\sum_{k=1}^{N_ш}F_{xijk}^и;$ $m_{эш}\frac{d^2y_i}{dt^2} = \sum_{j=1}^{N_ш}(F_{yij}^у + F_{yij}^в) + k_{зап}\frac{\pi d_{эш}^2}{4}ps_{iy} + \sum_{j=1}^{N_ш}\sum_{k=1}^{N_ш}F_{yijk}^и;$ $m_{эш}\frac{d^2z_i}{dt^2} = \sum_{j=1}^{N_ш}(F_{zij}^у + F_{zij}^в) - m_{ш}g + k_{зап}\frac{\pi d_{эш}^2}{4}ps_{iz} + \sum_{j=1}^{N_ш}\sum_{k=1}^{N_ш}F_{zijk}^и + \frac{G}{N}$	$m_{эш}$ — масса элемента шины; t — время; $k_{зап}$ — коэффициент заполнения поверхности шины шарами (элементами); p — давление воздуха в шине; s_{ix}, s_{iy}, s_{iz} — нормальный вектор к поверхности шины, где находится элемент i; G — нагрузка на колесо; g — ускорение свободного падения; x_i, y_i, z_i — координаты произвольных элементов i
4	$\left[(x_i - x_ц)^2 + (y_i - y_ц)^2 + (z_i - z_ц)^2 + \frac{(D_ш - d_ш)^2}{4} - \frac{d_ш^2}{4}\right]^2 - (D_ш - d_ш)^2 \times$ $\times [(x_i - x_ц)^2 + (z_i - z_ц)^2] = 0$	$x_ц$, $y_ц$, $z_ц$ — координаты центра масс; $D_ш$ — диаметр колеса; $d_ш$ — толщина шины
5	$F_i = \sum_{j=1}^{N_ш}(F_{ij}^у + F_{ij}^в)$	$F_{ij}^у$, $F_{ij}^в$ — сила упругого и сила вязкого взаимодействия шаров i и j почвы
6	$m_{эп}\frac{d^2x_i}{dt^2} = \sum_{j=1}^{N_ш}(F_{xij}^у + F_{xij}^в);\ m_{эп}\frac{d^2y_i}{dt^2} = \sum_{j=1}^{N_ш}(F_{yij}^у + F_{yij}^в);$ $m_{эп}\frac{d^2z_i}{dt^2} = \sum_{j=1}^{N_ш}(F_{zij}^у + F_{zij}^в) - m_{ш}g$	$m_{эп}$ — масса конечного элемента почвы

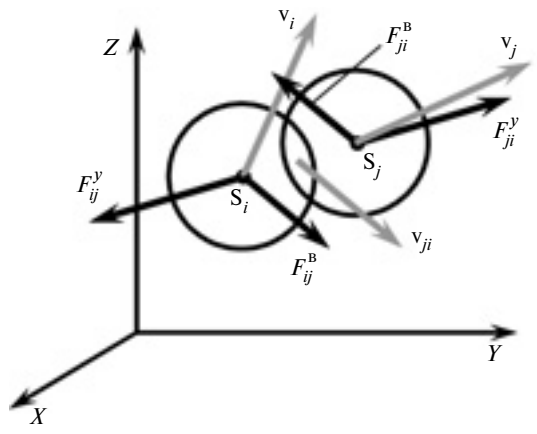


Рис. 2. Схема высокоупругого взаимодействия двух частиц почвы

Что касается почвы, то она тоже представлялась большим числом конечных элементов шарообразной формы, способных взаимодействовать как между собой, так и с поверхностью шины. Силы, действующие на эти элементы (рис. 2), рассчитывали по формуле № 5, которая, как видим, аналогична формуле № 1 для конечных элементов шины. С той лишь разницей, что там речь шла о конечных элементах шины, а здесь — почвы.

Движение *i*-го элемента почвы тоже описывали тремя дифференциальными уравнениями (формулы № 6).

Исследованиями рассмотренных выше моделей установлено (рис. 3), что снижение давления *p* воздуха в шине при воздействующей на нее постоянной нагрузке, равной 4,41 кН, приводит к тому, что максимальные контактные давления в пятне ее контакта с почвой смещаются от центра к его кромкам. Причем этот эффект особенно ярко проявляется (см. рис. 3, *а*, *б*, *в*) при давлении воздуха 10 кПа (0,1 кгс/см^2).

Кроме того, в поперечном сечении шины плечевые зоны пятна подвержены большему нагружению, чем передняя и задняя. С повышением же давления в шине эпюры принимают клинообразный вид (см. рис. 3, *г*, *д*, *е*), благодаря чему возрастает давление колесного движителя на почву (уменьшается площадь пятна контакта).

Тем не менее высокая эластичность шины, как и следовало ожидать, улучшает равномерность распределения давлений по пятну контакта и снижает величины их максимальных значений.

В ходе исследования было установлено также, что при увеличении давления воздуха в шине от нуля до

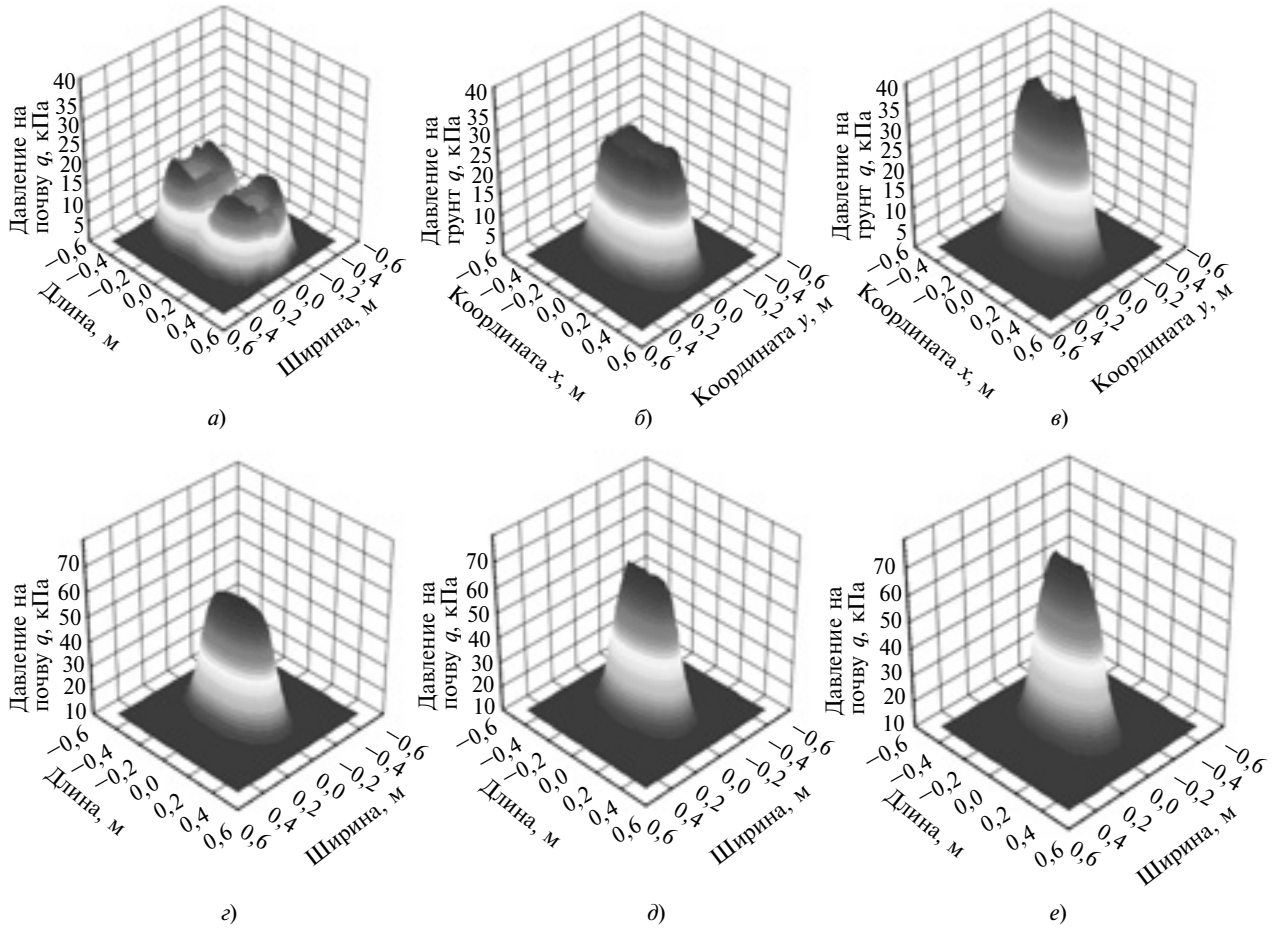


Рис. 3. Расчетные эпюры распределения давления в пятне контакта шины с почвой при G = 4,41 кН = const и различных давлениях в ней:

а — *p* = 10 кПа (0,1 кгс/см^2); *б* — *p* = 20 кПа (0,2 кгс/см^2); *в* — *p* = 30 кПа (0,3 кгс/см^2); *г* — *p* = 40 кПа (0,4 кгс/см^2); *д* — *p* = 50 кПа (0,5 кгс/см^2); *е* — *p* = 60 кПа (0,6 кгс/см^2)

30 кПа (0,3 кгс/см^2) форма эпюры в поперечном сечении шины меняется от параболы к трапеции, а при его уменьшении до тех же 30 кПа, наоборот, — от трапеции к параболе.

На втором (экспериментальном) этапе оценивалось влияние распределения контактных давлений на тяговые показатели колеса. В качестве объекта исследований была взята шина 1300×600—533 со специально разработанным (пат. № 2399499 РФ) почвощадящим протектором повышенной проходимости [5]. Ее испытания проводились на стенде СИБ-1, в емкости опорного основания которого находилась почва, характеристики которой точно соответствовали требованиям ГОСТ 30745—2001 (влажность в слое 0...100 мм равная 17 %, в слое 100...200 мм — 18 %). В итоге были построены зависимости (рис. 4) силы P_f (кривая *1*) и коэффициента f сопротивления качению шины (кривая *2*) от давления p.

Из рис. 5 видно: как увеличение, так и снижение давления воздуха в шине сверхнизкого давления по отношению к оптимальному его значению дает один и тот же результат — повышается сопротивление качению. Минимальное значение этой силы делит график на две зоны — левую и правую.

В первой из них сила P_f при снижении давления p воздуха возрастает, что связано с ростом потерь на деформацию резинокордной оболочки (на боковине образуются складки, т. е. шина теряет форму). При этом основную нагрузку воспринимает воздух, который воздействует на верхнюю недеформированную часть шины. Что крайне нежелательно, так как приводит к увеличению потерь, и как следствие, коэффициента f сопротивления качению.

Во второй зоне с увеличением давления p в шине сила сопротивления качению тоже возрастает, но — из-за дополнительных затрат энергии на формирование колеи: под действием нормальной нагрузки колея не только деформируется, но и погружается в почву до тех пор, пока не наступит равновесие сил и реакций, действующих на контактную площадь.

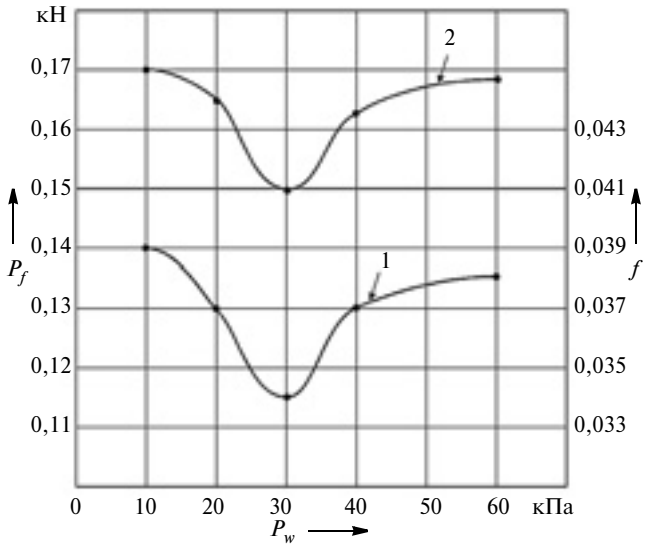


Рис. 4. Зависимость силы (1) и коэффициента сопротивления качению (2) шины 1300×600—533 с рисунком протектора "косая елка" от давления воздуха в ней

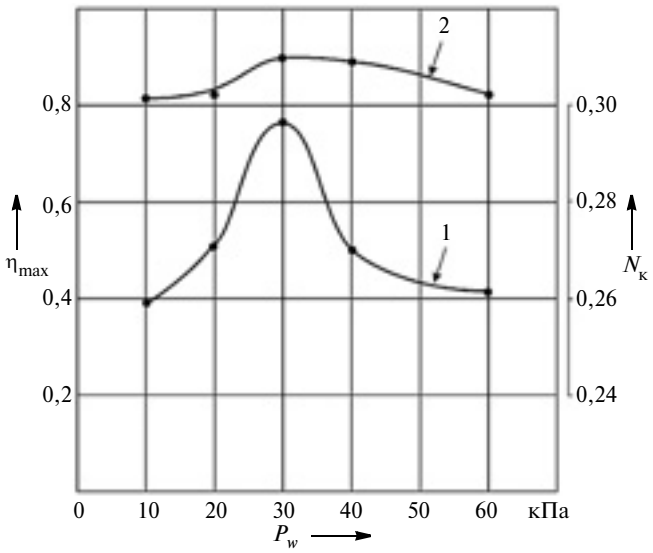


Рис. 5. Зависимость КПД (1) и несущей способности (2) шины 1300×600—533 с рисунком "косая елка" от давления воздуха в ней

Многочисленные тяговые испытания дали возможность установить связь между характером изменения контактных давлений и тяговым КПД колеса.

Так, доказано, что при давлении воздуха в шине, равном 30 кПа (0,3 кгс/см^2), имеет место переход формы эпюры контактных давлений от параболической к криволинейной трапеции. Но очень важно то, что эпюра при давлении воздуха в шине, равном 30 кПа (0,3 кгс/см^2), имеет оптимальную форму, а следовательно, сила сопротивления качению минимальна (0,149 кН), минимален и коэффициент сопротивления качению (0,034). То есть шина реализует максимальный тяговый КПД (0,89). Это означает, что при выборе давления в шине сверхнизкого давления необходимо добиваться, чтобы эпюра контактных напряжений давления на поверхность качения имела оптимальную форму.

Литература

1. Зайцев С.Д., Стреблеченко Л.С., Прядкин В.И. Энергосредство на шинах сверхнизкого давления // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2006. № 8. С. 9—10.
2. Горин Г.С., Радкевич В.В., Янчук А.А. Показатели опорной и агроэкологической проходимости комплексов для внесения удобрений // Тракторы и сельхозмашины. 2010. № 6. — С. 8—12.
3. Годжаев З.А., Прядкин В.И. Применение SPH метода конечных элементов при моделировании процесса взаимодействия шин сверхнизкого давления с почвенно-растительным покровом // Вестник Сев-НТУ збірник наукоих праць. Серія Механика, енргетика, екологія, вып. 3, Севастополь, 2014. — С. 34—39.
4. Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами. Монография. — Под общей редакцией докт. техн. наук, проф. Б.Н. Белоусова. М.: Агроконсалт, 2013. — 612 с.
5. Годжаев З.А., Измайлов А.Ю., Прядкин В.И. Выбор параметров шин сверхнизкого давления для мобильных средств // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2014. № 4. С. 14—17.

УДК 621.11.012.813

НОВЫЙ СТАБИЛИЗАТОР ПЕРЕДНЕЙ НЕЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКИ ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **Е.В. СЛИВИНСКИЙ**, канд. техн. наук **С.Ю. РАДИН**
Агропромышленный институт Елецкого ГУ имени И.А. Бунина
(07467.6-40-84)

Рассмотрена перспективная конструкция передней независимой подвески легковых автомобилей.

Ключевые слова: *стабилизатор, рычаг, крен, подвеска, пружина, поперечная устойчивость.*

Slivinsky E.V., Radin S.Yu.

NEW STABILIZATOR FOR UPGRADES FRONT INDEPENDENT SUSPENSION CARS

Perspective design of the front independent suspension passenger cars is considered.

Keywords: *stabilizator, arm, bank, suspension spring lateral stability.*

Успешная эксплуатация как грузовых, так и легковых автомобилей на дорогах с различным покрытием и, следовательно, широким спектром проявления микро- и макронеровностей возможна только при хорошем качестве подвески.

Обычно ее параметры выбирают из расчета предельно допустимой интенсивности и характера колебаний кузова и колес, т. е. колебаний, возбуждаемых неровностями дорожного полотна [1]. Однако при эксплуатации автомобилей даже на дорогах хорошего качества их подвески также приходится уделять серьезное внимание. Дело в том, что от конструкции и состояния подвески зависит не только уровень комфорта водителя и пассажиров АТС, долговечность элементов его конструкции, но и его устойчивость и управляемость, а значит — безопасность движения. Поэтому их исследованием и совершенствованием занимались и продолжают заниматься многие специалисты. В результате к настоящему времени сложилось два типа подвесок — зависимые и независимые.

У первых движение одного колеса оси в вертикальной плоскости, возникающее от его встречи с дорожной неровностью, влечет за собой движение второго, расположенного по другую сторону оси автомобиля, а у вторых каждое из колес имеет самостоятельную систему связи с экипажной частью автомобиля и перемещается независимо от других колес.

Схем реализации подвесок обоих типов существует, как минимум, пять. Это, во-первых, схема, где рама автомобиля шарнирно соединена с балкой, связанной с колесами с помощью поворотных цапф. Эта балка при перекосах кузова взаимодействует с рамой через пружины и амортизаторы. Во-вторых, есть схема, которая также представляет собой балку, соединенную с рамой с помощью рессор, пружин и тяги. В такой схеме тягу воспринимают боковые усилия, а рессоры — усилия продольные и (частично) вертикальные. В-третьих, широко используется схема, которая отличается от двух предыдущих тем, что в ней применяются эллиптические рессоры, а направляющим устройством служат шарнирно-сочлененные звенья. В-четвертых, встречается схема, в которой спиральные пружины сжатия опираются на траверсу. В-пятых, известна и схема, где в качестве направляющего устройства использован четырехзвенный шарнирный механизм.

Во всех перечисленных схемах роль упругих элементов могут играть не только рессоры и пружины, но и пневмобаллоны, пневмоцилиндры и торсионы.

В зависимых и независимых подвесках применяются, по сути, одни и те же узлы и детали. Их отличие состоит только в том, что у первых предусмотрен один направляющий механизм на колеса оси, а у вторых таким механизмом оснащено каждое колесо. В этом одна из причин того, что зависимые подвески, как правило, применяют на грузовых автомобилях, а независимые, которые обеспечивают более высокий уровень комфорта в салоне, — на легковых. Причем в последнем случае для исключения боковых кренов кузова широко используют так называемые стабилизаторы устойчивости.

Эти устройства обычно выполняют в виде поперечно расположенного на автомобиле стального упругого стержня, его концы с помощью стоек соединены с опорными чашками подвески, на которые опираются пружины. Сам же стержень расположен в опорах, жестко закрепленных на балках кузова.

Однако у него есть весьма существенный конструктивный недостаток: крутильная жесткость такого стабилизатора постоянная, т. е. ее в процессе изменения положения кузова нельзя изменять автоматически. Иначе говоря, классический стабилизатор решает проблему плавности хода легковых автомобилей лишь частично. В связи с чем специалисты агропромышленного института Елецкого ГУ имени И.А. Бунина попытались найти решение.

Проанализировав отечественные и зарубежные библиографические и патентные материалы, они постарались выявить слабые места в предложениях своих предшественников — создателей конструкций стабилизирующих устройств передних подвесок легковых автомобилей. Затем, располагая такой информацией, они разработали свое перспективное, с их точки зрения, устройство, которое можно назвать стабилизатором переменной жесткости (пат. № 239956, РФ).

Этот стабилизатор состоит (рис. 1) из стержня *5*, размещенного в опорах *10*, которые жестко закреплены в раме *4* автомобиля. Концевые участки *11* и *13* стержня *5* расположены в опорах *3*, которые жестко закреплены на плечах *9* двуплечих рычагов, шарнирно установленных на рычагах *8* подвески управляемых колес *7*. Вторые плечи двуплечих рычагов с помощью тяг *6* через шаровые шарниры *1* соединены с рамой *4*.

Работает стабилизатор следующим образом.

При движении автомобиля его кузов из-за наличия макро- и микронеровностей дорожного полотна может получить крен (например, по стрелке *A*). Такой угловой его поворот заставляет левую тягу *6* перемещаться по стрелке *B*, а правую — по стрелке *C*. А так как каждая из этих тяг шарнирно присоединена к одному плечу двуплечих рычагов, то вторые их плечи получат угловые повороты соответственно по стрелкам *E*, *F*. При этом левое плечо поворачивается против часовой стрелки, а правое — по часовой. В итоге концевые

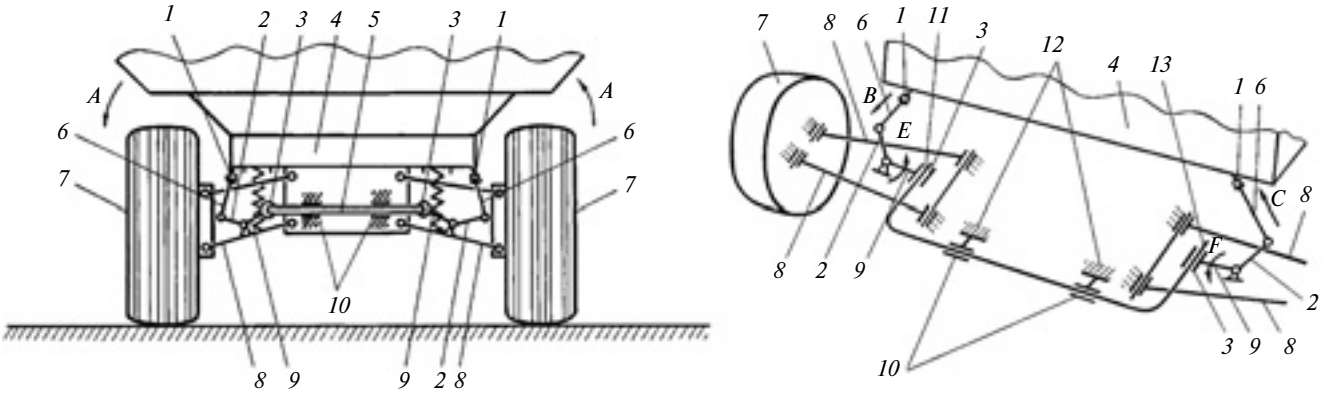


Рис. 1. Схема нового стабилизатора:

1 — шаровые шарниры; *2*, *6* — тяги; *3* — опоры двуплечевых рычагов; *4* — рама кузова; *5* — стержень стабилизатора; *7* — управляемые колеса; *8* — рычаги подвески; *9* — плечи двуплечих рычагов; *10* — опоры; *11*, *13* — концевые участки стержня; *12* — рама автомобиля

участки *11* и *13* стержня стабилизатора изгибаются в разные стороны, что способствует его закручиванию с обеих сторон. Но поскольку закрутка стержня двухсторонняя, то создаваемая стабилизирующая сила сопротивления будет значительно больше, чем у серийной конструкции, что позволяет более эффективно демпфировать колебания кузова при движении автомобиля. Если же кузов получит наклон в противоположную сторону, то концевые участки *11* и *13* стержня стабилизатора получат изгиб в сторону, противоположную стрелкам *E* и *F*, и все повторится.

