ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 6 • июнь • 2008

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115.65

БЮДЖЕТИРОВАНИЕ КАК ИНСТРУМЕНТ ОПЕРАТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЕМ

Е.А. ТЫРИН

Сыктывкарский ГУ

Стремление работать с максимальной экономической отдачей заставляет фирмы реформировать как свою организационную структуру, так и методы управления бизнесом. И в первую очередь — управление бюджетом, поскольку он охватывает все стороны хозяйственной деятельности и содержит плановые и отчетные (фактические) показатели по ней. Отсюда и возник термин "бюджетирование", под которым понимается система краткосрочного планирования, учета и контроля ресурсов и результатов деятельности коммерческой организации по центрам ответственности и (или) сегментам бизнеса, позволяющая анализировать прогнозируемые и полученные экономические показатели в целях управления бизнес-процессами.

Основная цель системы бюджетирования — эффективная организация процесса управления деятельностью предприятия посредством планирования, контроля статей доходов и расходов, направлений капитальных вложений, потоков денежных средств и анализа финансово-экономических показателей. Но достигается данная цель на разных фирмах по-разному. Можно даже сказать: сколько фирм, столько и систем бюджетирования. Но, в то же время, у них много общего. В частности, анализ показывает, что практически все они строятся на одних и тех же основных принципах: планирование трех форм отчетности (отчет о прибылях и убытках, движении денежных средств и баланс); назначение целевых показателей "сверху вниз" и формирование подробных планов "снизу вверх"; распределение ответственности на матричной основе с сочетанием горизонтальной и вертикальной систем планирования и контроля; перераспределение расходов — планирование и учет расходов на основе источника несения расходов; нормирование доходов и расходов; централизация финансовых потоков предприятия, т. е. казначейская система исполнения бюджета; безубыточность бюджета. И это позволяет, обобщив опыт различных фирм, найти оптимальный вариант системы бюджетирования.

Начнем с бюджета фирмы.

Он, очевидно, представляет собой структурированный определенным образом план по доходам и расходам, капитальным вложениям и источникам финансирования, расписанный на определенный период для достижения поставленных экономических и производственно-хозяйственных целей. Оптимальный его вариант должен состоять из трех взаимосвязанных частей — операционного бюджета (плана доходов и расходов), инвестиционного плана (плана капитальных вложений) и бюджета движения денежных средств, т. е. финансового прогноза движения денежных средств с выделением их источников и направлении использования. Оптимальная перспектива бюджетирования — один год, интервал оперативного контроля его исполнения — один календарный месяц (не более), а контроля за движением денежных средств — один рабочий день.

Далее. Любая фирма представляет собой иерархию функциональных центров ответственности: на низшем ее уровне, как правило, находятся отделы, которые, в свою очередь, могут входить в состав управлений, управления — в состав департаментов, департаменты — в состав дирекций. Каждый такой центр ответственности использует различные ресурсы (материальные, человеческие, финансовые), получая (вход) от других центров ответственности и выдавая (выход) результат в виде продукции, работ или услуг, который

©ISSN 0005-2337. Издательство "Машиностроение", "Автомобильная промышленность", 2008 г.

берут на вооружение другие центры ответственности или внешнее окружение фирмы.

Таким образом, функциональный центр ответственности — структурное подразделение фирмы, которое должно обладать собственным бюджетом в рамках ее бюджета, отвечать за планирование, последующее исполнение и контроль входящих в его бюджет доходов/расходов. Функциональным центром ответственности должен руководить сотрудник со статусом не ниже директора направления. Это означает, что на уровне фирмы центры ответственности должны выделяться по основным функциональным направлениям. Следовательно, каждая статья расходов/доходов операционного бюджета и каждый инвестиционный проект — закрепляться за определенным центром, а каждый центр — нести ответственность за корректное планирование и последующее исполнение плана (в отношении статей расходов — за непревышение плана) по каждой из статей и по каждому инвестиционному проекту. Отсюда вывод: функциональные центры ответственности есть механизм непосредственного руководства бюджетным процессом фирмы.