В передней независимой подвеске есть спиральные пружины, важнейшие параметры которых — их жесткость, а также статический и динамический прогибы. Причем известно: чем меньше жесткость пружин, тем больше ее статический прогиб и, следовательно, выше плавность хода автомобиля. Однако, с другой стороны, известно и то, что при увеличении прогиба возникает ряд проблем, связанных с динамикой автомобиля и надежностью деталей его ходовой части.

Так, при преодолении дорожного макропрофиля (выступ, выбоина) возрастает частота ударов в подвеске, воспринимаемых ограничителями ("пробои" подвески), резко изменяется клиренс автомобиля из-за увеличения вертикальных перемещений колес, что отрицательно сказывается на точности кинематики рулевого привода; при резком торможении наблюдается "галопирование" автомобиля и т. д. Чтобы исключить эти явления, необходимо использовать подвеску, имеющую нелинейную характеристику. Такую задачу решает рассматриваемое техническое решение, т.е. стабилизатор поперечной устойчивости, который работает в условиях сложного напряженного состояния, характеризующегося изгибом и чистым кручением его отдельных участков. Рассмотрим на примере такую модернизацию независимой передней подвески легкового автомобиля ГАЗ-3112 "Волга", у которой суммарная жесткость пружин $2C_п = 490$ Н/см (49 кгс/см), их статический и динамический прогибы равны соответственно 17,5 и 12,2 см, а крутильная жесткость стабилизатора (диаметр его стержня $d = 30$ мм) — 2100 Н/рад. (210 кгс/рад.). Полная масса $m_а$ этого автомобиля составляет 1870 кг. При этом на переднюю ось приходится $m_п = 890$ кг. То есть статическая нагрузка $P_{ст}$ на каждое из колес передней подвески составляет $P_{ст} = \frac{m_п}{2}g = \frac{890}{2}9{,}81 = 4365$ Н.

Определим, можно ли использовать этот стержень в предложенном техническом решении и какая выгода получится от такой модернизации.

При решении обеих частей задачи будем считать, что стабилизатор выполнен из стали Ст60С2, предел текучести $\sigma_{вс}$ которой при сжатии равен 1275 МПа, при растяжении — $\sigma_{вр} = 1177$ МПа. Кроме того, примем, что длина L стержня стабилизатора составляет 950 мм, а длина его концов 250 мм.

На основании изложенного выше, можно утверждать, что силовое нагружение стабилизатора происходит только тогда, когда кузов автомобиля получает крен в ту или другую сторону относительно вертикальной продольной плоскости, проходящей через его центр тяжести. Следовательно, упругая деформация стержня стабилизатора происходит только при движении автомобиля под действием преодоления микро- и макронеровностей дорожного полотна и движении в его кривых. Тогда с учетом динамического характера нагружения колеса и при выборе коэффициента динамики, который примем, согласно рекомендациям, представленным в работе [1], равным 1,2, динамическая нагрузка соответственно составит $P_д = 4365 \cdot 1{,}2 = 5238$ Н.

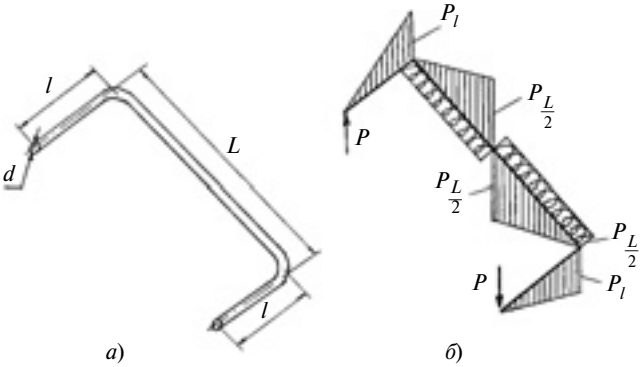


Рис. 2. Расчетная схема стержня стабилизатора

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\sigma_l = \frac{P_д l}{0{,}1 d^3} = \frac{m_п g l}{2 \cdot 0{,}1 d^3}$	$m_п$ — масса, приходящаяся на колесо; g — ускорение свободного падения
2	$\sigma_{L/2} = \frac{P_д L/2}{0{,}1 d^3} = \frac{m_п g L}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}1 d^3}$	—
3	$\tau = \frac{P_д L/2}{0{,}2 d^3} = \frac{m_п L}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}2 d^3}$	—
4	$K = \frac{\sigma_{вр}}{\sigma_{вс}}$	—
5	$\sigma_{экв} = \frac{1-K}{2}\sigma_l + \frac{1+K}{2}\sqrt{\sigma_l^2 + 4\tau^2}$	—
6	$P_{дэ} = \frac{\sigma_{вр}}{n\sigma_{экв}}$	$P_{дэ}$ — допускаемая эксплуатационная нагрузка

Располагая такими данными и воспользовавшись рис. 2, по известным формулам [2] вычислим значения напряжений изгиба и кручения в стержне и концах стабилизатора. Причем очевидно, что в этих формулах в случае концов стабилизатора нужно брать l = 250 мм, а в случае стержня — 0,5L, т. е. половину его длины. В итоге получаем формулы № 1, 2 и 3 соответственно (см. таблицу), а численные значения напряжений следующие: σ_l = 485,2 МПа; $\sigma_{L/2}$ = 921,5 МПа; τ = 460,8 МПа.

Затем, зная $\sigma_{вс}$ и $\sigma_{вр}$, определим коэффициент K, характеризующий отношение предела текучести материала стержня стабилизатора при растяжении к пределу текучести при его сжатии (формула № 4):

$$K = \sigma_{вр}/\sigma_{вс} = 1177/1275 = 0{,}9.$$

Вычислим эквивалентные напряжения $\sigma_{экв}$, используя формулу № 5, которые оказались равными 0,19 МПа.

В связи с тем, что предложенное техническое решение является ответственным узлом ходовой части автомобиля и связано с безопасностью движения, примем запас прочности n стержня стабилизатора, равным 3, и тогда определим по формуле № 6 допускаемую эксплуатационную нагрузку $P_{дэ}$ = 2065 Н = 206,5 кгс.

Как видим, $P_{дэ} < P_д$. Поэтому диаметр d стержня стабилизатора надо увеличить до 32 мм. То есть с этой точки зрения новый стабилизатор проигрывает серийному. Но подвеска — выигрывает. Дело в том, что концы стабилизатора опираются на короткие плечи рычагов, а пружина — на длинные. При этом передаточное отношение i плеч равно 0,2. Следовательно, на пружину действует не F, а 0,2F. Это означает, что диаметр прутка, из которого она выполняется, можно существенно уменьшить, а тем самым — снизить ее жесткость — со всеми вытекающими отсюда последствиями для людей, находящихся в салоне автомобиля. Причем без вреда для его управляемости и устойчивости.

Литература

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания. М.: Машгиз, 1972. — 355 с.
2. Орлов П.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие. В 2-х кн. / под ред. П.Н. Усачева. М.: Машиностроение, 1988. — 544 с.

УДК 621.83

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЛАНЕТАРНОЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНО-ЗАМКНУТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Н.А. КУЗНЕЦОВА, кандидаты техн. наук **А.А. ТЕТЮШЕВ** и **И.М. ШАНДЫБИНА**

Волгоградский ГТУ (+7.8442.24-80-98)

Рассмотрены вопросы построения динамических моделей планетарных дифференциально-замкнутых передач.

Ключевые слова: *планетарные дифференциально-замкнутые передачи, динамические модели, редуктор, упругая механическая связь.*

Kuznetsova N.A., Tetyushev A.A., Shandybina I.M.

DINAMIC MODEL OF PLANETARY DIFFERENCIALLY-CLOSED TRANSFERS

Questions of construction dynamic model of planetary differencially-closed transfers are considered.

Keywords: *planetary transfer, dynamic model, reducer, elastic mechanical connection.*

При проектировании планетарных редукторов, в том числе автомобильных автоматических коробок с планетарными передачами, возникает необходимость применения в конструкциях податливых звеньев и плавающих подвесок центральных зубчатых колес. При этом разработчик сталкивается с одной очень серьезной проблемой: в связи с тем, что ДВС современных автомобилей, как правило, высокооборотные, то ему не обойтись без предварительной количественной оценки спектра собственных частот и выбора жесткостных и инерционных параметров деталей редукторов с тем, чтобы эти детали не попали в зоны резонансных частот ни на одном из режимов работы коробки. Другими словами, не обойтись без определения спектра собственных частот деталей. Поэтому излагаемая ниже технология такого определения должна заинтересовать специалистов.

Суть данной технологии рассмотрим на примере планетарного дифференциально-замкнутого редуктора двигателя АИ-20.

Кинематическая схема этого редуктора включает (рис. 1) ведущее зубчатое колесо *1* редуктора, сателлиты *2*, центральное зубчатое колесо *3* (эпицикл) первой ступени, шестерню *4* второй ступени, зубчатое колесо *5* (сателлит) второй ступени, центральное зубчатое колесо *6* второй ступени, водило *7*, выходной вал *8* редуктора и корпус *9* сателлитов второй ступени. Его динамическая модель, разработанная на основе ранее предложенной авторами методики составления динамических моделей простых планетарных передач

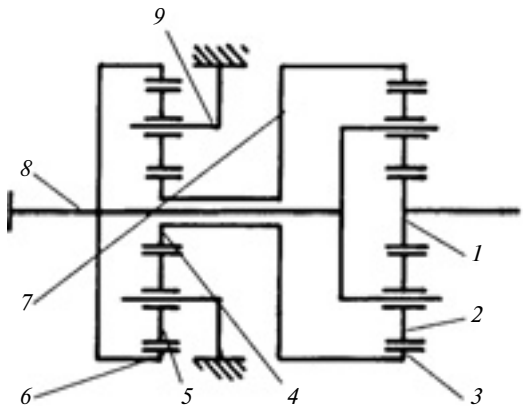


Рис. 1. Кинематическая схема планетарного дифференциально-замкнутого редуктора:

1 — ведущее зубчатое колесо; *2* — сателлит; *3* — центральное зубчатое колесо; *4* — шестерня второй ступени; *5* — сателлит второй ступени; *6* — центральное зубчатое колесо второй ступени; *7* — водило; *8* — выходной вал редуктора; *9* — сателлит второй ступени

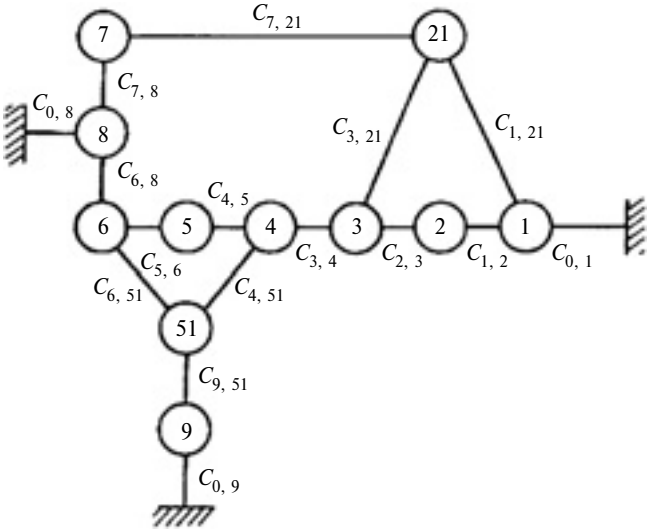


Рис. 2. Расчетная динамическая модель планетарного дифференциально-замкнутого редуктора

(см. "АП". 2012. № 12), в которых движение сателлита рассматривалось как два не зависимых друг от друга движения — вращения сателлита вокруг собственной оси и вокруг оси водила — приведена на рис. 2. (На нем обозначены сосредоточенные массы *1—9* деталей редуктора, соответствующие позициям рис. 1, при колебательных процессах вокруг их собственных осей, цифрами "*21*" и "*51*" — сосредоточенные массы сателлитов первой и второй ступеней при их колебании вокруг общей оси редуктора. Все эти элементы соединены между собой упругими безынерционными связями.)

При расчете крутильной жесткости зубчатых колес учитывались: изгибная и контактная деформации зубьев, деформации прилежащей к зубу части обода и при тонких ободьях зубчатых колес — деформация ободьев. Для соединения различных деталей, в том числе зубчатых колес, использованы зубчатые муфты, при расчете жесткости которых принимались во внимание дополнительные перемещения, связанные с податливостью обода.

Кинетическая T и потенциальная П энергии динамической модели этого планетарного редуктора рассчитываются по формулам № 1 и 2 соответственно (см. таблицу).

Подставив эти формулы в уравнение Лагранжа второго рода для консервативной системы, получим систему дифференциальных уравнений свободных колебаний в матричной форме (формула № 3). Затем, введя в нее частное решение в виде формулы № 4, получим систему характеристических уравнений (формулы № 5).

Далее, разделив каждое уравнение на соответствующий коэффициент при параметре ω^2, переходим к матричной форме (в виде формулы № 6).

При определении собственных частот системы, т. е. собственных частот матрицы ($\{H - \omega E\}$), был использован метод понижения ранга матрицы, а влияние параметров системы на собственные частоты колебаний динамической модели оценивалось последовательным (с шагом 0,5) варьированием всех упругоинерционных

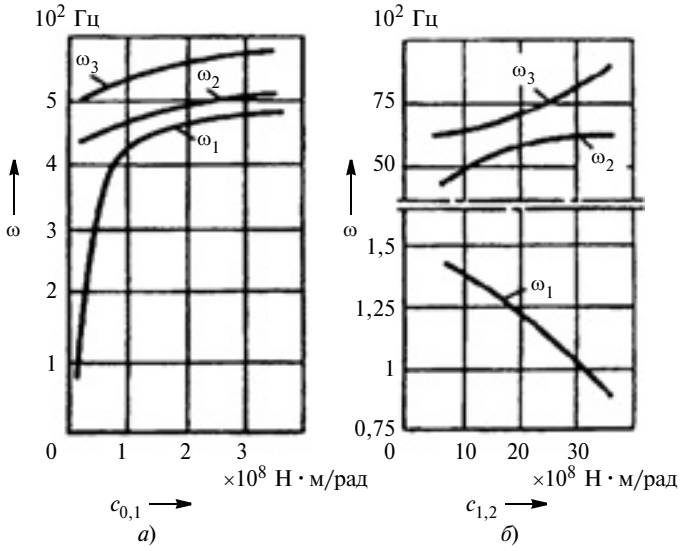


Рис. 3. Зависимость собственных частот ω_1, ω_2, ω_3 от жесткости торсионного вала (а) и суммарной крутильной жесткости зубчатых колес 1, 2 (б)

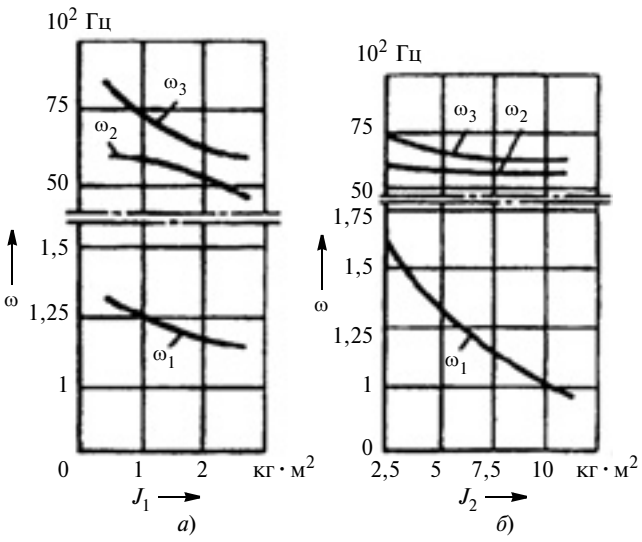


Рис. 4. Зависимость собственных частот ω_1, ω_2, ω_3 от моментов инерции зубчатого колеса 1 (а) и 2 (б)

№ формулы	Формула	Примечание
1	$T = \frac{1}{2}\left[\sum_{i=1}^{9} J_i\varphi_i^2 + J_{21}\varphi_{21}^2 + J_{51}\varphi_{51}^2\right]$	$i = 1...9$ — номер элемента редуктора; φ_i, φ_{21}, φ_{51} — углы колеблющихся масс этих элементов; J_i, J_{21}, J_{25} — моменты инерции сосредоточенных масс
2	$\Pi = \frac{1}{2}\left[c_{0,1}\varphi_i^2 + \sum_{i=1}^{9} c_{i,i+1}(\varphi_i - u_{i,i+1}\varphi_{i+1})^2 + c_{6,8}(\varphi_6 - \varphi_8)^2 + c_{1,21}(\varphi_1 - u_{1,21}\varphi_{21})^2 + c_{3,21}(\varphi_3 - u_{3,21}\varphi_{21})^2 + c_{4,51}(\varphi_{51} - u_{4,21}\varphi_4)^2 + c_{6,51}(\varphi_{51} - u_{6,51}\varphi_6)^2 + c_{7,21}(\varphi_{21} - \varphi_7)^2 + c_{0,8}\varphi_8^2 + c_{9,51}(\varphi_9 - \varphi_{9,51})^2 + c_{0,9}\varphi_9^2 + c_{7,8}(\varphi_7 - \varphi_8)^2\right]$	$c_{0,1}$ — крутильная жесткость торсионного вала; $c_{1,2}$, $c_{4,5}$ — суммарная крутильная жесткость зубчатых колес *1*, *2* и *4*, *5* соответственно; $c_{2,3}$, $c_{5,6}$ — суммарная крутильная жесткость зубчатых колес *2*, *3* и *5*, *6* соответственно; $c_{3,4}$ — суммарная крутильная жесткость деталей, соединяющих зубчатые колеса *3*, *4*; $c_{6,8}$ — суммарная крутильная жесткость деталей, соединяющих зубчатое колесо *6* с выходным валом *8*; $c_{7,8}$ — суммарная крутильная жесткость водила *7* и деталей, соединяющих его с выходным валом *8* редуктора; $c_{0,9}$ — суммарная крутильная жесткость корпуса *9* сателлитов второй ступени; $c_{1,21}$, $c_{4,51}$ — суммарная крутильная податливость зубчатых колес *1*, *2* и *4*, *5* при их относительных колебаниях вокруг общей оси редуктора; $c_{3,21}$, $c_{6,51}$ — суммарная крутильная податливость зубчатых колес *2*, *3* и *5*, *6* при их относительных колебаниях вокруг общей оси редуктора; $c_{7,21}$, $c_{9,51}$ — крутильная жесткость подшипников сателлитов *2*, *5* при колебаниях относительно общей оси редуктора; u_i — передаточные числа
3	$M(\ddot{\varphi}) + K(\varphi) = 0$	—
4	$\varphi_i = A_i\sin(\omega t + \psi)$; $\dot{\varphi}_i = \omega A_i\cos(\omega t + \psi)$; $\ddot{\varphi}_i = -\omega^2 A_i\sin(\omega t + \psi)$	ω — циклическая частота; A_i — амплитуда колебаний; ψ — начальная фаза; t — время
5	$A_1(c_{0,1} + c_{1,21} + c_{1,2} - \omega^2 J_1) - A_{21}u_{1,21}c_{1,21} - A_2u_{1,2}c_{1,2} = 0$; $-A_1u_{1,21} + A_{21}(u_{1,21}^2 c_{1,21} + u_{3,21}^2 c_{3,21} + c_{7,21} - \omega^2 J_{21}) - A_3u_{3,21}c_{3,21} - A_7c_{7,21} = 0$; $-A_1u_{1,2}c_{1,2} + A_2(u_{1,2}^2 c_{1,2} + c_{2,3} - \omega^2 J_2) - A_3u_{2,3}c_{2,3} = 0$; $-A_{21}u_{3,21}c_{3,21} - A_2u_{2,3}c_{2,3} + A_3(c_{3,21} + u_{2,3}^2 c_{2,3} + c_{3,4} - \omega^2 J) - A_4c_{3,4} = 0$; $-A_3c_{3,4} + A_4(c_{3,4} + c_{4,5} + u_{4,51}^2 c_{4,51} - \omega^2 J_4) - A_{51}u_{4,51}c_{4,51} - A_5u_{4,5}c_{4,4} = 0$; $-A_4u_{4,51}c_{4,51} + A_{51}(c_{4,51} + c_{6,51} + c_{9,51} - \omega^2 J_{51}) - A_6u_{6,51}c_{6,51} - A_9c_{9,51} = 0$; $-A_4u_{4,5}c_{4,5} + A_5(u_{4,5}^2 c_{4,5} + c_{5,6} - \omega^2 J_5) - A_6u_{5,6}c_{5,6} = 0$; $-A_{51}u_{6,51}c_{6,51} - A_5u_{5,6}c_{5,6} + A_6(u_{6,51}^2 c_{6,51} + u_{5,6}^2 c_{5,6} + c_{6,8} - \omega^2 J_6) - A_8c_{6,8} = 0$; $-A_{21}c_{7,21} + A_7(c_{7,21} + c_{7,8} - \omega^2 J_7) - A_8c_{7,8} = 0$; $-A_6c_{6,8} - A_7c_{7,8} + A_8(c_{6,8} + c_{7,8} + c_{0,8} - \omega^2 J_8) = 0$; $-A_{51}c_{9,51} + A_9(c_{9,51} + c_{0,9} - \omega^2 J_9) = 0$	—
6	$(H - \omega^2 E)\{\mu\} = \{0\}$	H — квадратная матрица; E — диагональная матрица; μ — модальный столбец

параметров в пределах 0,5...2,0 от их расчетных значений. В результате получены функциональные зависимости и числовые значения собственных частот (ω_1, ω_2, ω_3 и т. д.) от переменных значений крутильных жесткостей и моментов инерции деталей редуктора.

В качестве примера такого решения на рис. 3 представлены зависимости собственных частот ω_1, ω_2 и ω_3 (система первых трех ее гармоник) от $c_{0,1}$ (рис. 3, *а*) и $c_{1,2}$ (рис. 3, *б*), а на рис. 4 — зависимости тех же частот от моментов инерции J_1 (рис. 4, *а*) и J_2 (рис. 4, *б*). Использование в инженерной практике этих графиков, а также конкретных числовых значений собственных частот существенно облегчает разработку конструктивных мероприятий, которые направлены, в первую очередь, на уменьшение уровня вибраций основных элементов редуктора, а если точно, то на обеспечение его работы в зонах вне резонанса. То есть рассмотренная модель расчета позволяет уже на этапе проектирования планетарных дифференциально-замкнутых передач рассчитать и, соответственно, выбрать минимальный уровень вибрации основных элементов и тем самым — повысить их надежность.

УДК 621.436.658.589

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ УСТОЙЧИВОСТИ РАВНОВЕСНОГО СОСТОЯНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ЧАСТИЧНОЙ РАЗГРУЗКОЙ ДВИЖИТЕЛЯ ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКОЙ

А.А. ДОЛГОПОЛОВ, д-р техн. наук **В.Н. НАУМОВ**, канд. техн. наук **Д.А. ЧИЖОВ**, **Ю.Ю. МЕРЗЛИКИН**, **А.С. МЕНЬШИКОВ**
МГТУ имени Н.Э. Баумана
ФГУП ЦАГИ имени Н.Е. Жуковского

Составлена математическая модель обладающего признаками автоколебательной системы транспортного средства с частичной разгрузкой наземного движителя. Приведены некоторые результаты исследования влияния на устойчивость равновесного состояния транспортного средства по высоте ряда параметров системы создания воздушной подушки и подрессоривания по первому приближению предлагаемой модели.

***Ключевые слова**: воздушная подушка, транспортное средство, движитель, устойчивость, давление, расход.*

Dolgopolov A.A., Naumov V.N., Chizhov D.A., Merzlikin Yu.Yu., Menshikov A.S.

DETERMINATION OF THE BOUNDARIES OF STABILITY OF THE EQUILIBRIUM CONDITION OF THE VEHICLE WITH PARTIAL UNLOADING OF THE PROPULSION AIR BAG

Mathematical model possesses characteristics of a self-oscillating system of a vehicle with partial unloading ground propulsion. Some results of research of influence on the stability of the equilibrium state of the vehicle to a height of several system parameters create an air cushion and suspension in the first approximation the proposed model.

***Keywords:** air cushion vehicle, propulsion, stability, pressure, flow.*

Целесообразность использования воздушной подушки для частичной разгрузки движителя транспортного средства была уже показана на страницах журнала "Автомобильная промышленность" и в других публикациях достаточно давно [1—3]. Проектно-конструкторские разработки, выполненные в МВТУ имени Баумана [4, 5], и ряд других исследований доказывают, что выбор параметров транспортного средства и оптимальной разгрузки движителя, характеризуемой коэффициентом разгрузки $k_р = \frac{G - Y_д}{G} = \frac{Y_п}{G}$ (G — вес ТС; $Y_д$ — вес, приходящийся на движитель; $Y_п$ — подъемная сила воздушной подушки), позволяет улучшить ряд эксплуатационных параметров: повысить грунтовую проходимость, увеличить скорость движения, уменьшить потребную для создания воздушной подушки и тяги мощность двигателей, а следовательно, и расход топлива, увеличить запас хода. Наличие воздушной подушки улучшает плавность хода транспортного средства, позволяет преодолевать большие, в сравнении с традиционными аппаратами на воздушной подушке, не имеющими контакта с опорной поверхностью, подъемы, повысить устойчивость и управляемость.

В настоящее время при проектировании транспортных средств параметры систем создания воздушной подушки и подрессоривания выбираются в основном по результатам анализа равновесных режимов, определяемых методами статического расчета совместной работы систем в различных дорожных условиях. Между тем определенные таким образом равновесные режимы (режимы невозмущенного движения) могут оказаться неустойчивыми.

В отличие от обычного наземного транспортного средства, представляющего собой механическую диссипативную систему, такое ТС является нелинейной пневмомеханической колебательной системой (рис. 1) с энергообменными изменяемыми емкостями — ресивером *1* и воздушной подушкой *2*, в конструктивной схеме которой имеются присущие автоколебательной системе части [6]: постоянный источник энергии — вентиляторная установка; колебательная система — подрессоренная масса M корпуса ТС, воздушная подушка и другие элементы, связывающие массу M с опорной поверхностью, и соединенные последовательно емкости ресивера и воздушной подушки; устройство, регулирующее поступление энергии в колебательную систему от источника энергии — гибкое ограждение (ГО) воздушной подушки, под кромкой которого через зазор h воздух вытекает наружу; обратная связь между колебательной системой и регулирующим устройством, осуществляющим дозировку подачи энергии в колебательную систему путем изменения формы и перемещения кромок гибкого ограждения над опорной поверхностью вместе с корпусом ГО, высота которого зависит от давления в воздушной подушке и ресивере, принято считать ограждением следящего действия. Благодаря двусторонней связи колебательной системы и ГО при определенных параметрах ТС расход энергии на сопротивление движению может точно компенсироваться вентиляторной установкой, обуславливая возникновение незатухающих колебаний с опасными последствиями для пассажиров, груза и самого транспортного средства. Поэтому актуальна задача исследований математических моделей ТС с целью выделения областей изменений параметров их систем и режимов движения, при которых сохраняется устойчивость равновесного состояния. Пока известны лишь исследования устойчивости аппаратов на воздушной подушке, не имеющих механической связи с опорной поверхностью, например, В.А. Лукашевского [7, 8].

Рассмотрим устойчивость равновесного состояния транспортного средства по высоте над твердой опорной поверхностью, пренебрегая влиянием неподрессоренных масс движителя, изменением частоты вращения рабочих колес вентиляторов и полагая, что вертикальные колебания корпуса не вызывают угловых

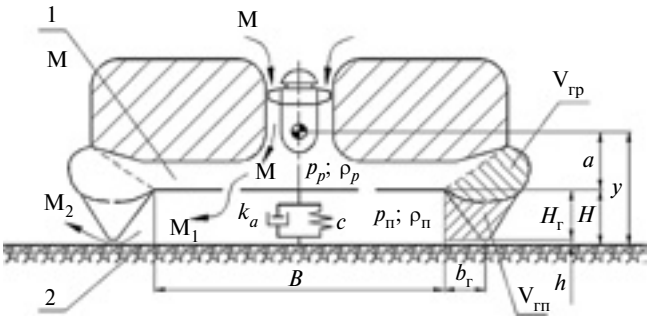


Рис. 1. Расчетная схема ТСВП

колебаний. В этом случае колебательная система, эквивалентная ТС, соответствует схеме, изображенной на рис. 1, где подвеска машины обладает жесткостью c и коэффициентом демпфирования k_a.

При составлении математической модели введем следующие допущения. Во-первых, процессы сжатия (расширения) воздуха в емкостях ТСВП принимаются квазиравновесными. Поскольку диапазон изменения давлений и температур воздуха невелик, приближенно считаем, что абсолютное давление p_i и плотность ρ_i в каждой емкости связаны уравнением элементарного термодинамического процесса $\frac{p_i}{\rho_i^{\chi}} = \frac{p_{i0}}{\rho_{i0}^{\chi}}$ с постоянным показателем политропы χ, где $i = n, p$. Здесь и в дальнейшем n и p — индексы параметров и обобщенных координат, относящиеся соответственно к воздушной подушке (ВП) и ресиверу, а индекс "0" обозначает постоянные части переменных параметров и координат. Во-вторых, форма ГО определяется мгновенными значениями давлений $p_п$ и $p_р$ в рамках принципа квазистационарности. Характер изменения от $p_п$ до $p_р$ геометрических параметров ГО (высоты $H_г$, ширины $b_г$) показан на рис. 2, *а*. Характер изменения переменных составляющих объемов ресивера и ВП ($V_{гр}$, $V_{гп}$) аналогичен. В третьих, составляя выражения для массовых расходов воздуха из ресивера в воздушную подушку — M_1 и из подушки наружу — M_2, считаем, что скорости течения воздуха целиком определяются мгновенными перепадами давлений в предположении стационарного течения несжимаемого газа:

$$M_1 = \mathrm{sign}(p_р - p_a)\rho_р F_1 \sqrt{\frac{2}{\rho_р}(p_р - p_п)};$$

$$M_2 = \mathrm{sign}(p_п - p_a)\rho_п \Pi h \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho_п}(p_п - p_a)},$$

где F_1 — эффективная площадь течения воздуха между ресивером и ВП; $\alpha = f(h)$ и $\Pi = 2(L + B) + 8b_{го}$ — коэффициент расхода и периметр течения воздуха под нижней кромкой ГО через зазор h; p_a — атмосферное давление; $h = H - H_г + AH_c = y - a - H_г + AH_c$ — высота сегментной части ГО; $\begin{cases} A = 0 \text{ при } p_п > p_a \\ A = 1 \text{ при } p_п < p_a \end{cases}$ — поправочный коэффициент; y — координата центра тяжести ТСВП, отсчитываемая от опорной поверхности; H — клиренс; L и B — длина и ширина днища по внутренним кромкам крепления ТСВП.

Следует отметить, что при $p_п < p_a$ сегменты ГО теряют свою форму.

Кроме того, мгновенное избыточное давление в ресивере ($p_р - p_a$) и объемный расход Q воздуха связаны характеристикой вентиляторной установки для установившегося режима течения воздуха (рис. 2, *б*). Масса воздуха, поступающего в ресивер, — $M = \rho_р Q_р$.

При указанных допущениях возмущенное движение колебательной системы описывается системой не-

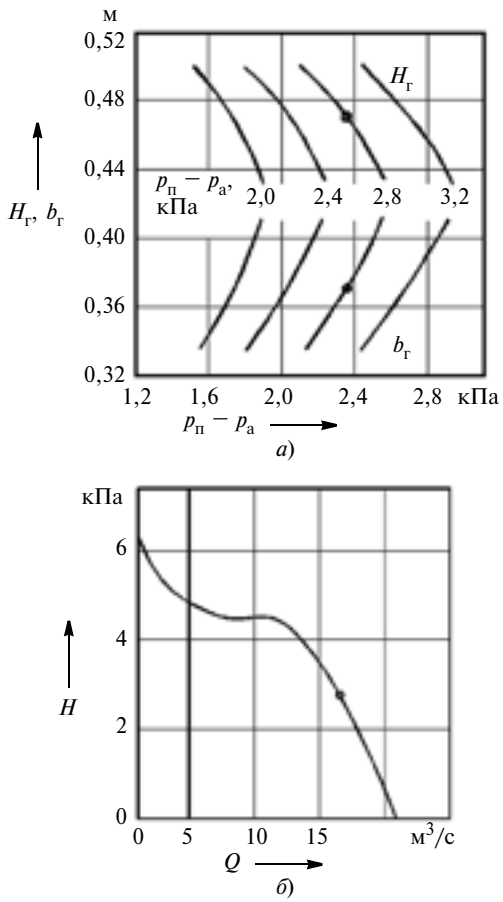


Рис. 2. Зависимости размеров $H_г$ и $b_г$ от перепада давлений $p_п$—p_a для различных значений $p_р$—p_a (а) и давления, создаваемого нагнетателем воздушной подушки от расхода (б)

линейных дифференциальных уравнений четвертого порядка, состоящей из уравнения вертикального движения корпуса ТС и двух уравнений закона сохранения массы для контрольных объемов воздушной подушки:

$$\frac{G}{g}\ddot{y} = Y_n + Y_д' + G_к;$$

$$M_1 = M_2 + \frac{d(V_п\rho_п)}{dt}; \qquad (1)$$

$$M = M_1 + \frac{d(V_р\rho_р)}{dt},$$

где $Y_п = S_п(p_п - p_a)$;

$S_п = BL + b_г(L + B + 2b_г)$ — площадь воздушной подушки;

$V_р = V_р^0 + V_{гр}$;

$V_п = BLH + V_{гп} + hb_г$ — постоянная составляющая объема;

$Y_д' = c\Delta H + k_a\dot{H}$ — сила в подвеске,

$$\rho_п = \rho_{п0}\left(\frac{p_п}{p_{п0}}\right)^{1/\chi}, \quad \frac{d\rho_п}{dt} = \rho_{п0}\frac{d\rho_п}{dt}\left(\frac{p_п}{p_{п0}}\right)^{\frac{1-\chi}{\chi}},$$

$$\rho_р = \rho_{р0}\left(\frac{p_р}{p_{р0}}\right)^{1/\chi}, \quad \frac{d\rho_р}{dt} = \rho_{р0}\frac{d\rho_р}{dt}\frac{1}{\chi}\left(\frac{p_р}{p_{р0}}\right)^{\frac{1-\chi}{\chi}},$$

$$\begin{cases} \frac{G}{g}\ddot{y} = S_п(p_п - p_a) + c\Delta H + k_a\dot{H} + G_к, \\ \frac{d(V_п\rho_п)}{dt} = \operatorname{sign}(p_р - p_a)\rho_р F_1\sqrt{\frac{2}{\rho_р}(p_р - p_п)} - \\ - \operatorname{sign}(p_п - p_a)\rho_п \Pi h\alpha\sqrt{\frac{2}{\rho_п}(p_п - p_a)}, \\ \frac{d(V_р\rho_р)}{dt} = M - \operatorname{sign}(p_р - p_a)\rho_р F_1\sqrt{\frac{2}{\rho_р}(p_р - p_п)}, \end{cases}$$

здесь:

$$\frac{d(V_п\rho_п)}{dt} = V_п\frac{d\rho_п}{dt} + \rho_п\frac{dV_п}{dt} = (BLH + V_{гп} + hb_г)\rho_{п0} \times$$

$$\times \frac{dp_п}{dt}\frac{1}{\chi}\left(\frac{p_п}{p_{п0}}\right)^{\frac{1-\chi}{\chi}} + (\dot{V}_{гп} + \dot{h}\,b_г)\rho_{п0}\left(\frac{p_п}{p_{п0}}\right)^{1/\chi},$$

$$\frac{d(V_р\rho_р)}{dt} = V_р\frac{d\rho_р}{dt} + \rho_р\frac{dV_р}{dt} =$$

$$= (V_р^0 + V_{гр})\rho_{р0}\frac{dp_р}{dt}\frac{1}{\chi}\left(\frac{p_р}{p_{р0}}\right)^{\frac{1-\chi}{\chi}} + \dot{V}_{гр}\,\rho_{р0}\left(\frac{p_р}{p_{р0}}\right)^{1/\chi}.$$

Окончательно имеем:

$$\frac{G}{g}\ddot{y} = S_п(p_п - p_a) + c\Delta H + k_a\dot{H} + G_к,$$

$$\dot{p}_п = \frac{\left\{\begin{array}{c} \operatorname{sign}(p_р - p_a)\rho_{р0}\left(\frac{p_р}{p_{р0}}\right)^{1/\chi} F_1\sqrt{\frac{2}{\rho_р}(p_р - p_п)} - \\ - \operatorname{sign}(p_п - p_a)\rho_{п0}\left(\frac{p_п}{p_{п0}}\right)^{1/\chi}\Pi h\alpha\sqrt{\frac{2}{\rho_п}(p_п - p_a)} - \\ - (\dot{V}_{гп} + \dot{h}b_г)\rho_{п0}\left(\frac{p_п}{p_{п0}}\right)^{1/\chi} \end{array}\right\}}{(BLH + V_{гп} + hb_г)\rho_{п0}\frac{1}{\chi}\left(\frac{p_п}{p_{п0}}\right)^{\frac{1-\chi}{\chi}}},$$

$$\dot{p}_р = \frac{Q_р\rho_{р0}\left(\frac{p_р}{p_{р0}}\right)^{1/\chi} - \operatorname{sign}(p_р - p_a)\rho_{р0}\left(\frac{p_р}{p_{р0}}\right)^{1/\chi} \times}{(V_р^0 + V_{гр})\rho_{р0} \times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\times F_1\sqrt{\frac{2}{\rho_р}(p_р - p_п)} - \dot{V}_{гр}\,\rho_{р0}\left(\frac{p_р}{p_{р0}}\right)^{1/\chi}}{\times\frac{1}{\chi}\left(\frac{p_р}{p_{р0}}\right)^{\frac{1-\chi}{\chi}}},$$

после некоторых преобразований:

$$\frac{G}{g}\ddot{y} = S_п(p_п - p_a) + c(y - y_0) + k_a\dot{y} + G_к,$$

$$\frac{dp_п}{dt} = \left\{\operatorname{sign}(p_р - p_a)F_1\sqrt{\frac{2(p_р - p_п)}{\rho_р}}\frac{\rho_{р0}}{\rho_{п0}}\left(\frac{p_{п0}}{p_п}\right)^{1/\chi}\left(\frac{p_р}{p_{р0}}\right)^{1/\chi} - \right.$$

$$\left. - \operatorname{sign}(p_п - p_a)\Pi h\alpha\sqrt{\frac{2(p_п - p_a)}{\rho_п}} - \dot{V}_{гп} + \dot{h}\,b_г\right\} \times$$

$$\times \frac{1}{BLH + V_{гп} + hb_г}\frac{p_п}{p_{п0}}\chi,$$

$$\frac{dp_р}{dt} = \left\{Q_р - \operatorname{sign}(p_р - p_a)F_1\sqrt{\frac{2(p_р - p_п)}{\rho_р}} - \dot{V}_{гр}\right\} \times$$

$$\times \frac{1}{V_р^0 V_{гр}}\frac{p_р}{p_{р0}}\chi.$$

Состояние системы определяется обобщенными координатами y, $p_п$, $p_р$.

Поскольку входящие в (1) нелинейные функции в окрестности точки равновесного состояния имеют непрерывные однозначные производные, то в соответствии с теоремами А.М. Ляпунова об устойчивости динамических систем по первому приближению, представилось возможным свести решение задачи об устойчивости к определению корней характеристического уравнения линеаризированной системы [1], или алгебраического критерия устойчивости.

Рассматривая такое решение как первый шаг на пути исследования устойчивости данной нелинейной системы, которое ввиду наличия в уравнении нескольких несимметричных нелинейностей может быть выполнено расчетом числа переходных процессов методами численного интегрирования на ЭВМ, отметим, что оно может оказаться достаточным, как и для большинства реально существующих нелинейных систем, у которых границы, разделяющие области устойчивости равновесия и автоколебаний, совпадают с границами областей устойчивости и неустойчивости при рассмотрении этих систем как линейных [2, 4].