Третий важный момент. В целях обеспечения полноты планирования и контроля исполнения по каждой профильной статье на уровне функционального центра ответственности необходимо выделить аналитические центры (подразделение, отделы, службы или отдельные исполнители), отвечающие за планирование и прогнозирование определенной статьи или ее части или группы статей бюджетного плана счетов, объединенных по общему признаку — своей природе. Причем все бюджетные статьи управленческого плана счетов должны быть сгруппированы по принадлежности к конкретному аналитическому центру.

Что касается числа функциональных центров ответственности, то оно должно соответствовать числу направлений деятельности фирмы. А их, как известно, в общем случае восемь. Это "Доходы", "Техническая служба", "Экономика", "Имущество", "Безопасность", "Персонал", "Информационные технологии" и "Связи с общественностью".

Для обеспечения координации бюджетного процесса фирмы необходимо распределить ответственность за статьи бюджета по функциональным и аналитическим центрам. Причем именно статьи "развернутого" отчета о прибылях и убытках должны служить базой для определения компетенции каждого из этих центров. Однако следует учитывать, что центры формируют и контролируют весь спектр показателей по видам доходов и расходов в целом по фирме. Оперативный же контроль необходимо возложить на службу бюджетирования (контроллинга).

Четвертый момент. Бюджетный анализ — важнейший элемент всей системы бюджетирования: он обеспечивает информационную прозрачность бизнес-процессов, необходимую для оперативного и стратегического управления ими. В том числе позволяет осуществлять текущий мониторинг исполнения плана по вверенным функциональным центрам ответственности статьям в рамках их бюджета; анализировать отклонения от плана и нормативов; составлять отчеты о причинах отклонений; обеспечивать информацией руководителя функционального центра при подготовке отчетности и анализе исполнения бюджета.

Результаты планирования и принятия решений зависят, как известно, от внешних и внутренних факторов, на которые она может влиять прямо или опосредствованно.

К первым относятся годовые прогнозы динамики курсов основных валют по отношению к рублю, индекса цен производителей промышленной продукции, индекса потребительских цен и динамики регулируемых тарифов, влияющих на деятельность фирмы, а также базовая ставка дисконтирования будущих финансовых ее потоков. Но знать их нужно. В связи с этим возникает необходимость анализа данных статистики, информации в СМИ, исследований спроса на услуги и т. д.

В число внутренних факторов входят минимальный требуемый объем выпущенной продукции (услуг, работ); нормативы операционных расходов и загрузки мощностей; стоимость капитала и базовая ставка дисконтирования, используемая при дисконтировании будущих денежных потоков; динамика изменения натуральных показателей (средней численности персонала, прироста продукции и т. д.).

На основании прогнозных значений внешних и внутренних факторов должны формироваться основные параметры операционного бюджета. Это доходы; прибыль от операционной деятельности, прибыль до налогообложения и чистая прибыль; прибыль до налогов, процентов и амортизации (показатель, определяющий прибыль, которая потенциально может быть обращена в денежные средства).

А уже на базе сформированных параметров бюджета и основных натуральных показателей должны рассчитываться относительные показатели эффективности. Такие как: финансовые (операционная маржа и динамика прибыльности) и натуральные (доход на одного работника и единицу выпущенной продукции, работ, услуг); операционная прибыль на одного работника и на единицу выпущенной продукции, работ, услуг; количество выпущенной продукции, работ, услуг на одного работника; общая отдача от персонала (эффективность деятельности фирмы); управление оборотным капиталом (оборачиваемость денежных затрат по операционной деятельности и оборачиваемость капитальных затрат); показатели эффективности в наиболее прибыльных и быстроразвивающихся сегментах рынка (доля выручки от выпуска новых продукции, работ, услуг), темп роста доходов от выпуска новых продукции, работ, услуг.

Чтобы система контроля исполнения бюджета была полноценной, необходимо иметь систему мотивации сотрудников за выполнение запланированных показателей. Но она не должна быть излишне усложненной, поскольку сотрудники, ответственные за достижение планируемых показателей, должны иметь возмож-

ность самостоятельно определять, что им необходимо сделать, чтобы получить желаемую сумму вознаграждения. Причем данная система должна стать широко известной в подразделениях фирмы еще до начала процесса планирования деятельности на бюджетный период и, по возможности, охватывать весь персонал фирмы — как основной, так и обслуживающий, поскольку каждый сотрудник, заинтересованный в улучшении результатов своей работы, будет в той или иной степени повышать эффективность работы фирмы в целом.

В качестве элемента системы стимулирования предприятий, имеющих сеть центров прибыли (например, филиалы), можно создать механизм соревнования между ними. Но для оценки результатов работы каждого филиала необходимо разработать комплекс показателей в рамках контроля исполнения бюджета и предусмотреть вознаграждение для сотрудников лучшего филиала.

Говоря о системе стимулирования, следует подчеркнуть: чтобы она была эффективной, при ее разработке нужно придерживаться трех принципов: реальность достижения показателей, при которых начисляются бонусы; сумма вознаграждения должна заинтересовать сотрудников (например, вознаграждение в размере 5 % от зарплаты обязательно вызовет негативную их реакцию) и быть соизмеримой с прибылью фирмы, чтобы затраты на поощрение сотрудников не превысили эффект от внедрения самой системы.

И последнее. Бюджетирование — сложный и трудоемкий процесс, требующий соответствующей квалификации персонала, материально-технического обеспечения, а также решения многих организационных вопросов. Однако будучи хорошо отлаженным и эффективным, он дает возможность фирме прогнозировать собственные финансовые результаты на несколько отчетных периодов вперед и значительно облегчает задачу формирования эффективной учетной политики в соответствии с поставленными целями финансово-хозяйственной деятельности.

УДК 629.113/.115:658.713.2

Затраты на приобретение и эксплуатацию автомобилей личного пользования

Е.С. КУЗНЕЦОВ

МГТУ "МАМИ"

В России считается, что при решении вопроса о приобретении автомобиля в личное пользование покупатель главное внимание уделяет трем моментам. Во-первых, его цене, т. е. разовым затратам; во-вторых, будущим текущим (повседневным) затратам (топливо главным образом); в-третьих, затратам регулярным (техническое обслуживание, ремонт). Однако перечисленные затраты — только часть расходов, которые он будет нести в течение срока эксплуатации автомобиля.

Между тем, в ряде стран дальнего зарубежья (США, Германии, Швеции и др.) оценивают и публикуют полную информацию о затратах "домашних хозяйств" на приобретение и использование легковых автомобилей. Аналогично тому, как это делается в отношении автомобилей коммерческих, затраты делят на постоянные, зависящие в основном от времени, и переменные — от пробега.

Примеры такой оценки для США приведены в табл. 1, для Швеции — в табл. 2. Полные затраты в обоих случаях — расчетно-статистические, определяемые во вполне четко оговоренных условиях (при среднем годовом пробеге, цикле обновления и др.).

Затраты на приобретение автомобилей там рассчитываются через нормы амортизации, определяемые при завышенных в ~2 раза по сравнению с фактическими темпами обновления парка. Это увеличивает удельный вес затрат на приобретение автомобиля в полных затратах до 30 (Швеция) и 54 % (США).

Как уже упоминалось, методика оценки, применяемая за рубежом (у нас — только по отношению к коммерческим автомобилям), более удобна. Во-первых, она удовлетворяет естественное желание потребителя получить полную информацию о предстоящих ему расходах. Во-вторых, она учитывает значительный удельный вес постоянных расходов (60—80 % от полных) и их более интенсивный рост, чем расходов переменных. (Например, в США за последние 50 лет полные затраты на приобретение и эксплуатацию легкового автомобиля возросли в 5,4 раза, постоянные — в 7 раз, а переменные — 2,8 раза. В том числе затраты на страхование — в 9 раз, вклад которых в полные увеличился с 7—8 до 13—19 %.) В-третьих, учитывает влияние интенсивности эксплуатации автомобилей на расходы.