Линейное приближение системы (1) после функционального, преобразования по Лапласу в матричном виде принимает вид:

$$\left\{\begin{vmatrix} n_{11} & n_{12} & n_{13} \\ n_{21} & n_{22} & n_{23} \\ 0 & n_{32} & n_{33} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} n_{14} & 0 & 0 \\ n_{24} & n_{25} & n_{26} \\ 0 & n_{35} & n_{36} \end{vmatrix} S + \begin{vmatrix} n_{17} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} S^2\right\} \times$$

$$\times \begin{vmatrix} Y(S) \\ P_п(S) \\ P_р(S) \end{vmatrix} = 0 \qquad (2)$$

или

$$\begin{vmatrix} n_{17}S^2 + n_{14}S + n_{11} & n_{12} & n_{13} \\ n_{24}S + n_{21} & n_{25}S + n_{22} & n_{26}S + n_{23} \\ 0 & n_{35}S + n_{32} & n_{36}S + n_{33} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} Y(S) \\ P_п(S) \\ P_р(S) \end{vmatrix} = 0.$$

Откуда передаточные функции:

$$W_{\text{пр}}(S) = \frac{P_{\text{п}}(S)}{P_{\text{р}}(S)} = -\frac{n_{36}S + n_{33}}{n_{35}S + n_{32}},$$

$$W_{\text{р}Y}(S) = \frac{p_{\text{р}}(S)}{Y(S)} = \frac{n_{17}S^2 + n_{14}S + n_{11}}{n_{12}\dfrac{n_{36}S + n_{33}}{n_{35}S + n_{32}} - n_{13}} = \frac{A_Y}{n_{12}W_{\text{пр}} - n_{13}},$$

$$W_{\text{п}Y}(S) = \frac{p_{\text{п}}(S)}{Y(S)} = -\frac{n_{17}S^2 + n_{14}S + n_{11}}{-n_{13}\dfrac{n_{35}S + n_{32}}{n_{36}S + n_{33}} + n_{12}} =$$

$$= \frac{-A_Y}{n_{13}W_{\text{пр}}^{-1} - n_{12}},$$

где $Y(S)$, $p_{\text{п}}(S)$, $p_{\text{р}}(S)$ — изображения по Лапласу, соответственно, отклонений положения центра тяжести $y(t)$, давления в воздушной подушке $\Delta p_{\text{п}}(t)$, давления в ресивере $\Delta p_{\text{р}}(t)$; $S = \beta + i\omega$ — комплексно-сопряженная переменная (оператор Лапласа); $S^2 = \beta^2 - \omega^2 + 2i\omega\beta$,

$$n_{11} = 2nc, \quad n_{12} = -S_{\text{по}} - (p_{\text{по}} - p_a)\left(\frac{\partial S_{\text{пг}}}{\partial p_{\text{п}}}\right)_0,$$

$$n_{13} = -(p_{\text{по}} - p_a)\left(\frac{\partial S_{\text{пг}}}{\partial p_{\text{р}}}\right)_0,$$

$$n_{14} = 2nk, \quad n_{21} = Q_0\theta,$$

$$n_{22} = -\left(\frac{\partial H_{\text{г}}}{\partial p_{\text{п}}}\right)_0 \theta Q_0 + \frac{Q_0}{2(p_{\text{по}} - p_a)} + \frac{Q_0}{2(p_{\text{ро}} - p_{\text{по}})},$$

$$n_{23} = -\left(\frac{\partial H_{\text{г}}}{\partial p_{\text{п}}}\right)_0 \theta Q_0 - \frac{Q_0}{2(p_{\text{ро}} - p_{\text{по}})},$$

$$n_{24} = S_{\text{по}},$$

$$n_{25} = V_{\text{по}\chi}\frac{1}{p_{\text{ро}}}\left(\frac{p_{\text{по}}}{p_a}\right)_0 + \left(\frac{\partial V_{\text{пг}}}{\partial p_{\text{п}}}\right)_0 +$$

$$+ h_0\left(\frac{\partial S_{\text{пг}}}{\partial p_{\text{п}}}\right)_0 - S_{\text{пго}}\left(\frac{\partial H_{\text{г}}}{\partial p_{\text{п}}}\right)_0,$$

$$n_{26} = \left(\frac{\partial V_{\text{пг}}}{\partial p_{\text{р}}}\right)_0 + h_0\left(\frac{\partial S_{\text{пг}}}{\partial p_{\text{р}}}\right)_0 - S_{\text{пго}}\left(\frac{\partial H_{\text{г}}}{\partial p_{\text{р}}}\right)_0,$$

$$n_{32} = -\frac{Q_0}{2(p_{\text{ро}} - p_{\text{по}})}, \quad n_{33} = -\left(\frac{\partial Q}{\partial p_{\text{р}}}\right)_0 + \frac{Q_0}{2(p_{\text{ро}} - p_{\text{по}})},$$

$$n_{35} = \frac{\partial V_{\text{пг}}}{\partial p_{\text{рг}}}, \quad n_{36} = V_{\text{по}\chi}\frac{1}{p_{\text{ро}}}\left(\frac{p_{\text{по}}}{p_a}\right)^{\frac{1}{\chi}} + \frac{\partial V_{\text{пг}}}{\partial p_{\text{р}}},$$

$$n_{17} = \frac{G}{g}, \quad \theta = \frac{1}{\alpha_{co}}\left(\frac{\partial \alpha_c}{\partial h}\right)_0 + \left(\frac{\partial h_{\text{э}}}{\partial h}\right)_0,$$

собственные свойства определяются при помощи характеристического уравнения:

$$Det\begin{bmatrix} n_{17}S^2 + n_{14}S + n_1 & n_{12} & n_{13} \\ n_{24}S + n_{21} & n_{25}S + n_{22} & n_{26}S + n_{23} \\ 0 & n_{35}S + n_{32} & n_{36}S + n_{33} \end{bmatrix} = 0$$

или, после раскрытия определителя третьего порядка по первому столбцу, получаем алгебраическое уравнение четвертого порядка:

$$(n_{17}S^2 + n_{14}S + n_{11})\{(n_{25}S + n_{22})(n_{36}S + n_{33}) -$$
$$- (n_{26}S + n_{23})(n_{35}S + n_{32})\} +$$
$$+ (n_{24}S + n_{21})\{n_{13}(n_{35}S + n_{32}) - n_{12}(n_{36}S + n_{33})\} = 0$$

или, после преобразований:

$$\Phi_4 S^4 + \Phi_3 S^3 + \Phi_2 S^2 + \Phi_1 S + \Phi_0 = 0$$

$$\text{или } \left(S^4 + \frac{\Phi_3}{\Phi_4}S^3 + \frac{\Phi_2}{\Phi_4}S^2 + \frac{\Phi_1}{\Phi_4}S + \frac{\Phi_0}{\Phi_4} = 0\right),$$

где

$$\Phi_4 = n_{17}(n_{25}n_{36} - n_{26}n_{35}),$$

$$\Phi_3 = n_{14}(n_{25}n_{36} - n_{26}n_{35}) + n_{17}(n_{22}n_{36} + n_{25}n_{33} -$$
$$- n_{23}n_{35} - n_{26}n_{32}),$$

$$\Phi_2 = n_{14}(n_{22}n_{36} - n_{23}n_{35} - n_{26}n_{32} + n_{25}n_{33}) + n_{11}(n_{25}n_{36} -$$
$$- n_{26}n_{35}) + n_{17}(n_{22}n_{33} - n_{23}n_{32}) - n_{12}n_{24}n_{36} + n_{13}n_{24}n_{35}),$$

$$\Phi_1 = n_{11}(n_{22}n_{36} + n_{23}n_{33} - n_{23}n_{35} - n_{26}n_{32}) - n_{12}(n_{21}n_{36} -$$
$$- n_{24}n_{33}) + n_{13}(n_{21}n_{35} + n_{24}n_{32}) + n_{14}(n_{22}n_{33} - n_{23}n_{32})),$$

$$\Phi_0 = (n_{11}(n_{22}n_{33} - n_{23}n_{32}) - n_{12}n_{21}n_{33} + n_{13}n_{21}n_{32}).$$

Данное уравнение 4-го порядка целесообразно решать методом Феррари [3—5], так как коэффициенты Φ_4, Φ_3, Φ_2, Φ_1, Φ_0 вещественны, причем коэффициент $\Phi_4 \neq 0$.

На первом этапе разложения по методу Феррари необходимо произвести замену переменной с целью обнулить коэффициент при кубическом члене:

$$S = y - \frac{\Phi_3}{4\Phi_4},$$

после подстановки получаем:

$$y^4 + py^2 + qy + r = 0,$$

где

$$p = \frac{1}{\Phi_4}\left(\Phi_2 - \frac{3}{8}\frac{\Phi_3^2}{\Phi_4}\right),$$

$$q = \frac{1}{\Phi_4}\left(\frac{1}{8}\frac{\Phi_3^3}{\Phi_4^2} - \frac{\Phi_2\Phi_3}{2\Phi_4} + \Phi_1\right),$$

$$r = \frac{1}{\Phi_4}\left(-\frac{3}{256}\frac{\Phi_3^4}{\Phi_4^3} + \frac{1}{16}\frac{\Phi_2\Phi_3^2}{\Phi_4^2} - \frac{1}{4}\frac{\Phi_1\Phi_3}{\Phi_4} + \Phi_0\right) = 0,$$

на втором этапе разложения по методу Феррари необходимо к левой части уравнения $y^4 + py^2 + qy + r = 0$ прибавить добавочный член:

$$2ty^4 + t^2,$$

где t — вещественный параметр (будет определен в дальнейшем);

$$y^4 + py^2 + qy + r = 2ty^2 + t^2 - 2ty^2 - t^2.$$

Опуская промежуточные выкладки, получаем:

$$(y^2 + t^2)^2 + (p - 2t)\left(y + \frac{q}{2(p-2t)}\right)^2 +$$

$$+ r - t^2 - \frac{q^2}{4(p-2t)} = 0,$$

предполагая, что существует число t, являющееся решением уравнения:

$$r - t^2 - \frac{q^2}{4(p-2t)} = 0,$$

тогда исходное уравнение приобретает вид:

$$(y^2 + t^2)^2 + (p - 2t)\left(y + \frac{q}{2(p-2t)}\right)^2 = 0$$

или, после сокращения:

$$2t^3 - ps^2 - 2rs + rp - \frac{q^2}{4} = 0.$$

Полученное уравнение называется кубической резольвентой уравнения четвертого порядка:

$$y^4 + py^2 + qy + r = 0.$$

Это уравнение можно разложить на множители по формулам сокращенного умножения:

$$\left(y^2 - y\sqrt{2t-p} + \frac{q}{2\sqrt{2t-p}} + t\right) \times$$

$$\times \left(y^2 - y\sqrt{2t-p} - \frac{q}{2\sqrt{2t-p}} + t\right) = 0.$$

Таким образом, для нахождения корней необходимо решить два квадратных уравнения:

$$y^2 - y\sqrt{2t-p} + \frac{q}{2\sqrt{2t-p}} + t = 0,$$

$$y^2 - y\sqrt{2t-p} - \frac{q}{2\sqrt{2t-p}} + t = 0.$$

Решение этих уравнений выглядит следующим образом:

$$y_{1...4} = \frac{\sqrt{2t-p}}{2} \pm \sqrt{\frac{2t-p}{4} \pm \frac{q}{2\sqrt{2t-p}} - t}.$$

Окончательно можно получить:

$$S = -\frac{\Phi_3}{4\Phi_4} + \frac{\sqrt{2t-p}}{2} \pm \sqrt{\frac{2t-p}{4} \pm \frac{q}{2\sqrt{2t-p}} - t}.$$

Таким образом, для определения корней характеристического уравнения необходимо определить хотя бы одно значение параметра t, являющегося корнем кубического уравнения:

$$r - t^2 - \frac{q^2}{4(p-2t)} = 0 \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow t^3 + \left(-\frac{p}{2}\right)t^2 + (-r)t + \left(\frac{pr}{2} - \frac{q^2}{8}\right) = 0.$$

Данное уравнение решается при помощи метода Кардано.

На первом этапе решения осуществляется замена переменных аналогично решению уравнения четвертого порядка, рассмотренного выше:

$$t = z + \left(-\frac{p}{6}\right).$$

После подстановки уравнение приобретает вид:

$$z^3 + kz + l = 0,$$

где

$$k = \left(-r - \frac{p^2}{12}\right),$$

$$l = \left(\frac{pr}{2} - \frac{q^2}{8}\right) - \frac{p^3}{108} - \frac{pr}{6}.$$

На втором этапе следует искать решение полученного кубического уравнения без квадратичного члена в виде:

$$z = m + \frac{k}{3m},$$

где m — новая переменная.

После подстановки уравнение третьего порядка преобразуется в уравнение второго порядка относительно m^3:

$$m^6 + lm^3 - \left(\frac{k}{3}\right)^3 = 0,$$

решение данного уравнения выглядит следующим образом:

$$m_{1,2} = \sqrt[3]{-\frac{l}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \left(\frac{k}{3}\right)^3}}.$$

Тогда параметр t определяется выражением:

$$t = \sqrt[3]{-\frac{l}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \left(\frac{k}{3}\right)^3}} + \frac{\frac{k}{3}}{\sqrt[3]{-\frac{l}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \left(\frac{k}{3}\right)^3}}} - \frac{p}{6}.$$

Таким образом, для устойчивости системы в "малом" необходимо и достаточно, чтобы все вещественные части корней характеристического уравнения были отрицательными:

$$S_{1...4} = -\frac{\Phi_3}{4\Phi_4} + \frac{\sqrt{2t-p}}{2} \pm \sqrt{\frac{2t-p}{4} \pm \frac{q}{2\sqrt{2t-p}} - t} =$$

$$= \beta_{1...4} + j\omega_{1...4},$$

$$\beta_{1...4} < 0.$$

Случай, когда $\beta = 0$, является границей устойчивости системы.

Выполненные расчеты позволили оценить влияние ряда конструктивных параметров и характеристик режимов движения ТС $\left(\left| \begin{matrix} G \\ V_{п0} \\ V_{р0} \end{matrix} \right| \left(\frac{\partial Q}{\partial P_р}\right)_0 \left(\frac{\partial H_г}{\partial P_р}\right)_0 \times \right.$ $\left. \times\ \alpha_г = \left(\frac{\partial H_г}{\partial P_п}\right)_0 / \left(\frac{\partial H_г}{\partial P_р}\right)_0 \begin{matrix} k_р \\ h_0 \end{matrix} \right)$ на его устойчивость и собственные свойства.

Исследование проводилось применительно к транспортному средству, имеющему вес, клиренс, площадь и форму в плане (L/B), близкие к параметрам автомобилей средней грузоподъемности (G = 12 000 кГс, H = 0,5 м, $S_п$ = 45 м^2, П = 30 м).

Расчет корней характеристического уравнения показывает, что характер переходного процесса возмущенного движения ТС сильно зависит от характера изменения формы гибкого ограждения. Например, при ГО следящего действия, имеющего $\left(\frac{\partial H_г}{\partial P_р}\right)_0$ = 0,0015 м^3/кГс и $d_г = -1{,}2$, переходный процесс устойчивого ТС в широком диапазоне изменения $k_р$ = 0...1 и h = 0,03...0,015 м имеет две колебательные составляющие, сильно отличающиеся частотой и интенсивностью затухания. Низкочастотная составляющая с частотой $\omega_н$ = 8...14 рад/с и интенсивностью затухания, оцениваемой временем уменьшения амплитуды вдвое t_2 = 0,35...0,17с, связана с "основным" движением корпуса. Высокочастотная составляющая с $\omega_в$ в 2...9 раз большей t_2 в 6...16 раз меньше, обусловлена пульсациями давления в ресивере и воздушной подушке, с которыми связаны колебания гибкого ограждения относительно корпуса ТС. При ГО неизменяемой формы переходный процесс имеет одну колебательную составляющую, характеризующую "основное" движение корпуса с частотой и интенсивностью затухания примерно вдвое большими, чем при следящем ГО, и две апериодические, связанные с колебаниями давления в воздушной подушке и ресивере.

Сильно сказывается влияние характеристик изменения формы гибкого ограждения и на положение границ устойчивости в пространстве параметров транспортного средства. Для удобства анализа ТС границы устойчивости строились в плоскости безразмерных коэффициентов $k_р = \frac{Y_п}{G} = \frac{(p_{по} - p_a)S_п}{G}$, $C_y = \frac{p_{по} - p_a}{p_{ро} - p_a} = \left[1 + \left(\frac{\alpha \Pi h}{F_1}\right)^2\right]^{-1}$, которые связывают конструктивные параметры ТС с параметрами режима движения и используются при расчете затрат мощности на создание

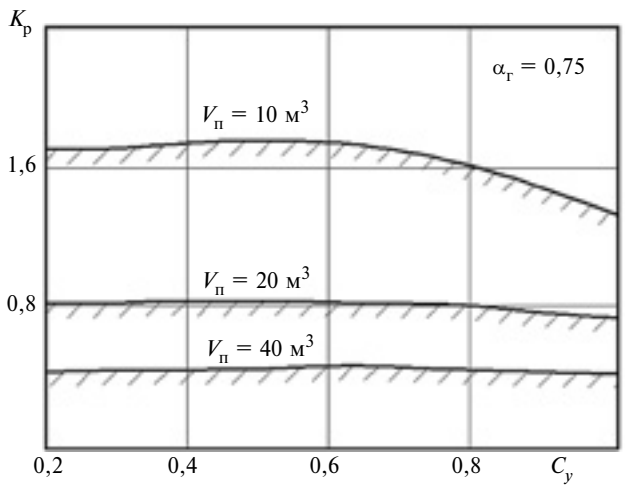


Рис. 3. Области динамической устойчивости транспортного средства при гибком ограждении неследящего типа $\left(\frac{\partial H_г}{\partial P_р} = 0\right)$ *с различными начальными объемами воздушной подушки*

воздушной подушки. Характерный пример влияния объема $V_п$ параметра ГО $\left(\frac{\partial H_г}{\partial P_р}\right)_0$ на положение границ устойчивости показан на рис. 3...6 (области устойчивости расположены под графиками).

При гибком ограждении неизменяемой формы $\left(\frac{\partial H_г}{\partial P_р}\right)_0 = \left(\frac{\partial H_г}{\partial P_п}\right)_0 = 0$ пространство изменения $k_р$ и $C_у$ независимо от величины других варьируемых параметров разделяется границей устойчивости только на две области (устойчивости и неустойчивости), причем таким образом, что $k_р$ во всем диапазоне изменения C_y оказывается ограниченным по величине. При ГО изменяемой формы $\left(\frac{\partial H_г}{\partial P_р}\right)_0 \neq 0$ область коэффициентов делится три зоны (одну — устойчивости и две — неустойчивости) так, что при определенных значениях C_y ($0 < C_y < 1$) величина $k_р$ по условиям устойчивости не ограничивается. Следовательно, для ТС с относительно низким давлением в воздушной подушке или при малой степени разгрузки $k_р$, может быть применено ограждение неизменяемой формы. При этом максимально допустимые значения $k_р$ по условию устойчивости и ее запасу для системы в целом могут быть повышены обеспечением большего зазора h, уменьшением $V_{ро}$ и $V_{по}$, наклона характеристики вентилятора $\left(\frac{\partial P_р}{\partial Q}\right)_0$ (исследован диапазон $\left(\frac{\partial Q}{\partial P_р}\right)_0 = -0{,}05—0{,}005$ м/с · кГс). Однако возможности эти невелики. Уменьшение объема воздушной подушки ($V_п \approx S_п H$) ограничено допустимым из условия профильной проходимости клирен-

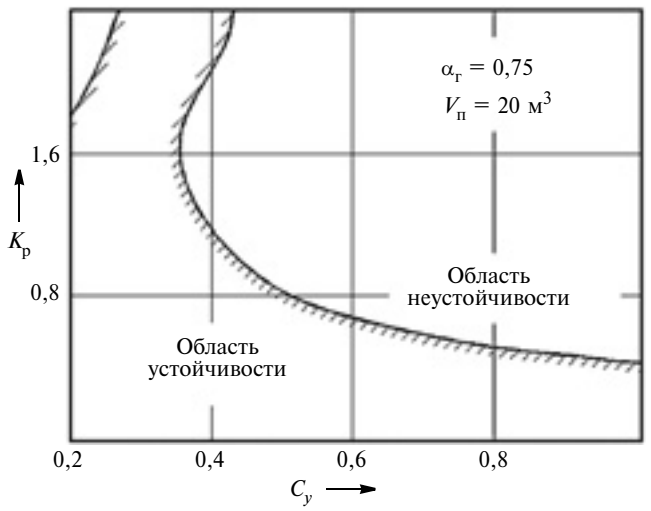


Рис. 4. Области динамической устойчивости транспортного средства при использовании гибкого ограждения следящего типа $\left(\frac{\partial H_г}{\partial P_p} = 10^{-5}\ \left(\frac{м^3}{Н}\right)\right)$

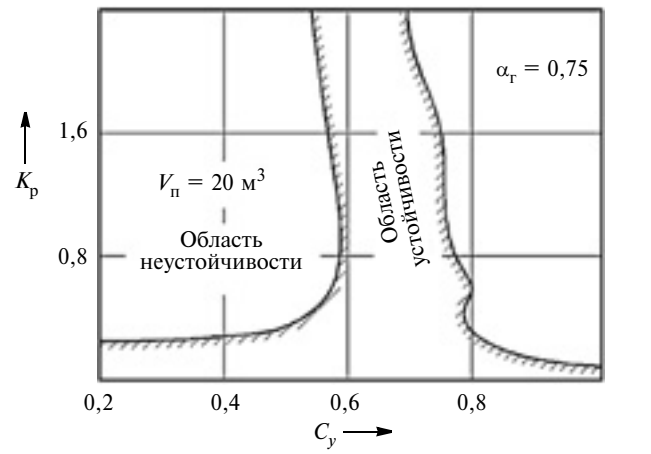


Рис. 5. Области динамической устойчивости транспортного средства при использовании гибкого ограждения следящего типа $\left(\frac{\partial H_г}{\partial P_p} = 5 \cdot 10^{-5}\ \left(\frac{м^3}{Н}\right)\right)$

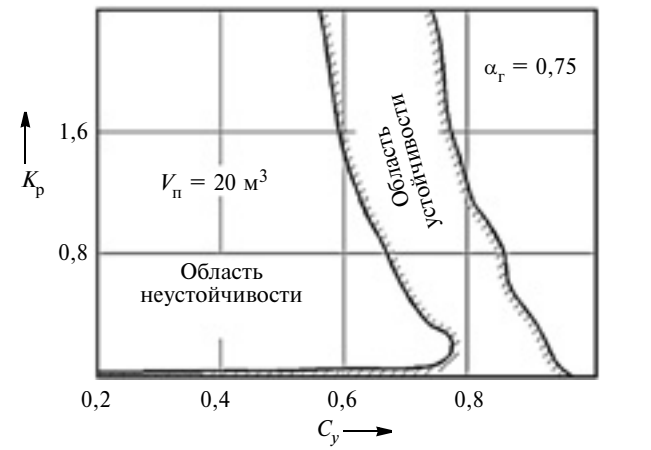


Рис. 6. Области динамической устойчивости транспортного средства при использовании гибкого ограждения следящего типа $\left(\frac{\partial H_г}{\partial P_p} = 3 \cdot 10^{-4}\ \left(\frac{м^3}{Н}\right)\right)$

сом H, а увеличение зазора — мощностью силовой установки системы создания воздушной подушки.

Таким образом, значительное повышение $k_р$, а в соответствии с расчетами при G = var, $k_р = 1$ и повышение грузоподъемности, возможно благодаря использованию гибкого ограждения следящего действия с большим $\left(\frac{\partial H_г}{\partial P_р}\right)_0$ и меньшим $\alpha_г$ ($\alpha_г < 0$). Влияние на устойчивость ТС параметров подвески C и k_a сказывается незначительно.

Предварительные данные, полученные при испытании схематизированной модели транспортного средства и расчетом ее колебаний с использованием нелинейных (1) и линейных (2) уравнений, показали приемлемую сходимость результатов.