Автор, используя данную методику, оценил полные затраты на приобретение легкового автомобиля малого класса российского производства и его эксплуатацию в условиях большого города, приняв при расчете объемы работ и услуг, взятые из опыта: коэффициент выбытия (4—5 %) легковых автомобилей — из эксплуатации; из результатов обработки данных выборочных обследований, проводимых Росстатом, — средний годовой пробег (5 тыс. км); затраты на обслуживание и ремонт — в сервисных предприятиях, на хранение — из условия наличия собственного гаража или машино-места.

Результаты подсчета приведены в табл. 3.

Таблица 1

Тип затрат	Статьи затрат	Затраты по вариантам, %			
		I	II	III	IV
Постоянные	Амортизация	54,3	52,1	40,8	38,4
	% на капитал	12,6	12,1	9,5	8,9
	Налоги, регистрация, лицензии	3,7	3,6	5,6	5,3
	Страхование	12,7	12,1	19,0	17,9
	Всего	83,3	79,3	74,9	70,5
Переменные	Топливо и масла	10,2	12,2	15,3	18,0
	ТО и ремонт	4,5	5,5	6,8	8,0
	Шины	2,0	2,4	3,0	3,5
	Всего	16,7	20,1	25,1	29,5
	Итого	100,0	100,0	100,0	100,0

Примечание. Вариант I — исходный, по принятым в США условиям; II — с корректированием годового пробега до фактического (20 тыс. км); III — с увеличенным в два раза циклом обновления; IV — совмещение II и III вариантов.

Как видно из табл. 1—3, соотношение переменных и постоянных затрат за рубежом и в России явно противоположное. Причин тому несколько. Во-первых, сами легковые автомобили зарубежного производства гораздо дороже, скажем, наших ВАЗов; во-вторых, цены на расходные материалы, прежде всего топливо, еще не сравнялись с европейскими, но превзошли американские. Спасает лишь то, что средний годовой пробег легкового автомобиля в наших домашних хозяйствах очень невелик; ведь чем он меньше, тем меньше доля переменных затрат в полных затратах (табл. 4).

Таблица 2

Тип затрат	Статьи затрат	Распределение затрат, %		
		по моделям	в среднем	автомобили ВАЗ
Постоянные	Амортизация	31—48	41	31
	% на капитал	8—15	13	8
	Налоги, инспекция	2—3	2	3
	Страхование	5—7	6	7
	Всего	49—70	62	49
Переменные	Топлива и масла	19—30	22	30
	ТО, ремонт, шины	10—16	12	16
	Обслуживание дополнительного оборудования	3—5	4	5
	Всего	31—51	38	51
	Итого	100,0	100,0	100,0

Примечание: данные по автомобилям ВАЗ приведены для сравнения.

Таблица 3

Тип затрат	Статьи затрат	Расчетный период	Годовые затраты	
			тыс. руб.	%
Постоянные	Приобретение автомобиля	Год	7,0	12,6
	Стационарное место хранения (гараж, машино-место)	То же	6,8	12,1
	Содержание гаража	"	2,5	4,6
	Обязательное страхование, транспортный налог, техосмотр	"	4,7	8,5
	Прочие (штрафы и др.)	2—4 раза в год	2,0	3,6
	Всего	—	23,0	41,4
Переменные	Топливо, смазочные материалы, жидкости	25—40 раз в год	9,5	17,1
	ТО, ремонт, шины	2—4 заезда в год	16,2	29,1
	Мойка, уборка, уход за кузовом	17—20 раз в год	5,4	9,7
	Разовая стоянка	40—50 раз в год	1,5	2,7
	Всего		32,6	58,6
	Итого	—	55,6	100,0
	Затраты, руб./км	—	11,1	—
	Затраты к цене нового автомобиля, %	—	—	31,7

Таблица 4

Годовой пробег, тыс. км	Затраты на км пробега		Доля переменных затрат в полных затратах, %
1,0	29,5	100,0	22
2,0	16,6	66,4	42
5,0	11,1	37,6	59
7,5	9,6	32,5	68
10,0	8,8	29,8	74
12,5	8,4	28,5	78
15,0	8,1	27,5	81

Из всего сказанного выше можно сделать следующие выводы.

При сравнении, выборе и приобретении автомобиля необходимо учитывать величины полных затрат на его покупку и эксплуатацию; интенсивность и продолжительность эксплуатации; схему оплаты (кредит, лизинг, наличные и т. д.); вероятность пользования услугами сервисных предприятий; способ хранения автомобиля. При годовом пробеге 5—10 тыс. км и принятых условиях полные затраты на приобретение и эксплуатацию автомобиля отечественного производства в расчете на год составляют 56—82 тыс. руб., т. е. 32—47 % цены нового автомобиля в момент его приобретения; затраты на 1 км пробега — 11—9 руб. То есть за 10 лет эксплуатации полные затраты в 3,2—4,7 раза превосходят цену нового автомобиля. Если оценивать эти затраты в расчете на год, то при годовом пробеге 5 тыс. км — 25 %. Почему — очевидно: с увеличением интенсивности эксплуатации полные удельные (на 1 км пробега) затраты существенно сокращаются, особенно (в 3,2—3,4 раза) в интервале от 1 до 10 тыс. км. Но одновременно, как уже упоминалось, возрастает вклад переменных затрат в полные: при годовом пробеге 1 тыс. км они составляют 22 %; при 5 тыс. — 59, а при 10 тыс. — 74 %.

Таким образом, полные удельные затраты автовладельцев с малым доходом и соответственно низкой интенсивностью эксплуатации принадлежащих им автомобилей затраты, при прочих равных условиях, значительно (в 2,1—2,4 раза) превышают затраты тех, у кого средний и высокий (в 2,6—2,9 раза) доходы. Это обстоятельство необходимо учитывать при прогнозировании и организации работы сервисных предприятий, оказывающих услуги владельцам легковых автомобилей с разным уровнем дохода.

При безгаражном хранении автомобилей полные затраты могут снижаться на 10—12 %. Однако при этом возникают риски повреждения, увеличения темпов старения (изнашивание, коррозия, потеря товарного вида и др.) и хищения автомобиля, потери от которых могут превысить "экономию" при гаражном хранении.

Постатейный расчет полных затрат чрезвычайно важен, так как позволяет для конкретных регионов, населенных пунктов и районов определять потенциальный объем сервисных услуг; оценивать состав и объемы этих услуг, а также направления развития сервисных предприятий с учетом изменения состава клиентуры, программы, специализации, содержания предоставляемых услуг и др. Например, для рассмотренного примера (годовой пробег автомобиля 5 тыс. км) потенциальный годовой оборот сервисных услуг по 20 млн легковых автомобилей может составить до 960—980 млрд руб. в том числе, затраты на ТО и ремонт 235—240 млрд, постоянное и временное хранение автомобилей (при 50%-м охвате) — 55—60 млрд руб. И тот, кто будет рассчитывать на большее, попросту разорится. Иначе говоря, и дилеры фирм, и СТО должны исходить из сказанного выше. Все другое связано с очень большими рисками.

Производство автомобильной техники предприятиями России, Белоруссии, Украины, Узбекистана и Азербайджана в первом квартале 2008 г.