В заключение следует отметить, что, поскольку характеристика $Y_п = f(H)$ системы создания воздушной подушки и режимы совместной ее работы подвеской зависят от $\left(\frac{\partial H_г}{\partial P_р}\right)_0$, $\alpha_г$, C_y и $\left(\frac{\partial Q}{\partial P_р}\right)_0$, задача выбора параметров вентилятора, гибкого ограждения, подвески и т. д. должна решаться комплексно с учетом как грунтовых условий движения, так и возможностей систем управления разгрузки $k_р$ и регулирования зазора h.

Литература

1. Кульбида В.Е., Морозов В.П. Транспортная эффективность летательных аппаратов безаэродромного базирования. М.: НИА-Природа. 2003.
2. Попов Е.П., Пальтов И.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем, Физматгиз, М., 1960.
3. Пальтов П.П. Качество процессов и синтез корректирующих устройств в нелинейных автоматических системах, изд-во "Наука", М., 1975.
4. Бадягин А.А., Егер С.М. и др. Проектирование самолетов. М.: Физматлит. 2003.
5. Петров А.В. Аэродинамика транспортных самолетов. Сборник. "ЦАГИ — основные этапы научной деятельности 1993—2003 гг.". М.: Физматлит, 2003.
6. Шойхет Б.М. и др. Некоторые результаты исследования натурной модели автомобиля с частичной разгрузкой колес с помощью воздушной подушки, "Автомобильная промышленность", 1965, № 11.
7. Фиттерман Б.М. Направление развития автомобилей с частичной разгрузкой движителя воздушной подушкой. Труды НАМИ, вып. 89, М., 1967.
8. Eggington W.I. Overland application, "Hovering Craft and Hydrofoil", 1963, № 7.
9. Степанов Г.Ю. Арутюнян Д.В. К расчету аппарата на воздушной подушке с частичной разгрузкой, "Автомобильная промышленность", 1965, № 9.
10. Wong I.Y. Performance of the air-cushion-surface-contacting hybrid vehicle for overland operation, "Proc. Ints. Mech." Eng., 1972, 186, № 50, M.
11. Бабаков И.М. Теория колебаний, изд-во "Наука", 1965.
12. Crago W.A. Problems associated witetheuse of skirts on hovercraft — "Hovering Craft and Hydrofoil", 1968, № 7.
13. Маслов Л.А., Паковка Я.Г. Колебания аппарата на воздушной подушке как твердого тела на обобщенном упругом основании, "Известия АН СССР. МТТ", 1975, № 4.
14. Кульбида В.Е., Морозов В.П. Транспортная эффективность летательных аппаратов безаэродромного базирования. М.: НИА-Природа. 2003.

УДК 656:13

МЕТОДЫ СБОРА И ОБРАБОТКИ ИНФОРМАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ

Канд. техн. наук **В.А. ГРАНОВСКИЙ**, **А.Е. ОДИНЦОВ**
Кубанский ГТУ (906.187-55-28)

Рассматриваются методы сбора и обработки информации транспортных потоков с использованием технических средств и навигационного оборудования.

Ключевые слова: *интенсивность движения, детектор транспорта, навигационная система.*

Granovsky V.A., Odintsov A.E.
METHODS FOR THE COLLECTION AND TRANSPORT FLOWS INFORMATION PROCESSING

Methods for collecting and processing traffic flows through technical means and navigation equipment are investigated.
Keywords: *traffic, detector transport, navigation system.*

Автоматизированные системы регулирования дорожного движения строятся на оптимизации технических средств его организации в зависимости от сложившейся дорожной ситуации. Это означает: чтобы такая оптимизация была эффективной, надо знать параметры транспортных потоков, а чтобы их получить, необходимо исследовать эти потоки. И методов, и инструментов такого исследования существует достаточно много. Рассмотрим их.

Простейший из них — использование стационарных постов. В данном случае наблюдатель регистрирует проезд каждой транспортной единицы условным знаком в бланке протокола. Но есть и более сложные методы: опросы водителей, талонное обследование, наклеивание ярлыков, запись регистрационных знаков.

Первый метод связан с остановкой АТС и беседой с водителями, поэтому он нежелателен ни наблюдателям, ни водителям. Сущность второго метода заключается в том, что на установленных контрольных постах водителям АТС вручают талоны (карточки), которые затем в определенных пунктах собирают. Причем для водителей это тоже нежелательно, а наблюдатели могут облегчить обработку данных, применяя талоны разного цвета (например, для легковых автомобилей — синие, для автобусов — белые и т. д.). Обработка информации, внесенной в талон на посту выдачи и на посту сбора, позволяет не только получить данные об интенсивности и составе транспортных потоков по исследуемым направлениям, но и рассчитать скорости сообщения. Кроме того, она решает задачу выявления доли транзитного и местного движения на определенной территории.

"Запись регистрационных знаков" позволяет исключить остановку АТС для регистрации и вместе с тем дает возможность сочетать изучение интенсивности, состава транспортного потока и корреспонденции с получением данных о скорости сообщений, а также выявлять транзит на любом посту наблюдения. Но на всех постах наблюдения в этом случае так же, как и при талонном обследовании, должно быть синхронизировано время сигнализации: при таком подходе сопоставление записей в протоколах соседних постов по каждому АТС позволяет определить его маршрут и рассчитать время, а следовательно, и скорость движения.

Этот метод, безусловно, обладает большей степенью достоверности, однако он весьма трудоемок, а скорость сбора и обработки информации не позволяет оперативно, в режиме реального времени, изменять организацию дорожного движения.

Еще один метод — изучение транспортных потоков с помощью подвижных средств — ходовых лабораторий. Один из его вариантов, получивший довольно широкое распространение, — исследование с помощью "плавающего" автомобиля, т. е. двигающегося со скоростью, равной или близкой к скорости основной массы транспортных средств в потоке. Типичный тому пример — исследование пространственной характеристики скорости на протяжении магистрали.

Для обеспечения достоверных результатов исследования, очевидно, необходимо, чтобы "плавающий" автомобиль перемещался синхронно с типичным для данного состояния транспортного потока режимом. Внешним признаком правильности режима движения является примерное равенство числа АТС, обогнанных автомобилем-лабораторией и обогнавших его. Поэтому учитываются и те и другие. При этом непрерывно ведется автоматическая запись скорости движения.

У данного метода те же недостатки, что и у метода на неподвижных постах.

Третий метод исследования транспортных потоков — использование детекторов транспорта. Он — самый распространенный и достоверный в настоящее время. Здесь в качестве детекторов транспорта могут использоваться самые различные технические устройства — индуктивные петли, укладываемые под проезжей частью автомобильной дороги на глубину 5...8 см, инфракрасные детекторы, устанавливаемые над проезжей частью дороги или рядом с ней, радары, видеодетекторы.

В первом случае АТС, обладающий металлической "массой", проходя над рамкой, изменяет ее индуктивность, что и регистрирует проход, во втором — инфракрасный луч, отраженный от металлической части АТС, фиксируется фотоэлементом; радарные детекторы излучают маломощный СВЧ-сигнал непрерывно изменяющейся частоты в фиксированном веерном лу-

че; видеодетекторы имеют процессор, анализирующий транспортный поток.

Все эти технические средства ускоряют сбор статистической информации, позволяют получать и обрабатывать ее в режиме реального времени. Однако их высокая стоимость и необходимость наличия соответствующей инфраструктуры делает невозможным сбор информации, если не на всем протяжении улично-дорожной сети, то на внегородских магистралях уж точно.

Четвертый метод — использование устройств с радиоканалами — такими, как мобильные сети, Wi-Fi, Bluetooth. При этом базовые станции сотовых операторов сообщают число абонентов в зоне их покрытия, а также направление их перемещения. Для оценки используются активные абоненты устройства, т. е. те, с которых был хотя бы один звонок или отправлено SMS-сообщение.

Данный метод позволяет определить уровень транспортной активности населения. Однако полученный результат сложно выразить в числовом значении, а также возникает сложность в получении личных данных даже в случае их обезличивания.

Пятый метод — использование детекторов транспорта совместно с навигационными сервисами. Этот метод имеет два варианта реализации: навигационные системы используются всеми участниками дорожного движения (идеальный случай) или лишь некоторой их частью. При этом, очевидно, АТС должны быть подключены к Интернету, иметь GPS-приемник и соответствующее приложение. Такое устройство через каждые несколько секунд передает в компьютерную систему свои географические координаты, направление и скорость движения. Все данные обезличены, т.е. не содержат никакой информации о пользователе или его АТС. Затем программа-анализатор строит единый маршрут движения АТС с информацией о скорости его прохождения — трек. Кроме того, оно, это АТС, может сообщать и о скорости своего передвижения. Однако GPS-приемники допускают погрешности при определении координат, которые могут "сместить" АТС на несколько метров в любую сторону (например, на тротуар или крышу рядом стоящего здания). А ведь координаты, поступающие от пользователей, попадают в электронную схему города, на которой очень точно отображены все здания, парки, улицы с дорожной разметкой и прочие городские объекты. Тем не менее благодаря этой детализации программный комплекс все-таки понимает, как на самом деле перемещается АТС.

Таким образом, при первом варианте мы имеем полную информацию о существующих транспортных потоках и сразу можем приступать к возможным путям оптимизации дорожного движения, а при втором полученные данные можно воспринимать как случайную выборку АТС.

Для анализа полученных данных воспользуемся формулой:

$$k_{\text{исп } i} = K_i / N_i,$$

где $k_{\text{исп } i}$ — коэффициент использования навигационного оборудования транспортными средствами в точке i; K_i — число транспортных средств, использующих навигационное оборудование, которое пересекло дорогу в точке i; N_i — фактическая интенсивность движения транспорта.

Из нее видно, что коэффициент $K_{\text{исп } i}$ может принимать значение от нуля (отсутствие АТС, использующих навигационную систему) до единицы (идеальный случай, когда все участники дорожного движения применяют эту систему).

Очевидно, что значение $K_{\text{исп } i}$ — величина, зависящая от загруженности каждой точки улиц и дорог, времени суток, годового сезона и т. д. То есть налицо — явная неопределенность. Чтобы ее устранить, необходимо рассмотреть коэффициент использования навигационного оборудования как функцию двух переменных $f(x, y)$, где x и y — географические координаты точек, где установлены детекторы. Затем, интерполируя значения данного коэффициента на остальную часть площади, можно получить его значения на всей анализируемой площади.

Для примера рассмотрим участок улично-дорожной сети с координатами установки детекторов $A(x_1; y_1)$; $B(x_1; y_2)$; $C(x_2; y_2)$; $D(x_2; y_1)$.

Решение этой задачи начинается с того, что по формулам $f(R_1) \approx \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} f(A) + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} f(D)$ и $f(R_2) \approx \approx \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} f(B) + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} f(C)$ находим вспомогательные точки R_1 и R_2 с координатами $R_1(x, y_1)$ и $R_2(x, y_2)$. Затем находим $f(P) \approx \frac{y_2 - y}{y_2 - y_1} f(R_1) + \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} f(R_2)$. В результате интенсивность N_i транспортных средств в любой точке квадрата можно найти по формуле:

$$N_i \approx K_i \Big/ \left[\frac{y_2 - y}{y_2 - y_1} \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} f(A) + \frac{y_2 - y}{y_2 - y_1} \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} f(D) + \right.$$
$$\left. + \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} f(B) + \frac{y - y_1}{y_2 - y_1} \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} f(C) \right].$$

Полученные таким образом данные будут лишены отмеченных выше недостатков сбора данных. Однако следует иметь в виду, что увеличение площади квадрата обследуемой территории повышает и погрешности получаемых данных.

Литература

1. Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы: учебник. М.: Лаборатория базовых знаний, 2007.
2. Кременец Ю.А., Печерский М.Л., Афанасьев М.Б. Технические средства организации дорожного движения: учебник для вузов. М.: ИКЦ "Академкнига", 2005. — 279 с.
3. AllAboard: a system for exploring urban mobility and optimizing public transport using cell phone data Michele Berlingerio Francesco Calabrese Guisy Di Lorenzo Rahul Nair Fabio Pinelli Marco Luca Sbodio.

УДК 656.13

МЕТОДИКА ДИАГНОСТИКИ ОСТАТОЧНОГО ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РЕСУРСА ТЯГОВОЙ АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ

И.В. СТАРОДУБЦЕВА
Российский государственный аграрный университет — МСХА имени К.А. Тимирязева (499. 976-10-14)

Исследуется методика диагностики остаточного эксплуатационного ресурса тяговой аккумуляторной батареи гибридного автомобиля.

Ключевые слова: *тяговая аккумуляторная батарея, гибридный автомобиль, формула Пекерта, система управления батареей (BMS).*

Starodubtseva I.V.

TECHNIQUE OF DIAGNOSTICS OF THE RESIDUAL OPERATIONAL RESOURCE OF THE TRACTION STORAGE BATTERY OF THE HYBRID VEHICLE

The technique of diagnostics of a residual operational resource of the traction storage battery of the hybrid vehicle is investigated.

Keywords: *traction storage battery, hybrid vehicle, Pekert's formula, Battery Management System (BMS).*

Наиболее перспективным направлением решения задачи повышения экологической чистоты и топливной экономичности автомобилей считается использование тягового электропривода. Это направление связано как с дальнейшим совершенствованием "чистых" электромобилей, так и с разработками транспортных средств, оснащенных гибридными силовыми установками [1]. Соответственно, изменяются технические требования к аккумуляторным батареям. В первую очередь это касается их удельных характеристик, способности быстро и эффективно принимать и отдавать заряд для движения автомобиля и минимизации обслуживания самих батарей [2].

Имеющиеся сегодня тяговые аккумуляторные батареи не в полной мере соответствуют перечисленным требованиям. В связи с этим в мире проводятся работы по созданию новых энергоносителей (никель-железные, свинцовые с уплотненным электролитом, натрий-серные батареи, емкостные молекулярные накопители и др.), а также выполняется достаточно большое число исследований эксплуатационных характеристик батарей на различных тягово-скоростных режимах и методов их диагностики.

Например, фирма "Тойота" в своем гибридном автомобиле "Приус III" (2003 г. и далее) применяет никель-металлогидридные (Ni—MH) тяговые аккумуляторные батареи, состоящие из 168 аккумуляторов, собранных в 28 модулей, что обеспечивает номинальное напряжение U_{TABnom} = 201,6 В. Их номинальная емкость составляет C_{TABnom} = 6,5 А·ч, максимальный разрядный ток $I_{\mathrm{TABdismax}}$ = 80 А, а максимальный ток заряда $I_{\mathrm{TABchgmax}}$ = 50 А [3].

Согласно заявлениям производителей, максимальная потеря емкости Ni—MH-батареи, связанная с тем, что она постоянно работает в режиме "заряд-разряд", не превышает 5 %, что во время эксплуатации заметить крайне сложно (см. рисунок).

В современных Ni—MH-батареях используется состав водородоадсорбирующего сплава. В процессе циклирования происходят колебания объема отрицательного электрода до 15...25 % от исходного за счет поглощения/выделения водорода, в результате чего в материале электрода возникает множество микротрещин. То есть увеличивается площадь поверхности электрода, подвергающаяся коррозии, а следовательно, и расход электролита, что приводит к постепенному росту внутреннего сопротивления элемента и снижению емкости.

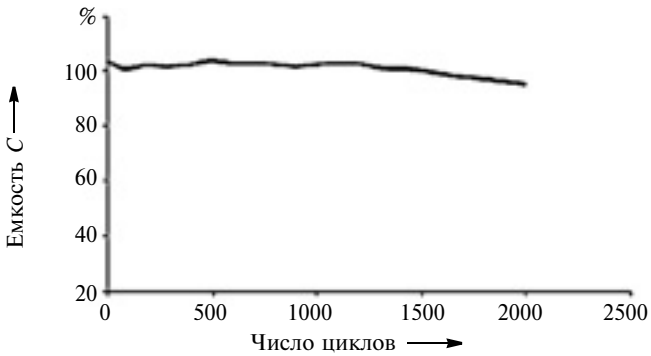
Со временем в результате циклирования возрастает и саморазряд батареи за счет появления больших пор в материале сепаратора и образования электрического соединения между пластинами электродов. Эта проблема может быть временно решена посредством проведения нескольких тренировочных циклов — глубокого разряда аккумулятора с последующим полным зарядом.

Аккумуляторы меньшей емкости могут разрушаться и в процессе разряда батареи, они окажутся разряженными раньше и глубже вплоть до переполюсовки. При этом температура и давление внутри аккумуляторной батареи будут повышаться, что может привести к их разрушению [1].

Цель данной работы — исследование методики диагностирования остаточного эксплуатационного ресурса тяговой аккумуляторной батареи гибридного автомобиля.

Одним из эффективных параметров, характеризующих срок службы такой батареи, является проводимость. Благодаря многолетним лабораторным и практическим исследованиям было выявлено, что проводимость напрямую связана с емкостью аккумуляторной батареи, измеренной методом частичного разряда [4]. Эта связь практически линейная и означает, что если проводимость может быть измерена, то можно прогнозировать и емкость при частичном разряде. Величина проводимости может использоваться для обнаружения дефектов ячеек, коротких замыканий, разомкнутых цепей, которые могут быстро вывести батарею из строя.

В последние годы многие аккумуляторные батареи оснащаются системой управления (BMS — Battery Management System). Это электронная плата, которая ставится непосредственно на батарею с целью контроля процесса её заряда/разряда, мониторинга состоя-



Изменение емкости тяговой аккумуляторной батареи при циклическом разряде до 80 %

ния аккумуляторов и их элементов, контроля температуры, числа циклов заряда/разряда и защиты. При определении критического состояния батареи BMS соответственно реагирует, выдавая запрет на использование аккумуляторной батареи в электросистеме, т. е. отключает её.

Многие существующие системы мониторинга состояния тягово-аккумуляторных батарей используют в своих расчетах формулу Пекерта, которая описывает нелинейность скорости разряда аккумуляторной батареи в зависимости от силы тока нагрузки [5]:

$$C_p = I^n T, \quad (1)$$

где C_p — емкость Пекерта (постоянная величина для данного аккумулятора), n — экспонента Пекерта.

Экспонента Пекерта обычно рассчитывается на основании измерения времени полного разряда (T_1 и T_2) для двух разных токов (I_1 и I_2). Для приблизительных расчетов можно использовать таблицы или графики разрядки, предоставляемые производителем аккумулятора. Так как C_p — константа, то из формулы (1) получим уравнение (2) [6]:

$$C_p = I_1^n \cdot T_1 = I_2^n \cdot T_2. \quad (2)$$

Преобразуя это выражение, получаем формулу расчета экспоненты Пекерта (3):

$$n = \frac{\log\frac{T_2}{T_1}}{\log\frac{I_1}{I_2}}. \quad (3)$$

Зная значения экспоненты и емкости Пекерта, можно рассчитать время работы аккумулятора при определенной нагрузке:

$$T = \frac{C_p}{I^n}. \quad (4)$$

Константные значения емкости и экспоненты Пекерта меняются в процессе работы батареи в силу того, что потребляемый ток изменяется во времени, бывают длительные перерывы в работе аккумулятора. Например, в литий-ионных батареях при эксплуатации в условиях частичного заряда/разряда прослеживается постепенное уменьшение времени работы потребителя от аккумуляторной батареи, из-за несоответствия оставшейся емкости, рассчитанной системой управления батареей, реальной.

Разработка методик диагностирования остаточного эксплуатационного ресурса тяговых аккумуляторных батарей является важным моментом с точки зрения продления срока службы эксплуатации, тем самым повышения надежности гибридных автомобилей. Значения параметров Пекерта и времени работы батареи при конкретной нагрузке могут быть применены для быстрого и безошибочного определения ее функционального состояния.

Литература

1. Родзянов В.В. Анализ методов определения емкости аккумуляторных батарей гибридных автомобилей// Вестник ХНАДУ. — 2009. — № 45. — С. 18—21.
2. Кузнецова Т.И. Новые требования к свинцовым аккумуляторным батареям для гибридных транспортных средств / Кузнецова Т.И., Тищенко Д.С. // Автотракторостроение—2009: материалы 65-й междун. науч.-технич. конференции 2009 г. / МГТУ "МАМИ". — Москва, 2009 г., Книга 3. — С. 191.
3. Zolot M., Pesaran A., Mihalic M. (NREL). Thermal Evaluation of Toyota Prius Battery Pack // National Renewable Energy Laboratory. Presented at the Future Car Congress, June 2002.
4. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники. Электрические цепи / Л.А. Бессонов. — М.: Гардарики, 2002. — С. 638.
5. Mehul O. A comparative study of Lithium-Ion Batteries / O. Mehul, P. Jason, Zhao Runhua // University of Southern California. AME 578 Project. — 2010. — 31 p.
5. Jongerden M.R. Battery Modeling. Technical Report TR-CTIT-08-01 / M.R. Jongerden, B.R. Haverkort // Centre for Telematics and Inf. Tech. — U. Twente, 2008. — 25 p.

УДК 629.113.001

МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОГРЕШНОСТИ ПЛОЩАДОЧНЫХ СТЕНДОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **А.И. ФЕДОТОВ**
Национальный исследовательский иркутский ГТУ (3952. 40-58-53)

Выполнен анализ методических погрешностей площадочных стендов при контроле тормозных систем автотранспортных средств. Дана оценка системных методических погрешностей измерений, связанных с видом и параметрами тестовых воздействий.

Ключевые слова: *площадочные стенды, тормозная система, контроль, технический осмотр, автотранспортное средство, роликовый стенд, удельная тормозная сила, относительная разность тормозных сил*

Fedotov A.I.
METHODICAL ERROR OF PLATFORMER STANDS FOR CONTROL BRAKE SYSTEMS

Analysis of systematic errors platform stands in the control of brake systems of motor vehicles is given. Assessed the methodological system of measurement errors caused by the type and parameters of the test actions.

Keywords: *platform stands, brake system, control, technical inspection, vehicle, roller stand, specific brake force, the relative difference in brake force*

В последние 40 лет в России и других странах мира технология проверки на роликовых стендах тормозных систем автотранспортных средств наиболее широко применяется при техническом осмотре, обслуживании и текущем ремонте. Нормативы проверяемых на таких стендах параметров введены в международную и российскую нормативные базы. Площадочные же стенды не получили повсеместного распространения, они реже используются для предремонтной проверки качества колесных тормозных механизмов по бортам АТС.