(по данным ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Март 2008 г.	Март 2007 г.	Прирост, %	Январь—март 2008 г.	Январь—март 2007 г.	Прирост, %
Автомобили грузовые						
ЗИЛ, в том числе:	442	932	−52,6	1546	2149	−28,1
ЗИЛ-43336	426	528	−19,3	1525	1335	+14,2
ГАЗ	14 334	14 070	+1,9	36 439	36 834	−1,1
КамАЗ	4800	4412	+8,8	13 467	11 160	+20,7
АЗ "Урал"	1484	1120	+32,5	4081	2861	+42,6
УАЗ	1922	1899	+1,2	4876	5254	−7,2
"Амур", в том числе:	95	76	+25,0	123	217	−43,3
"Тата"	44	6	+633,3	46	9	+411,1
"ИжАвто"	587	1215	−51,7	1576	3193	−50,6
БАЗ	58	19	+205,3	136	47	+189,4
КЗКТ "Русич"	2	—	—	3	—	—
*НефАЗ (только самосвальные установки)	1677	1437	+16,7	4462	4113	+8,5
*САЗ	266	185	+43,8	736	474	+55,3
"Автотор Тракс" (автомобили "Юджин")	—	132	—	77	493	−84,6
*"Бецема"	95	98	−3,1	133	173	−23,1
"ВТС Зеленоград" (автомобили "Вольво")	48	48	—	126	116	+8,6
"Ивеко-УраАЗ"	44	17	+158,8	107	63	+69,8
"Вазинтерсервис" (ВИС)	230	236	−2,5	604	672	−10,1
"ТагАЗ"	247	782	−68,4	2299	1927	+19,3
"Яровит"	—	1	—	2	2	—
*"Спектор Авто" (Нижегородская обл.)	196	—	—	513	—	—
"Чайка НН" (Нижегородская обл.), в том числе:	337	—	—	1260	—	—
модели собственного производства	171	—	—	661	—	—
*переоборудованные, специализированные	166	—	—	599	—	—
*"Филиал машзавод"	30	30	—	115	60	+91,7
*Смоленский ААЗ	49	39	+25,6	137	88	+55,7
*"Метровагонмаш"	86	120	−28,3	88	244	−63,9
МАЗ	2019	1946	+3,8	5882	5728	+2,7
МЗКТ	68	36	+88,9	170	101	+68,3
БелАЗ	178	156	+14,1	511	450	+13,6
МоАЗ	14	14	—	30	38	−21,1
КрАЗ	410	245	+67,3	1176	683	+72,2
ЗАЗ, в том числе:	126	109	+15,6	391	305	+28,2
"Лантос фургон"	2	10	−80,0	22	113	−80,5
"Тата"	124	99	+25,3	369	192	+92,2
Гянджинский АЗ (автомобили МАЗ)	4	—	—	4	—	—
Автомобили легковые						
ГАЗ	3420	3889	−12,1	5676	6566	−13,6
ЗМА	3047	2702	+12,8	7475	7287	+2,6
ВАЗ, в том числе:	66 424	59 317	+12,0	183 643	170 871	+7,5
ВАЗ-2170	10 947	881	+1142,6	30 542	881	+3366,7
ВАЗ-2172 (универсал)	330	—	—	408	—	—
ПСА "Бронто"	7	13	−46,2	21	29	−27,6
УАЗ	2603	2649	−1,7	6388	7175	−11,0
"Амур" (автомобиль "Джили СК-1")	240	—	—	418	—	—
СеАЗ	147	730	−79,9	147	1215	−87,9
"ИжАвто", в том числе:	5199	7045	−26,2	13 799	19 329	−28,6
ВАЗ	1919	2428	−21,0	5068	7146	−29,1
"Киа"	3280	7897	−58,5	8731	12 183	−28,3
"Автотор", в том числе:	9499	6594	+44,1	27 417	17 472	+56,9
"Киа"	2400	269	+792,2	6200	764	+711,5
БМВ	547	288	+89,9	1512	772	+95,9
"Дженерал моторз"	550	337	+63,2	1301	747	+74,2
"Джи Эм ДАТ"	5001	3400	+47,1	12 603	8089	+55,8
"Черри"	1001	2300	−56,5	5801	7100	−18,3

Окончание табл.

Предприятие-изготовитель	Март 2008 г.	Март 2007 г.	Прирост, %	Январь—март 2008 г.	Январь—март 2007 г.	Прирост, %
"ДжиЭМ-АвтоВАЗ"	4845	4647	+4,3	13 840	12 297	+12,5
ТагАЗ	7600	5213	+45,8	24 569	12 539	+95,9
АК Дервейс", в том числе:	341	87	+292,0	1260	165	+663,6
"Лифан"	327	—	—	1147	—	—
"Автофрамос"	6735	6089	+10,6	19 894	16 183	+22,9
"Самотлор-НН" (скорая помощь мод. 3186-02)	19	—	—	63	2	+3050,0
"Форд" (Ленинградская обл.)	6263	6711	−6,7	15 725	17 479	−10,0
"Дженерал Моторз" (Санкт-Петербург)	2099	338	+521,0	4121	803	+413,2
"Тойота" (Санкт-Петербург)	165	—	—	165	—	—
"Уральская АК" (Златоустовский МЗ)	—	3	—	—	21	—
"Фольксваген" (Калужская обл.)	3034	—	—	6490	—	—
СП "Юнисон" (РБ, автомобили "Саманд")	14	20	−30,0	48	56	−14,3
"УзДэу-авто"	16 279	14 940	+9,0	42 499	36 462	+16,6
ЗАЗ, в том числе:	27 269	20 393	+33,7	77 165	55 299	+39,5
ЗАЗ	1642	1775	−7,5	4956	4520	+9,6
ВАЗ	2271	2894	−21,5	6795	8531	−20,3
"Шевроле"	4656	2283	+103,9	13 412	6734	+99,2
"Дэу"	14 190	11 258	+26,0	39 877	30 228	+31,9
"Мерседес-Бенц"	32	—	—	32	—	—
"Опель"	1377	12694	+8,9	3346	3031	+10,4
"Чери"	3101	919	+237,4	8747	2255	+287,9
АЗ "Богдан" (ЛуАЗ), в том числе:	**	**	**	18 930	13 195	+43,5
ВАЗ	**	**	**	4772	6192	−22,9
"Киа"	**	**	**	7574	4338	+74,6
"Хёндэ"	**	**	**	6584	2665	+147,1
Автобусы						
ГАЗ	2627	3069	−14,4	6687	8810	−24,1
АЗ "Урал" (вахтовые)	102	88	+15,9	247	200	+23,5
УАЗ	1788	1613	+10,8	4202	4283	−1,9
"Северсталь-Елабуга" (ФИАТ "Дукато")	13	—	—	13	—	—
ПАЗ, в том числе:	1252	1165	+7,5	3507	2901	+20,9
микроавтобус "ГолАЗ-3030" (на базе фургона "Форд Транзит")	43	—	—	88	2	+4300,0
ЛиАЗ	252	275	−8,4	634	580	+9,3
ГолАЗ	33	54	−38,9	98	151	−35,1
КАвЗ	161	293	−45,1	445	799	−44,3
ВАП "Волжанин"	30	38	−21,1	105	63	+66,7
НефАЗ, в том числе:	109	78	+39,7	303	268	+13,1
*вахтовые	—	7	—	3	27	−88,9
"Тушино-Авто"	49	8	+512,5	105	42	+150,0
"Мичуринский автобус"	8	11	−27,3	25	26	−3,8
"Скания-Питер"	14	15	−6,7	35	41	−14,6
СТ "Нижегородец" (микроавтобусы "Форд Транзит")	88	—	—	394	—	—
*"Самотлор-НН"	145	279	−48,0	401	545	−26,4
*"НПП Семар"	—	23	—	—	109	—
Родниковский МЗ	—	1	—	—	1	—
"ЕвроБус Русслэнд" (микроавтобусы "Мерседес Спринтер")	4	12	−66,7	4	67	−94,0
ТагАЗ	—	150	—	—	276	—
МАЗ	155	150	+3,3	466	445	+4,7
ОЗ "Неман" (г. Лида, РБ)	8	18	−53,6	14	53	−73,6
ЗАЗ	62	36	+72,2	165	83	+98,8
Троллейбусы						
ЛиАЗ	—	—	—	21	—	—
"Тролза"	16	15	+6,7	32	76	−57,9
ВМЗ ("Транс-Альфа", "ТА Электра")	19	9	+111,1	29	21	+38,1
ВЗТМ	1	2	−50,0	5	2	+150,0
"Тушино-Авто"	7	—	—	22	16	+37,5
Башкирский ТЗ	4	6	−33,7	14	14	—
"Беллокоммунмаш"	29	17	+70,6	95	49	+93,9
Автосборочные комплекты						
ГАЗ	—	—	—	140	—	—
ЛиАЗ (троллейбусные)	—	—	—	—	27	—
КрАЗ	4	—	—	4	—	—