При техническом осмотре в России с 2012 г. Приказом Минпром-

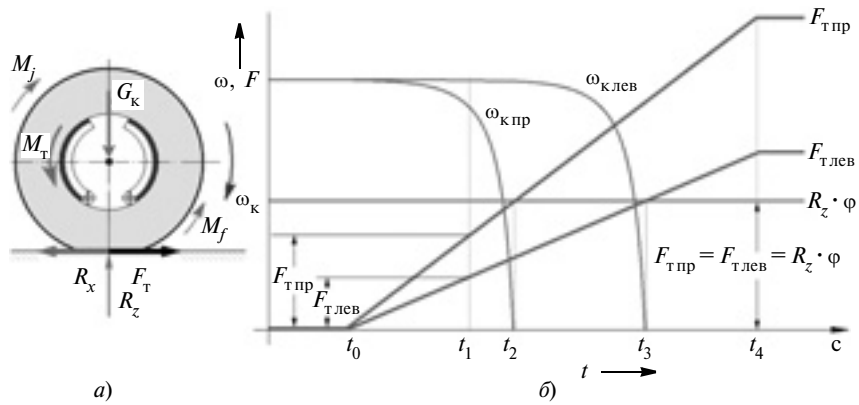


Рис. 1. Расчетная схема (а) и график (б) процесса торможения колес автомобиля на стендах

торга России от 6.12.2011 г. № 1677 допущены к применению площадочные стенды, причем с использованием тех же нормативов, что и для роликовых стендов [1, 2]. При этом предварительных исследований согласованности показаний обоих стендов не проводилось, доказательства применимости для них единых нормативов отсутствуют. Степень совпадения результатов контроля дорожным методом и на площадочных стендах также экспериментально не подтверждена [2].

Контроль работоспособности тормозных систем в условиях эксплуатации АТС выполняется при техническом осмотре, а также при ТО и ремонте (в автосервисе), как правило, на роликовых стендах [3]. В процессе контроля выявляют наличие или характер, место и причины возникновения неисправностей посредством оценки степени снижения тормозных свойств АТС вследствие этих неисправностей.

В процессе техосмотра эффективность торможения и устойчивость транспортного средства при торможении на стендах оценивают раздельно по каждой оси АТС всего по двум параметрам: удельной тормозной силе и относительной разности тормозных сил колес оси.

Выход любого из этих параметров за пределы нормативных значений свидетельствует о наличии неисправностей контролируемой тормозной системы. Их назначение заключается в разграничении АТС с ухудшенными тормозными свойствами вследствие неисправностей и АТС без таких неисправностей — работоспособные. Поэтому для достоверности эксплуатационной проверки имеют значение как обоснованность норматива, разграничивающего допустимые и недопустимые состояния тормозных систем, так и методические погрешности измеряемых параметров.

Для роликовых стендов нормативы оценочных параметров обоснованы экспериментально, широко апробированы во всех странах и позволяют уверенно выявлять АТС с неисправностями тормозных систем. Методические погрешности измерения оценочных параметров на роликовых стендах связаны в основном с заданием и стабильностью тестового режима [3]. Поэтому при выполнении проверок время включения органа управления тормозной системы стабилизируют.

Допустимость применения тех же нормативов для площадочных стендов по тем же оценочным параметрам, что и для роликовых стендов, экспериментально не доказана. Источники методических погрешностей измерения на площадочных стендах — тестовый режим и загрузка АТС при проверке, а также различия в конструкциях проверяемых АТС [1, 2]. Для площадочных стендов имеют место специфические для них дополнительные методические погрешности измерений, не свойственные в принципе роликовым стендам. А именно: погрешность от разброса величин колеи проверяемых АТС, несовпадения продольных вертикальных плоскостей симметрии АТС и площадочного стенда от бокового смещения продольной центральной плоскости симметрии АТС относительно продольной оси стенда, разброса начальной скорости наезда колес АТС на площадки стенда, темпа включения тормозной системы и от загрузки АТС.

Эти погрешности свойственны самим конструкциям площадочных стендов и не могут быть компенсированы их совершенствованием. Они повышают разброс показаний и их расхождения с результатами измерений на роликовых стендах при отсутствии корреляции с результатами дорожных испытаний [1, 2].

Чтобы разобраться с дополнительными источниками системных погрешностей, рассмотрим расчетную схему (рис. 1, *а*) и график — (рис. 1, *б*) процесса торможения колес одной оси автомобиля в процессе контроля.

На основании реализуемого на стендах принципа *обратимости движения* известно, что для качественного контроля тормозной системы необходимо, чтобы "дорога" под обоими колесами автомобиля двигалась синхронно. Иначе результаты измерений тормозных сил будут неадекватными. На роликовых стендах это требование обеспечивается их конструкцией. Для площадочных стендов необходимы механизмы "равного перемещения" площадок, а не равного "усилия", как мы видим в существующих и предлагаемых конструкциях (пневмо- и гидропривод). Это дает значительную системную погрешность при определении равномерности торможения колес одной оси автомобиля.

Еще одна системная погрешность связана с заданием тестового режима торможения колес АТС на площадочных стендах. В процессе контроля, в момент времени t_0, к вращающимся с начальной угловой скоростью $\omega_к$ колесам автомобиля подводят тормозные моменты $M_т$ (на графике не показаны). При этом в контактах колес с опорной плоскостью возникают тормозные силы $F_{т\,лев}$ и $F_{т\,пр}$. При достижении ими предела по сцеплению $R_z\varphi$ в моменты времени t_2 и t_3 колеса блокируются [4, 5].

Как известно, количественным показателем устойчивости автомобиля при торможении в стендовых условиях является относительная разность тормозных сил $K_н$, измеряемая индивидуально для каждой оси АТС [5]:

$$K_н = \left| \frac{F_{т\,лев} - F_{т\,пр}}{F_{max}} \right| \cdot 100\ \%. \quad (1)$$

Для определения момента времени достижения тормозными силами максимума, в который необходимо выполнять измерения тормозных сил на роликовых стендах, используют контроль проскальзывания S колес автомобиля относительно синхронно вращающихся опорных роликов [4, 5]:

$$S = 1 - \frac{\omega_к \cdot r_{ко}}{\omega_р \cdot r_р}, \quad (2)$$

где $\omega_к$ — угловая скорость вращения колеса; $r_{ко}$ и $r_р$ — соответственно радиусы колес и опорных роликов стенда; $\omega_р$ — угловая скорость опорного ролика стенда.

Для корректного определения относительной разности тормозных сил $K_н$ входящие в формулу (1) тормозные силы $F_{т\,лев}$ и $F_{т\,пр}$ измеряют в момент t_1 при достижении одним из колес заданного уровня проскальзывания, обычно $S \approx 0{,}2$. Определение относительной разности тормозных сил $K_н$ будет корректным только *в процессе функционирования тормозной системы* на участке графика (см. рис. 1, *б*) от момента t_1 до момента t_2 при условии синхронности движения опорных поверхностей под тормозящими колесами. Это условие неукоснительно выполняется на роликовых стендах и очень проблематично — на площадочных.

После момента t_2 повышение усилия на педали тормоза не будет сопровождаться ростом тормозной силы $F_{т\,пр}$, поскольку её максимальное значение будет ограничено пределом по сцеплению $F_{т\,пр} \leqslant R_z\varphi$ (на рис. 1, *б* показаны графики тормозных сил $F_{т\,пр}$ и $F_{т\,лев}$, обусловленных потенциальными возможностями тормозных механизмов). Поэтому определение относительной разности тормозных сил $K_н$ на участке графика (см. рис. 1, *б*) от момента t_2 до момента t_3 не будет корректным, поскольку по мере удаления момента измерения от точки t_2 и приближения его к точке t_3 разница между тормозными силами $F_{т\,лев}$ и $F_{т\,пр}$ будет уменьшаться. Начиная с момента t_3, наступит равенство:

$$F_{т\,лев} = F_{т\,пр} = R_z\varphi, \quad (3)$$

т. е. будут измеряться не тормозные силы, а силы трения шин с опорными поверхностями и никакой относительной разности тормозных сил измерено не будет. Равенство (3) будет тем точнее, чем равномернее распределена нагрузка на колеса и меньше разница коэффициентов сцепления по бортам. В этой связи *процесс контроля тормозных систем на площадочных стендах* автомобиля с заблокированными колесами *совершенно бессмыслен.*

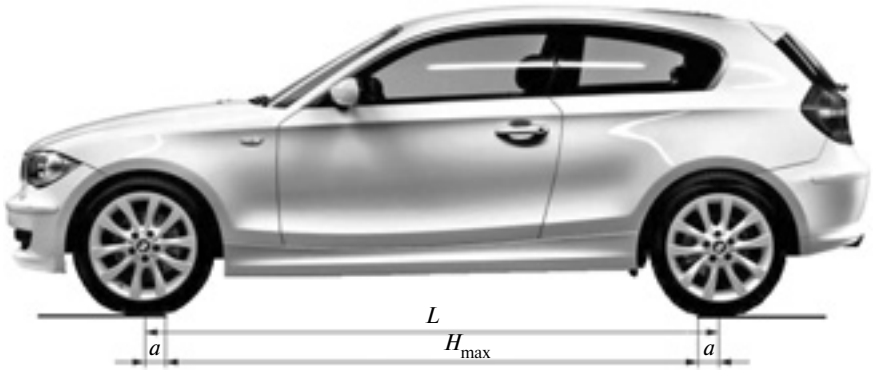


Рис. 2. Схема определения максимально возможного продольного перемещения H_{max} площадки стенда

Еще один из главных недостатков площадочных стендов (*в силу которого они запрещены для проведения контроля тормозных систем АТС в большинстве стран мира*) — конструктивно ограниченная длина H_{max} продольного перемещения площадок стенда, определяющая длину тормозного пути каждого тормозящего колеса. Действительно, чтобы снизить погрешности измерений параметров тормозных систем в процессе контроля, необходимо, чтобы их колеса (в процессе работы тормозных механизмов) сделали несколько полных оборотов (обычно не менее двух). Для этого одним из обязательных требований к процессу контроля тормозных систем АТС на стендах является норма времени приведения органа управления тормозной системой. В нашей стране оно должно быть не менее 4...6 с, а в большинстве стран ЕС — не менее 6 с [6, 7]. На роликовых стендах за это время колеса АТС, тормозящие с начальной скоростью 1,1 м/с, успевают сделать как минимум два полных оборота.

Проанализируем, выполнимо ли это требование на площадочных стендах. Для этого сравним базу автомобиля L с максимально возможным продольным перемещением площадки стенда H_{max} (рис. 2). Из рисунка видно, что, во-первых, максимально возможное продольное перемещение площадки стенда H_{max} ограничено размером L базы автомобиля. Во вторых, с каждой стороны его ограничивает длина пятна контакта колес автомобиля с опорной поверхностью $a + a$. Таким образом, максимально возможное продольное перемещение площадки стенда H_{max} можно найти из выражения:

$$H_{max} = L - 2a, \quad (4)$$

где a — половина длины пятна контакта шины с опорной поверхностью.

Обычно длина пятна контакта автомобильных шин АТС категории M_1 и M_2 находится в пределах 0,24...0,34 м. Размер L базы зависит от марки и модели автомобиля. Его вариация для АТС категории M_1 и M_2 общего пользования представлена на рис. 3.

Очевидно, что если в выражение (4) в качестве размера L базы АТС подставить его наибольшее значение — более 2900 мм (см. рис. 3), то автомобили с меньшей базой не

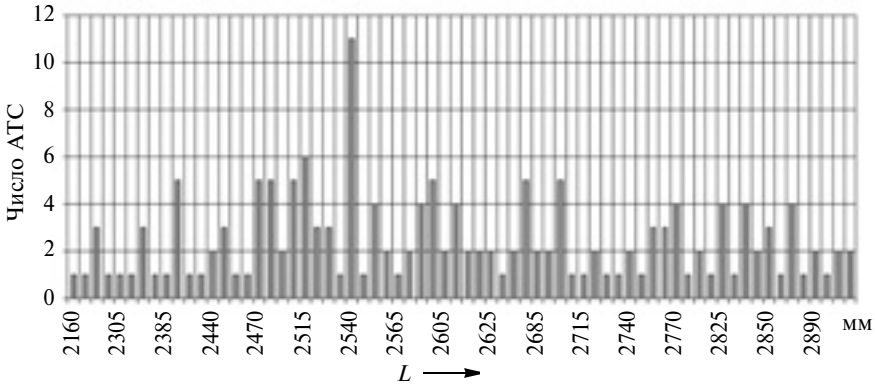


Рис. 3. Гистограмма распределения базы автотранспортных средств категорий M_1 и M_2

смогут быть продиагностированы на таком стенде.

Тогда, подставив в выражение (4) наименьший размер базы L = = 2160 мм и длину пятна контакта a = 0,34 м, получим для АТС категории M_1 и M_2 максимально возможное продольное перемещение площадки стенда $H_{max} \approx 1{,}82$ м.

Теперь остается вычислить путь $L_к$, проходимый колесом АТС общего пользования категории M_1 и M_2 за один оборот и сравнить его значение с рассчитанным максимально возможным продольным перемещением площадки стенда H_{max}.

На автомобилях категорий M_1 и M_2 применяются колеса и шины разных размеров. Только посадочный размер обода варьируется от 12 до 18 дюймов, а встречаются и 20-дюймовые. Добавляет разнообразия и высота профиля — она также различная для разных моделей. Соответственно, радиус качения колеса и путь, проходимый колесом за один оборот, варьируется в очень широких пределах (1,5...2,6 м).

Таким образом, при максимально возможном продольном перемещении площадки $H_{max} \approx 1{,}82$ м большинство колес диагностируемых АТС не сможет сделать на стенде даже один полный оборот. А колеса с шинами больших диаметров в тормозном режиме едва смогут повернуться на половину оборота.

К тому же, если следовать российским и международным требованиям и выполнить торможение АТС на стендах за 4...6 с [5—7], становится очевидно, что на площадочных стендах для этого не хватит длины продольного перемещения площадки H_{max}, да и до блокирования колеса дело не дойдет. Чтобы обеспечить это требование, длина площадок стендов должна составлять не менее 4 м.

Все вышеперечисленные причины вызывают большие системные погрешности измерения тормозных сил на площадочных стендах, величина которых составляет 50 % и более [1, 2, 8]. О каком качестве диагностики и контроля тормозной системы АТС здесь может идти речь!

Таким образом, сравнение метрологических свойств площадочных и роликовых тормозных стендов показывает явное преимущество последних. Результаты многочисленных исследований [1, 2, 8] убедительно свидетельствуют о неравноценности применения площадочных стендов взамен роликовых и необоснованности допуска площадочных тормозных стендов к применению при техническом осмотре колесных транспортных средств в Российской Федерации.

Литература

1. Федотов А.И. Анализ конструктивных и метрологических параметров площадочных стендов для контроля тормозных систем автомобиля / Федотов А.И., Власов В.Г. // Журнал ААИ. Выпуск № 2 (79). 2013. С. 36—43.
2. Мороз С.М. О применимости площадочных стендов для проверки тормозных систем АТС при техническом осмотре / Федотов А.И., Мороз С.М. // Автомобильная промышленность. 2014. № 12.
3. Бойко А.В. О повторяемости измерений параметров процесса торможения автомобиля на стенде с беговыми барабанами / Бойко А.В., Федотов А.И., Потапов А.С. // Вестник ИрГТУ. Выпуск № 1. — Иркутск: ИрГТУ, 2008. — С. 63—71.
4. Федотов А.И. Качение тормозящего колеса, нагруженного переменной нормальной нагрузкой / Федотов А.И., Дик А.Б. // Сборник научных трудов "Активная и пассивная безопасность и надежность автомобиля" / МАМИ. Москва. 1984. — С. 94—110.
5. Диагностика автомобиля: Учебник для студентов вузов / А.И. Федотов. — М-во образования и науки РФ, Иркутский гос. технический ун-т. Иркутск. 2012. — 467 с.
6. ГОСТ Р 51709—2001 Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки.
7. Правила ЕЭК ООН N 13 "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения" (Пересмотр 6).
8. Точность и достоверность диагностики автомобилей: А.Г. Сергеев М.: Транспорт. 1980. — 188 с.

УДК 621.762:621.1

КОМПОЗИЦИОННЫЕ ПОРОШКОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ИЗДЕЛИЙ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Кандидаты техн. наук **Е.В. МАЛАЯ**, **А.С. РЕШЕНКИН**, **Р.А. ГОНЧАРОВ** и **С.С. ВОРОБЬЁВ**
Донской ГТУ (863. 251-14-56)

Рассмотрены морфологические характеристики экспериментальных порошков системы железо—никель, предназначенных для изготовления изделий электротехнического назначения, применяемых в автомобильной промышленности. Определены основные магнитные свойства исследуемых композиционных порошковых материалов. Установлена взаимосвязь между магнитными параметрами, размерами и технологией получения композиционного материала.

Ключевые слова: *композиционные материалы, электротехнические изделия, ферромагнитные порошки, морфология.*

Malaia E.V., Reshenkin A.S., Goncharov R.A., Vorobiev S.S.
THE COMPOSITE POWDER MATERIALS FOR ELECTROTECHNICAL PRODUCTS VEHICLES

Examined the morphological characteristics of the experimental powders of iron-nickel system, designed for the manufacture of electrical purpose used in the automotive industry. The basic magnetic properties investigated composite powder materials. The relationship between the magnetic parameters, size and technology of composite material.

Keywords: *composites, electrical products, ferromagnetic powder, morphology.*

Высококачественные композиционные магнитные материалы играют важную роль в современной технике, так как составляют существенный элемент в конструкциях множества машин и приборов, используемых в машиностроении, в том числе и транспортных средств. Они обеспечивают широкое развитие электротехники, радиотехники, измерительных приборов и других устройств. В частности, в электротехнических компонентах современных АТС находят применение порошковые композиционные магнитомягкие материалы для изделий электротехнического назначения. Основное требование к таким материалам — создавать максимальный магнитный поток при минимальных потерях энергии. Производство электротехнических сталей с такими свойствами остается дорогостоящим процессом и порошковые магнитные материалы служат им хорошей альтернативой.

Несмотря на преимущества порошковой металлургии при изготовлении железоникелевых изделий, их производство незначительно по сравнению с литыми. Однако только методом порошковой металлургии можно получить материалы точно заданного состава, который обеспечивает пиковые значения проницаемости для железоникелевых материалов. Известно, что начальная магнитная проницаемость таких материалов почти не зависит от толщины ленты, чего не наблюдается на литом и катаном изделиях. Кроме того, внедрение порошковых изделий позволило бы экономить до 30 % дорогостоящего никеля.

При изготовлении изделий методами порошковой металлургии свойства материалов определяются не только фазовым и химическим составами, но и в значительной степени структурой исходных порошков. Магнитомягкие материалы должны быть однофазовыми, т. е. в них должно быть сведено к минимуму количество включений (как типа избыточной фазы, так и включений металлургического происхождения) [1, 2]. Низкое содержание примесей, за исключением улучшающих эксплуатационные свойства, — важное условие достижения высоких магнитных свойств. Кроме того, важно, чтобы магнитомягкие материалы обладали высокой внутрифазовой однородностью. Существование в них областей расслоения, сегрегаций, участков с сильно отличающейся степенью и характером упорядочения может быть одной из причин, затрудняющих достижения наилучших свойств в таком сплаве.

Качественные магнитомягкие материалы должны иметь низкую плотность дефектов кристаллического строения. Это требование достигается за счет высокотемпературного отжига, обеспечивающего не только протекание рекристаллизации обработки, но и нормальный рост зерна (а в ряде случаев и вторичную рекристаллизацию), и созданием условий, предотвращающих механические воздействия на магнитомягкие материалы, как в процессе монтажа магнитных элементов, так и в процессе их эксплуатации.

Для многих магнитомягких материалов важным требованием является высокая индукция насыщения. Выполнение этого требования обеспечивает большую плотность магнитного потока в магнитопроводе, что в свою очередь определяет снижение массы и габаритов различных устройств, а также эффективность их работы.

Для изучения особенностей ферромагнитных порошков, обусловленных технологией получения [3, 4], были взяты сплавы системы Fe—Ni, полученные путем совместного восстановления оксидов и совместного осаждения солей с последующим отжигом порошков. Содержание компонентов варьировалось. Методами сканирующей электронной микроскопии исследовались форма, размеры частиц и состояние их поверхности. У каждой экспериментальной группы порошка определялись остаточная намагниченность, намагниченность насыщения и коэрцитивная сила в полях до $1{,}6 \cdot 10^{-3}$ кА/м.

Морфологические характеристики получены в результате анализа снимков, выполненных на электронном микроскопе "Стереоскан" с последовательным увеличением одного и того же участка в 60, 120, 300, 600, 1200 и 3200 раз.

Порошок сплава железа с 38,8 % никеля получен совместным вос-

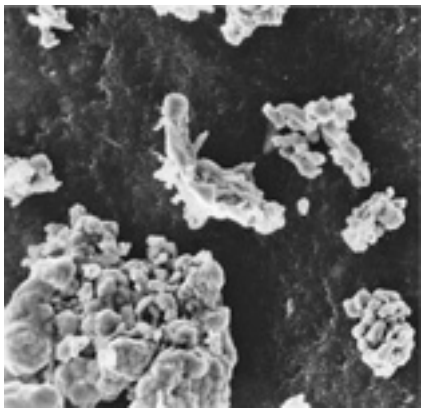


Рис. 1. Образец ПО1

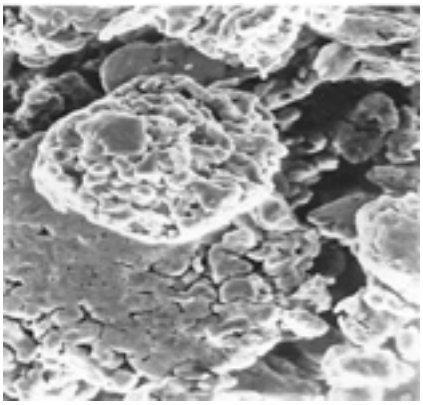


Рис. 2. Образец ПО2

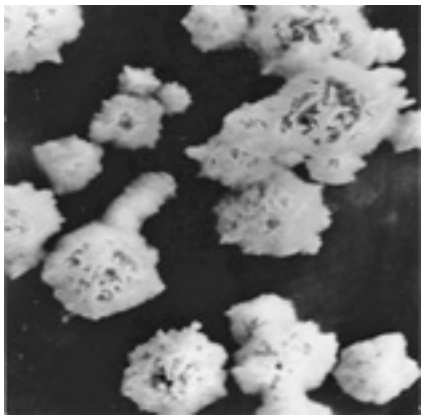


Рис. 3. Образец ПО3

Образец	Состав	H_c, кА/м	Остаточная намагниченность, J_r, кА/м	Намагниченность насыщения J_s,кА/м	Форма частиц	Размер частиц, мкм	Состояние поверхности	Размер дендритного зерна, мкм
ПО1	Fe — 38,8 % Ni	0,80	88	1375	Губчатая	100—150	Сильно развитая	2—10
ПО2	Fe — 36,7% Ni	3,60	56	1370	Губчатая сферическая	150—300		3—5
ПО3	Fe — 35,9% Ni	0,80	65	1325	Сферическая губчатая гладкая	100—600		15

становлением оксидов железа и солей никеля при температуре 8000 °С в течение 6 ч в среде водорода (рис. 1). Порошок — гомогенный, частицы имеют округлую форму, поверхность — губчатая сильно развитая. Размеры частиц находятся в пределах 100...600 мкм. Структура отдельно взятой частицы — ячеистая, дендритная с размерами дендритов 2...3 мкм. Основные магнитные характеристики всех исследованных порошков представлены в таблице.

Порошок ПО1 был подвергнут дополнительному отжигу при температуре 6000 °С в течение 3 ч в защитной среде водорода. Частицы размером 100...150 мкм. После отжига отмечается наличие частиц более мелкой фракции, форма их осталась округлой, но не изометрической. Поверхность частиц развитая с очертаниями оплавления и значительного слипания дендритов с сохранившимися границами между ними. Крупное уплотнение структуры частиц явилось результатом отжига. Значение коэрцитивной силы увеличилось, а остаточная намагниченность уменьшилась. Предполагается, что причиной таких явлений стало уменьшение размеров частиц и изменение их морфологии.

Порошок ПО2, полученный путем совместного восстановления оксидов железа в магнитном поле, характеризуется большой дисперсностью размеров частиц в пределах от 150 до 300 мкм. Подобная дисперсность обеспечивает большую плотность порошка в целом. Отдельные частицы — более компактны, чем частицы порошка ПО1, полученного без воздействия магнитного поля (рис. 2).

В структуре порошка ПО3 преобладают частицы мелкой фракции. В результате анализа отмечается аналогичный характер воздействия дополнительного отжига (порошок ПО2) и магнитного поля в процессе получения сплавов (порошок ПО3). Частицы этих порошков отличаются компактной структурой и сглаженной поверхностью, хотя отмечается доля изомерных частиц порошка ПО3 (рис. 3). Существенного различия в магнитных свойствах этих порошков не обнаружено.

Как видим, исследованные сплавы представляют собой совокупность дисперсных частиц размерами от 100 до 600 мкм, обладающих пористой структурой с сильно развитой поверхностью, которая в процессе отжига видоизменяется и становится более компактной. Полученные магнитные характеристики свидетельствуют о том, что намагниченность насыщения не является структурно-чувствительной характеристикой и отражает только химический состав твердых растворов железо-никелевой системы, а остаточная намагниченность и коэрцитивная сила отличаются незначительно, но вполне коррелируют с формой частиц, их структурой и степенью развития поверхности. Размагничивающие поля этих частиц суммируются как из полей рассеивания зернистой структуры, так и размагничивающих полей формы самих частиц и степени их взаимодействия.

Литература

1. Хек К. Магнитные материалы и их техническое применение. — М.: Энергия, 1973. — С. 229.
2. Клименко В.Н., Панасюк О.А., Напара-Волгина С.Г. Новые конструкционные порошковые материалы. — Материалы IX Республиканской конференции по порошковой металлургии. Киев, 1990. — С. 71—79.
3. Люлько В. Влияние структуры и метода получения порошков на магнитные свойства материалов. Труды Европейской конференции PM-97". 15—17 октября 1997 г. Германия. Мюнхен. 1997. — С. 384—388.
4. Ягло Г.И. Исследование композиционного порошкового материала для работы в переменных полях // Гиромагнитная бестоковая электроника. М. 1995. № 3. С. 547—551.

УДК 62-762.64

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА РЕЗИНЫ МАНЖЕТ НА ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ

А.И. МУХАМЕТШИНА, **И.В. БУТОРИН**, **Г.Д. НУРЛЫЕВА**, **П.В. ЛИТВИНЕНКО**, кандидаты техн. наук **А.И. ШВЕЁВ**, **Л.Н. ШАФИГУЛЛИН** и **М.И. ГУМЕРОВ**, **И.А. ШВЕЁВ**
ОАО "КамАЗ" (8552. 58-97-16), Набережночелнинский институт (филиал) Казанского (Приволжского) федерального университета (8552. 37-48-66)

Рассматриваются исследования влияния состава резин на физико-химические свойства и работоспособность манжет, применяемых в автомобилестроении.

Ключевые слова: *состав резины, манжеты, физико-химические свойства, долговечность.*

Mukhametshina A.I., Butorin I.V., Nurlyeva G.D., Litvinenko P.V., Ph. D. **L.N Shveyov A.I.,** Ph. D. **Shafigullin L.N.,** Ph. D. **Gumerov M.I., Shveyov I.A.**

STUDY OF RUBBER COMPOUNDS ON THE PERFORMANCE OF THE CUFF USED IN VEHICLE

Study examines the impact of tires on the physico-chemical properties and performance of the cuffs used in the automotive industry.

Keywords: *rubber compound, oil seal, physico-chemical properties, durability.*

Для любого производителя резинотехнических изделий основной задачей является изготовление их с необходимым комплексом свойств, удовлетворяющих требованиям потребителей. Это достигается подбором соответствующей рецептуры резин и условий технологического процесса. Основным компонентом любой резины является каучук, который определяет свойства получаемого изделия. От природы каучука зависит дальнейшее использование соответствующих ингредиентов: вулканизующей группы, наполнителей, пластификаторов, модифицирующих добавок и т. д. [1].

Целью исследований являлось проведение сравнительных анализов двух резиновых деталей (манжет) одного наименования, применяемых на грузовых автомобилях КамАЗ, но разных производителей. Образцы были подвергнуты следующим испытаниям: стендовым механическим — наработка на отказ; физико-химическим и технологическим, с привязкой к стендовым испытаниям.

В ходе стендовых испытаний манжет двух разных поставщиков выявлено, что ходимость деталей второго поставщика вдвое превышает ходимость изделий первого поставщика. С целью выяснения причин этого провели комплексные исследования, включающие: определение содержания дисульфида молибдена в резине по методике М38405 144-81 [2]; стойкость к рабочей среде по ГОСТ 9.030—74; измерение микротвердости по ГОСТ 20403—75; спектральный анализ; химический — качественный анализ, методика М3710406.028. В качестве измерительного оборудования использовали микротвердомер серии HMV-G фирмы "Шимадзу", прибор ИК-Фурье "Спектрум 100", аналитические весы, термовесы "TG209 F1 Ирис", печь муфельную, редуктор Джонса. Результаты испытаний представлены в табл. 1 и 2.

Дисульфид молибдена вводится в состав резиновой смеси для повышения износостойкости РТИ, и его содержание определялось на разных участках манжет. Выявлено, что дисульфид молибдена в обеих деталях распределен равномерно по всему объему, а содержание его в манжете второго поставщика значительно выше, чем в манжете первого. Испытание манжет на старение в смазке "Литол-24" выявило уменьшение объема образца детали первого поставщика, что связано с вымыванием небольшого количества ингредиентов резиновой смеси при испытаниях. Образец же детали второго поставщика, наоборот, увеличил массу. Твердость манжеты первого поставщика выше по сравнению со вторым, что, возможно, связано с соотношением компонентов резиновой смеси — большим количеством наполнителей, минеральных добавок, малым содержанием пластификаторов. Результаты химического анализа подтвердили соответствие материала манжет технической документации. Манжеты изготовлены из резиновой смеси на основе бутадиен-нитрильного каучука. Спектральный анализ выявил, что при сравнении спектров изделий между собой коэффициент корреляции составляет 68 %. Спектры манжет содержат полосы поглощения 2230, 2232 см$^{-1}$ (нитрильная группа), соответствующие характеристическим полосам бутадиен-нитрильных каучуков, что является дополнением для химического анализа. Результаты исследования свойств резин 1-го и 2-го поставщиков представлены в табл. 2 и на рис. 2 и 3.

В ходе экспериментальных исследований выявлено, что массовая доля основного вещества у второго поставщика больше, чем у первого, т. е. содержание каучуков различно.

Таблица 1

Наименование показателя	Результат испытания	
	Первый поставщик	Второй поставщик
Содержание дисульфида молибдена, % по внутреннему диаметру по наружному диаметру по сечению манжеты	 13,5 13,8 13,4	 15,1 15,0 15,5
Изменение объема после старения в смазке "Литол-24" при температуре 125 °С в течение 24 часов, %	−1,9	3,1
Твердость детали JRHD, международные единицы	68	60
Базовый каучук	Бутадиен — нитрильный	Бутадиен — нитрильный

Таблица 2

Наименование показателя	Результат испытания	
	Первый поставщик	Второй поставщик
Массовая доля органических добавок, %	10,81	11,87
Массовая доля основного компонента (бутадиен-нитрильного каучука), %	29,91	33,95
Массовая доля минеральных добавок после воздействия температуры 597°С, %	59,28	54,16
Температура разложения основного компонента (бутадиен-нитрильного каучука), °С	453,7	456,7

Массовая доля минеральных добавок у второго поставщика меньше, чем у первого, т.е. содержание минеральных добавок (ингредиентов) различно. Доля органических добавок в манжете второго поставщика больше чем у первого.

Исследования, проведенные на приборе "TG 209 F1 Ирис", были верифицированы количественным анализом (химическим методом). Результаты исследований совпали с высокой точностью. Ниже приводятся описания полученных термоаналитических кривых первого поставщика:

a) 10,81 % — изменение массы вещества на первой ступени кривой ТГ, в области температуры 262,7 °С. Соответствует массовой доле органических добавок (пластификатор, ускорители, и т. д.);

b) 262,7 °С — температура, при которой происходит наибольшее разложение вещества (органических добавок);

c) 1,09 %/мин — скорость разложения при температуре 262,7 °С;

d) 29,91 % — изменение массы на второй ступени ТГ кривой, в области температуры 453,7 °С (на ДТГ кривой). Соответствует разложению основного компонента (смесь каучуков БНКС-18 и БНКС-28). По справочным данным температура разложения бутадиен-нитрильного каучука 450—457 °С [3];

e) 453,7 °С — температура, при которой происходит наибольшее разложение основного компонента.

f) 5,17 %/мин — скорость разложения при температуре 453,7 °С (ДТГ кривая);

g) 59,28 % — остаточная масса образца после воздействия температуры 597,1 °С. Соответствует массовой доле минеральных добавок.

Ниже приводятся описания полученных термоаналитических кривых второго поставщика:

a) 11,87 % — изменение массы вещества на первой ступени кривой ТГ, в области температуры 280,1 °С. Соответствует массовой доле органических добавок (пластификатор, ускорители, и т. д.);

b) 280,1 °С — температура, при которой происходит наибольшее разложение вещества (органических добавок);

c) 1,27 %/мин — скорость разложения при температуре 280,1 °С;

d) 33,95 % — изменение массы на второй ступени ТГ кривой, в облас-

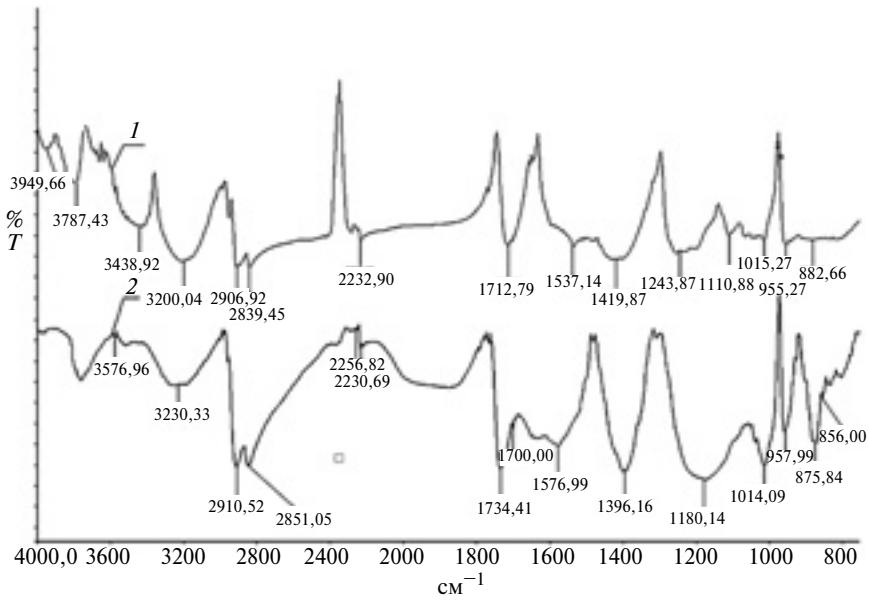


Рис. 1. Спектры манжет первого (1) и второго (2) поставщиков

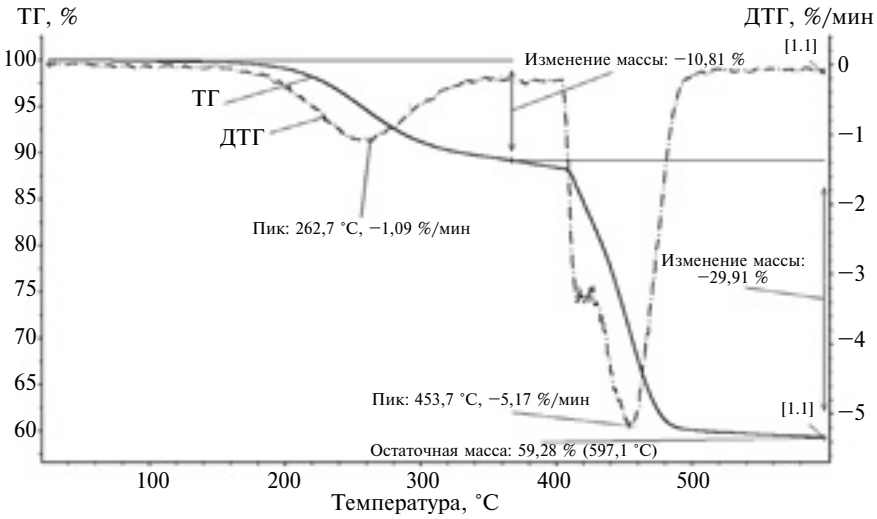


Рис. 2. Термоаналитические кривые образца манжеты первого поставщика

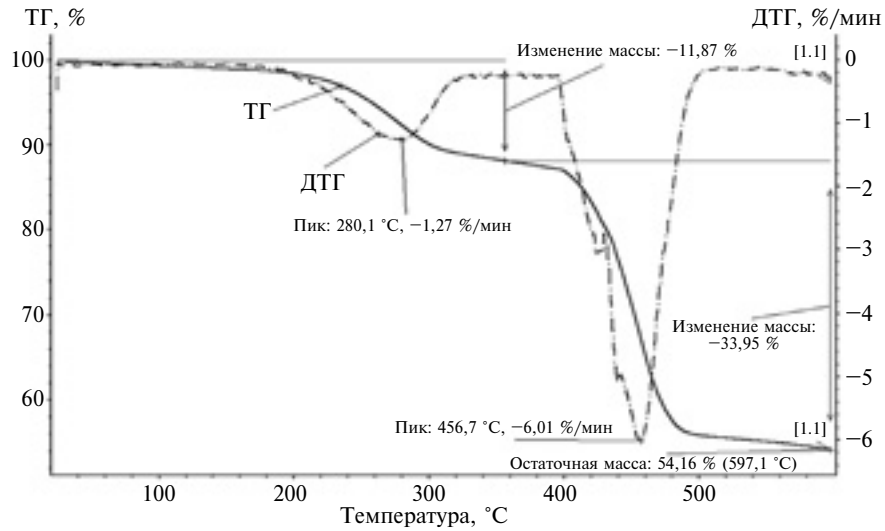


Рис. 3. Термоаналитические кривые образца манжеты второго поставщика

ти температуры 456,7 °С (на ДТГ кривой). Соответствует разложению основного компонента (смесь каучуков БНКС-18 и БНКС-28). По справочным данным, температура разложения бутадиен-нитрильного каучука 450—457 °С;

e) 456,7 °С — температура, при которой происходит наибольшее разложение основного компонента;

f) 6,01 %/мин — скорость разложения при температуре 456,7 °С (ДТГ кривая);

g) 54,16 % — остаточная масса образца после воздействия температуры 597,1 °С. Соответствует массовой доле минеральных добавок.

Резина — сложная многокомпонентная система, и для получения изделий с хорошими эксплуатационными характеристиками необходимо разумное сочетание всех ее компонентов. Результаты экспериментальных исследований выявили определяющее влияние состава резиновой смеси на физико-химические и технологические свойства двух манжет одного наименования. Содержание основного вещества (смеси каучуков БНКС-18 и БНКС-28) в рецептуре манжеты второго поставщика больше, что влияет на лучшую ходимость изделия, подтверждаемую стендовыми испытаниями.

Литература

1. Технология резиновых изделий: учебное пособие для вузов / Ю.О. Аверко-Антонович, Р.Я. Омельченко, Н.А. Охотина, Ю.Р. Эбич / под ред. П.А. Кирпичникова. — Л.: Химия, 1991. — 352 с.
2. Резина. Метод определения дисульфида молибдена № 38405. 144-81, Введ. 1991-04-01, НИИ резиновой промышленности.
3. Большой справочник резинщика. Ч. 2. Резины и резинотехнические изделия / под ред. С.В. Резниченко, Ю.Л. Морозова. — М.: ООО "Издательский центр "Техинформ" МАИ", 2012. — 648 с.

УДК 621.893

ЭПИЛАМИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ПАР ТРЕНИЯ

А.Т. САРИМОВА, **И.В. БУТОРИН**, **Г.Д. НУРЛЫЕВА**,
кандидаты техн. наук **А.И. ШВЕЁВ**, **Л.Н. ШАФИГУЛЛИН**
и **М.И. ГУМЕРОВ**
ОАО "КамАЗ" (8552. 37-48-66),
Набережночелнинский институт (филиал) Казанского
(Приволжского) федерального университета (8552. 58-97-16)

Рассматривается исследование влияния эпиламирования поверхности на износостойкость пар трения деталей, применяемых на ОАО "КамАЗ".

Ключевые слова: *эпиламирование поверхности, износостойкость, пары трения.*

Sarimova A.T., Butorin I.V., Nurlyeva G.D., Ph. D. **L.N. Shveyov A.I.,**
Ph. D. **Shafigullin L.N.,** Ph. D. **Gumerov M.I.**

STUDY OF SURFACE WEAR EPILAMIROVANIYA FRICTION PAIRS

Study examines the impact epilamirovaniya surface wear resistance of friction pairs of parts used at OJSC КамAZ.

Keywords: *epilamirovaniya surface, wear, friction pair.*

Один из основных факторов, ограничивающих долговечность и надежность машин и станков — износ пар трения. Масла, введенные в узлы трения, растекаются по поверхности твердого тела, что связано с большой разницей поверхностных энергий масла и тела: чем меньше разница, тем меньше растекание масла. Для предотвращения растекания масел и удерживания их на поверхности необходимо по возможности уменьшить поверхностную энергию твердого тела. Это возможно за счет применения на поверхности пар трения антифрикционных покрытий, из которых наиболее перспективны так называемые эпиламы [1—4].

Эпилам — это смазочная композиция, представляющая собой раствор фторсодержащего поверхностно-активного вещества (ПАВ) в растворителе. Пленка ПАВ, образующаяся на поверхности, снижает поверхностную энергию, предотвращает рост микротрещин на рабочей поверхности деталей при динамических нагрузках, улучшает условия смазки, увеличивая износостойкость пар трения и инструмента в зависимости от условий работы в 2—3 раза [1].

При обработке эпиламом деталей пар трения происходит необратимый процесс адсорбции ПАВ на поверхности изделия в виде мономолекулярного или близкого к нему слоя толщиной от 30 до 50 Å. Образовавшаяся пленка ПАВ прочно удерживается на поверхности до температуры 400—450 °С. Происходит химсорбция и адсорбция фторсодержащих ПАВ с металлом, чистота обработки поверхности должна быть в пределах от 6-го до 9-го класса точности [2].

Пленка ПАВ исключает или снижает до минимума контакт между материалами взаимодействующих поверхностей, препятствует возникновению между ними сил молекулярного притяжения, что приводит к значительному снижению сил трения. При трении эпиламированных и неэпиламированных образцов наблюдается различный характер износа. При максимальных нагрузках износ эпиламированных образцов носит преимущественно окислительный или усталостный характер. При испытании неэпиламированных образцов в аналогичных условиях происходит адгезионное взаимодействие трущихся поверхностей [4].

Влияние эпиламирования при трении состоит в уменьшении степени несовершенствования кристаллической структуры. Наиболее широкое распространение получили составы с содержанием основного вещества 5, и 20 % и маслорастворимые композиции на их основе. Применяется в качестве состава для обработки твердых поверхностей, высоконагруженных узлов трения, полимерных и резиновых деталей различного назначения.

Придание требуемых свойств обрабатываемым поверхностям с помощью эпиламирования зависит не только от выбора марки эпиламов, но и в значительной степени от того, насколько правильно выбрана и соблюдена технология нанесения. При эпиламировании твердых тел из различных материалов технологические операции проводятся в следующей последовательности: подготовка поверхности, нанесение пленки эпилама, термофиксация или сушка, контроль качества эпиламированной поверхности.

Существует несколько способов нанесения ПАВ. В ОАО "КамАЗ" покрытия наносят шестью методами, зависящими от вида установок для нанесения и назначения детали: окунание при температуре не менее 20 °С; кипячение при температуре до 50 °С в герметично закрытой установке; помещение детали с раствором на виброустановку; помещение детали с раствором на в ультразвуковую ванну; нанесение кисточкой; распыление через пульверизатор.

Всего проэпиламировали около 600 наименований деталей и узлов: пары трения, применяемые на автомобилях КамАЗ; режущий инструмент; узлы технологического оборудования; штамповая оснастка; пресс-формы для изготовления деталей из резины. По всем проэпиламированным деталям и узлам проводятся технологические испытания, оформляются акты и выдаются рекомендации к использованию покрытий.

В целях повышения работоспособности металлических поверхностей рабочих частей штамповой оснастки на малых деталях проведены исследования по изучению влияния покрытий на износостойкость деталей. Применение покрытия "Эпиламом" повысила фактическую стойкость в 2—2,5 раза по сравнению с необработанными деталями.

В то же время положительные результаты испытаний получены для определенной группы деталей. Производственные испытания проводились на 22 наименованиях инструмента. Испытания выявили, что 14 позиций инструментов, покрытые ПАВ, увеличили стойкость по сравнению с фактической от 1,5 до 3 раз. На режущих инструментах штампов холодной объемной штамповки износостойкость не увеличилась. В этой связи требуется выборочно подходить к использованию ПАВ для увеличения износостойкости деталей.

Технология нанесения эпилама состоит из следующих операций. "Деталь" (инструмент, узел, пара трения и т. д). очищается от смазки; обезжиривается растворителем, содержащим минимальное количество воды; на "деталь" выбранным способом наносится эпилам; "деталь" помещается в сушильный шкаф для термофиксации пленки; качество покрытия проверяется маслом (если масло собралось в капельки, то пленка качественная, см. рисунок).

При эпиламировании зуборезного инструмента — шеверов двух наименований повысилась стойкость, что снижает расход инструмента в процессе эксплуатации в 1,3 раза. Обработка бронзовой поверхности цилиндров подъема стола пресса увеличила ходимость узла в 2 раза. Покрытие пресс-форм для изготовления

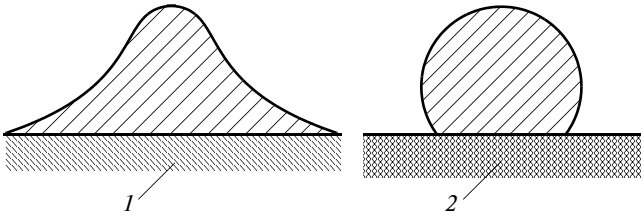


Схема поведения капли масла на поверхности:
1 — необработанная металлическая поверхность, *2* — эпиламированная поверхность

резинотехнических изделий (РТИ) увеличило ходимость пресс-форм в 1,5—2 раза и интервал между чистками, улучшился съем деталей, исключило следы смазки на деталях и позволило отказаться от использования силиконовой смазки.

Результаты сравнительных стендовых испытаний выявили увеличение в 1,5 раза ходимости манжет из РТИ, применяемых в узлах автомобилей КамАЗ, после нанесения эпилам. Преимуществами эпиламирования перед другими известными методами повышения износостойкости (азотирование, катодно-анодный способ и т. д.) являются доступность и низкая стоимость технологического процесса, не требующего применения сложного оборудования. Покрытие поверхностей пар трения фторсодержащими ПАВами при соблюдении технологии нанесения снижает коэффициент трения деталей, увеличивая их ходимость.

Литература

1. Киричел А.В., Звягина Е.А. Эпиламирование — нанотехнология для повышения эффективности механической обработки. // Инженерный журнал, 2007. — № 2. — С. 15—18.
2. Хрипунов В.В., Медведовских Т.В., Макарова В.А., Никулин Е.Я. Работоспособность инструмента, упрочненного методом эпиламирования // Вестник машиностроения, 2000. — № 5. — С. 62—63.
3. Патент РФ № 2215766 "Состав для нанесения защитной молекулярной пленки" МПК 7 СО9Д171/02, С23С22/02, опубл. 10.11.2003, О.Г. Андреева, Н.Н. Лукоянов, Н.А. Романова, Н.А. Рябинин.
4. Гулянский Л.Г. Применение эпиламирования для повышения износостойкости изделий // Трение и износ 1992. — Т. 13. — № 4. — С. 695—701.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 656.091...84

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ИСПЫТАНИЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ В ЦЕНТРЕ ИСПЫТАНИЙ НАМИ

С.И. ВЫЛЕГЖАНИН, Е.А. ЛАГУЗИНА
НАМИ (+7 (495) 994-9915)

Область аккредитации Центра испытаний НАМИ позволяет выполнять полный комплекс услуг по испытаниям и оценке конструкций легковых и грузовых автомобилей, прицепов и полуприцепов, автобусов, троллейбусов, специализированных транспортных средств, электромобилей, мотоциклов, мопедов, тракторов, дорожных и мостовых ограждений, а также комплектующих изделий, запасных частей и принадлежностей к ним на соответствие требованиям Правил ООН, Технических Регламентов РФ и Таможенного Союза, Российских и межгосударственных стандартов.

Ежегодно в Центре оформляется более 1800 протоколов сертификационных испытаний на соответствие требованиям Технических Регламентов Российской Федерации, включающих требования в том числе Правил ООН и ГОСТ, более 1480 протоколов экспертиз в целях распро-

Рис. 1

Рис. 2

странения ранее полученных результатов испытаний на новые модели или модификации, более 650 протоколов контрольных испытаний, в том числе в рамках Государственного контроля (надзора), более 370 сводных протоколов соответствия требованиям Технического Регламента "О безопасности колесных транспортных средств", на основании которых оформляются "Одобрения типа транспортного средства".

В числе заказчиков, пользующихся услугами Центра испытаний НАМИ, более 1700 отечественных и зарубежных предприятий-производителей автомобильной техники и ее компонентов.

Основной деятельностью предприятия являются испытания автомототехники. И, как правило, заказчик, заинтересованный в выпуске транспортных средств на Российский рынок, ориентируется на комплексную услугу, включающую в себя все виды испытаний в рамках оценки соответствия транспортных средств. Однако выполнение такого рода работ требует четкого согласования усилий разных структурных подразделений Центра с учетом сроков выполнения работ, исходя из условий договора (контракта), сроков предоставления образцов на испытания, недостающей технической документации, наличия погодно-климатических условий для проведения лабораторно-дорожных исследований и т. д. Естественно, одним из условий обеспечения (подтверждения) аккредитации и удовлетворения запросов заказчиков являлось и является наличие в Центре действенной системы обеспечения качества испытаний.

Действующая в Центре система обеспечения качества испытаний позволяет в полной мере управлять процессами организации, позволяя ежедневно на должном уровне выполнять работы в области испытаний автомототехники, разрабатывать нормативные документы по новым методам испытаний, создавать рабочие методики испытаний и измерений, одновременно разрабатывать и осваивать новое испытательное оборудование, проводить дополнительную аккредитацию в уполномоченных организациях (органах), заключать договора (контракты) по заявкам конкретных заказчиков и выполнять их условия вплоть до последней стадии — выдачи заверенных копий протоколов испытаний, заключений и ответов на их запросы по процедурным и другим вопросам, относящимся к компетенции технической службы или аккредитованного исполнительного центра.

Следует отметить, что с 1 февраля 2013 г. во исполнение соответствующих положений Указа Президента РФ от 24.01.2011 № 86 "О единой национальной системе аккредитации" (в ред. от 21.05.2012), и иных нормативных правовых актов, в соответствии с которыми осуществляется нормативно-правовое регулирование в сфере аккредитации, вступили в действие уточненные Критерии аккредитации органов сертификации и испытательных лабораторий (центров), а также уточненные требования к ним (утверждены Приказом Минэкономразвития России от 16.10.2012 № 682). Количество критериев, используемых при оценке компетенции испытательных лабораторий при этом выросло до 94.

В связи с ужесточением требований к аккредитации испытательных лабораторий в действующую систему обеспечения качества Центра испытаний были внесены соответствующие корректировки, в результате чего разработано новое руководство по качеству, в котором, помимо требований в области качества, определены конкретные требования к управлению ресурсами: персоналу, помещениям и условиям окружающей среды, оборудованию, отбору образцов, обращению с объектами испытаний, обеспечению качества результатов испытаний, отчетность о результатах и т. д.

Руководство по качеству Центра испытаний "НАМИ" стало основополагающим документом при осуществлении деятельности в области испытаний автомототехники, которое полностью соответствует требованиям стандартов ГОСТ Р ИСО 9001 и ГОСТ Р ИСО/МЭК 17025:2009, содержит ссылки на документированные процедуры, нормативно-техническую документацию, действующие правовые нормы, позволяющие обеспечивать качество работ, входящих в область аккредитации Центра испытаний "НАМИ".

При формировании Руководства по качеству описание испытания, как основного процесса, стало ключевым, а его детализация до необходимого уровня в целях установления входящих и выходящих документов на каждом этапе реализации процесса, ответственности за конкретные работы, а также документы,

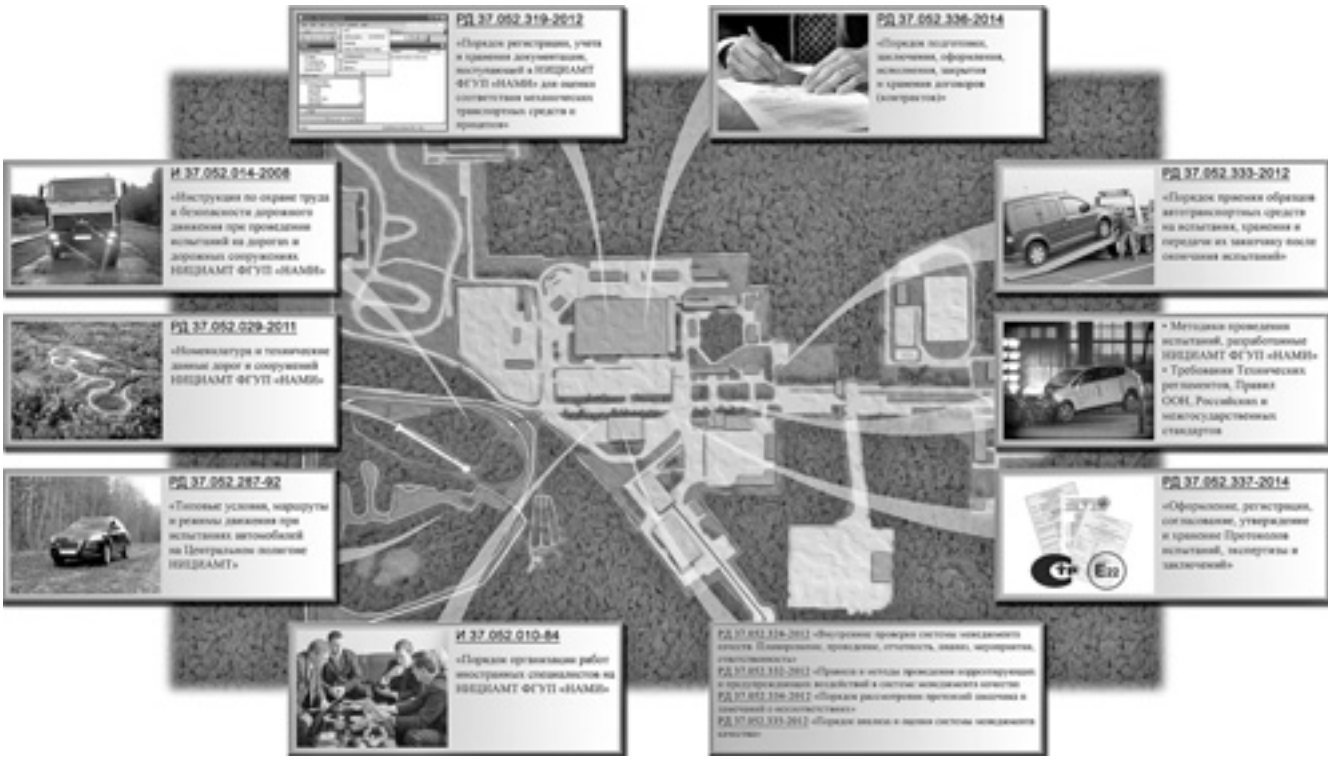


Рис. 3

регламентирующие данные действия, позволила сделать этот процесс понятным, прозрачным и легко управляемым. Детальное описание процедур, связанных с испытаниями автомототехники, не только позволило создать четкую, прозрачную и всем понятную систему испытаний, но и обеспечило функциональную систему документооборота, обязательное наличие и строгое соблюдение которой также определено новыми критериями к испытательным лабораториям (центрам).

Система управления документацией Центра испытаний НАМИ, как составляющая часть общей системы управления качеством, охватывает все виды документов, регламентирующих деятельность Центра, оказывающих влияние на качество организации и проведения испытаний, определена положениями Руководства по качеству в части управления документацией, а также процедурами, устанавливающими единые требования к разработке нормативных документов; регистрации, учету и хранению документации, поступающей для оценки соответствия транспортных средств; оформлению, регистрации, согласования, утверждения и хранения договоров (контрактов), протоколов испытаний и экспертизы.

Немаловажную роль в функционировании системы обеспечения качества испытаний Центра играют нормативные документы, определяющие детальные требования по функционированию системы качества и устанавливающие порядок анализа и оценки системы менеджмента качества, порядок рассмотрения претензий заказчика и замечаний о несоответствиях, правила и методы проведения корректирующих и предупреждающих действий в системе менеджмента качества, процедура организации внутренних проверок.

Особого внимания заслуживает управление нормативными документами, в соответствии с которыми непосредственно осуществляется проведение испытаний. К ним относятся международные, межгосударственные и национальные стандарты, а также методики проведения испытаний, разработанные специалистами Центра Испытаний НАМИ. За годы функционирования предприятия сформировалась база нормативной документации, включающая в себя существующие стандарты в области испытаний автомототехники, а также методики по испытаниям, разработанные специалистами Центра с использованием передовых достижений науки и техники, а также на основе собственных научных исследований. Перечень правил и методик, применяемых при проведении испытаний, установлен в области аккредитации Центра испытаний НАМИ, а фонд нормативной документации постоянно поддерживается в актуальном состоянии.

В соответствии с установленными процедурами, эффективность системы обеспечения качества своевременно анализируется по результатам проведения внутренних аудитов всех структурных подразделений предприятия. Вся информация об основных отклонениях и нарушениях, получаемая в ходе проведения аудитов, доводится до сведения руководства и является основой для планирования и проведения корректирующих мероприятий, посредством которых осуществляется постоянное совершенствование основных процессов Центра.

Общеизвестно, что от качества работы напрямую зависит успех любого предприятия. От качества испытаний, проводимых специалистами Центра испытаний НАМИ, напрямую зависит безопасность транспортных средств, выпускаемых на дороги Российской Федерации. Именно поэтому — качество испытаний является приоритетом для каждого сотрудника.

15-Й СЕЗОН ПРЕМИИ "АВТОМОБИЛЬ ГОДА В РОССИИ" ОТКРЫТ

Премия "Автомобиль года в России" проводится с 2000 года. Если первоначально победители определялись сравнительно узким кругом экспертов, то в последние годы — это широкая аудитория потребителей: число проголосовавших превышает миллион человек, причем большинство из них — в возрасте от 25 до 44 лет, наиболее экономически активная часть населения.

Старт очередному голосованию был дан 1 января 2015 года, и продолжится оно до конца марта. В голосовании может принять участие любой желающий, для этого достаточно зайти на сайт www.autogoda.ru. В этом году совместно с порталом *Auto.ru*, генеральным интернет-партнером Премии, была учреждена специальная номинация — "Легенда *Auto.ru*". В данной номинации участвуют автомобили, которые уже много лет и поколений продаются в нашей стране и стали любимцами миллионов. Как и всегда, среди участников голосования будет разыграно множество призов, главным среди которых станет неоднократно становившийся лучшим в своем классе автомобиль "Фольксваген Амарок", укомплектованный шинами фирмы "Континенталь Тайрс РУС", бессменного партнера проекта, поддерживающего Премию с момента ее основания.

Определение лучших автомобилей — не единственная цель Премии "Автомобиль года в России". Огромная аудитория Премии позволяет проводить крупнейшее в мире социологическое исследование, определять, как меняются социально-демографические показатели, потребительские предпочтения и на основании обширной статистики строить прогнозы на будущее. Результаты этого исследования не менее значимы, чем результаты голосования.

Выбор потребителей не всегда совпадает с выбором экспертов, но именно результаты голосования широких масс ближе всего к реальности, поскольку автомобили покупают обычные люди, и их мнение в конечном итоге формирует рынок, который за 15 лет существования Премии претерпел серьезнейшие изменения. Безудержный рост начала нулевых годов сменился резким падением в 2009 г., затем последовал период восстановления, а в 2015 г., очевидно, рынок будет снова падать. Сложно давать количественные прогнозы на нынешний год, но вот качественные тенденции очевидны, в том числе и по результатам прошлых голосований в Премии "Автомобиль года в России". Если 15 и даже 10 лет назад люди голосовали в основном за мечту, чаще всего даже внутри классов выбирая победителями наиболее дорогие или мощные автомобили, то в последние годы предпочтения сместились в сторону практичности, и все чаще на вершине оказываются автомобили, лучшие по соотношению "цена-качество".

"*Люди стали выбирать не то, о чем они могут лишь мечтать, а то, что они хотят купить. Скорее всего, в 2015 году эта тенденция лишь усилится, а интерес потребителей сместится в сторону автомобилей, собираемых в России. Причина очевидна: цены именно на эти модели вырастут меньше, и покупатели, год от года становящиеся все более расчетливыми, не упустят столь важный фактор из виду*", — подчеркнул Председатель Оргкомитета Премии Владимир Безукладников.

Выборы "автомобиля года" по традиции завершатся торжественной церемонией награждения с участием ведущих СМИ, лидеров автомобильной индустрии России и представителей шоу-бизнеса. Церемония пройдет 23 апреля в Москве.

Подробности — на сайте www.autogoda.ru.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Подхалюзина В.А. — Стратегии глобализации как способ повышения конкурентоспособности российской автомобильной промышленности 1

АСМ-факты 2

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Катаева Л.Ю., Киселева Н.Н., Масленников Д.А., Романова Н.А. — Математическая модель загрязнения легкового автомобиля 3

Марков В.А., Маркова В.В., Сивачёв В.М., Сивачёв С.М. — Определение оптимального состава смесевых биотоплив 5

Годжаев З.А., Измайлов А.Ю., Прядкин В.И. — Влияние давления в высокоэластичной шине на тяговые свойства колеса. 9

Сливинский Е.В., Радин С.Ю. — Новый стабилизатор передней независимой подвески для легковых автомобилей 13

Кузнецова Н.А., Тетюшев А.А., Шандыбина И.М. — Динамическая модель планетарной дифференциально-замкнутой передачи 15

Долгополов А.А., Наумов В.Н., Чижов Д.А., Мерзликин Ю.Ю., Меньшиков А.С. — Определение границ устойчивости равновесного состояния транспортного средства с частичной разгрузкой движителя воздушной подушкой 18

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Грановский В.А., Одинцов А.Е. — Методы сбора и обработки информации транспортных потоков. 25

Стародубцева И.В. — Методика диагностики остаточного эксплуатационного ресурса тяговой аккумуляторной батареи гибридного автомобиля 27

Федотов А.И. — Методические погрешности площадочных стендов для контроля тормозных систем автомобилей 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Малая Е.В., Решенкин А.С., Гончаров Р.А., Воробьёв С.С. — Композиционные порошковые материалы для изделий электротехнического назначения 32

Мухаметшина А.И., Буторин И.В., Нурлыева Г.Д., Литвиненко П.В., Швеёв А.И., Шафигуллин Л.Н., Гумеров М.И., Швеёв И.А. — Влияние состава резины манжет на их работоспособность. 34

Саримова А.Т., Буторин И.В., Нурлыева Г.Д., Швеёв А.И., Шафигуллин Л.Н., Гумеров М.И. — Эпиламирование поверхности и износостойкость пар трения 36

ИНФОРМАЦИЯ

Вылегжанин С.И., Лагузина Е.А. — Обеспечение качества испытаний автомобильной техники в центре испытаний НАМИ 37

15-й сезон Премии "Автомобиль года в России" открыт 40

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин — д-р техн. наук, **С.В. Бахмутов** — д-р техн. наук, **О.И. Гируцкий** — д-р техн. наук, **В.И. Гладков** — канд. техн. наук, **М.А. Григорьев** — д-р техн. наук, **А.С. Ковригин** — зам. генерального директора АСМ-холдинг, **С.М. Круглов** (МГМУ МАМИ), **Ю.А. Купеев** — д-р техн. наук, **Г.И. Мамити** — д-р техн. наук, **В.А. Марков** — д-р техн. наук, **А.В. Николаенко** — д-р экон. наук, **Э.Н. Никульников** — канд. техн. наук, **В.И. Пашков** (АМО "ЗИЛ"), **В.А. Сеин** — начальник аналитического отдела АСМ-холдинг, **Н.Т. Сорокин** — д-р экон. наук, **А.И. Титков** — канд. техн. наук, **В.Н. Филимонов** — ответственный секретарь

Белорусский региональный редакционный совет:

В.Б. Альгин (зам. председателя), **А.Н. Егоров, Ан.М. Захарик, Г.М. Кухаренок, П.Л. Мариев, Ю.И. Николаев, И.С. Сазонов, С.В. Харитончик**

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 01.12.2014. Подписано в печать 17.02.2015.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-52-98
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней. За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.