Примечания: * — на шасси других отечественных изготовителей; ** — нет данных

УДК 629.463.64

Двухзвенные машины как средство повышения проходимости АТС

Д-р техн. наук Г.И. ГЛАДОВ, канд. техн. наук С.В. ЗАЙЦЕВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана, МАДИ (ГТУ)

Проходимость — важнейшее и всегда востребованное потребителями свойство АТС. Но особенно — при движении по плохим дорогам и вне дорог, с преодолением естественных и искусственных препятствий. И данная проблема в какой-то мере решается путем создания АТС, состоящих из двух и более соединенных между собой звеньев. Крайним, так сказать, развитием данной идеи можно назвать плавающие колесные транспортные средства МТД-2,5 (рис. 1), ХМ-806 и гусеничные транспортеры ДТ-5М, ДТ-10ПМ, ДТ-20ПМ, ДТ-30ПМН (рис. 2), СВ-2П, BV-206 (рис. 3), а также их модификации, предназначенные для работы в условиях Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока на грунтах с низкой несущей способностью. (Технические характеристики некоторых из них приведены в таблице.)

Данные АТС, как видно из таблицы, обладают очень высокой проходимостью как на суше, так и при преодолении водных преград. Особенно при входе в воду и выходе из нее. Обеспечивается это возможностью установки на них различных движителей — шин практически любой размерности (вплоть до пневмокатков) или гусениц, что и гарантирует им высокие тягово-сцепные показатели на грунтах всех типов. Кроме того, такие АТС, как правило, двухзвенные, с шарнирной связью между звеньями, в результате чего секции хорошо приспосабливаются к рельефу местности. В том числе к береговым участкам водных преград.

Поворот данных машин за счет складывания звеньев позволяет снизить потери мощности на деформирование грунта при криволинейном движении, что не только повышает проходимость, но и маневренные свойства АТС, улучшает их экологические показатели.

Но это в общем. Что же касается конкретики, то, как видно из рис. 4, целесообразность использования двухзвенных АТС различной массы далеко неоднозначна: она зависит от несущей способности ($P_г$) грунтов. Например, из рисунка совершенно ясно, что область использования двухзвенных транспортных средств достаточно обширна и перекрывает области применения как одиночных гусеничных машин, так и многоосных полноприводных колесных АТС. Причина: малое давление, оказываемое ими на опорную поверхность, и некоторые конструктивные их особенности. В частности, такого специфического узла, как тягово-сцепное устройство (рис. 5), состоящее из сцепки *2* и трубы *4*.

Оно допускает поворот секций в горизонтальной плоскости на угол до 38° в каждую сторону вокруг оси *3*, в вертикальной плоскости — до 30°, а в поперечной — без ограничения.

Усилия F, возникающие в поворотно-сцепном устройстве и влияющие на эксплуатационные свойства машины, в том числе на проходимость при скоростях движения до 20 км/ч, могут быть определены в соответствии с расчетной схемой, приведенной на рис. 6, по формулам:

$$F = \frac{\mu m_т g\left(1 - \chi_0^2 - \frac{4 l_i \chi_0}{L} + \frac{4 C_y l_i}{\mu m_т g}\right)}{\frac{4t}{L}(\cos\beta_1 + \cos\beta_2) + \frac{2h}{L}(\sin\beta_1 - \sin\beta_2)};$$

$$X_K = F(\cos\beta_2 - \cos\beta_1) - \Delta P;$$

$$Y_K = \mu m_т g \chi_0 + F(\sin\beta_1 - \sin\beta_2) - C_Y.$$

(Здесь F — усилие в поворотно-сцепном устройстве; μ — коэффициент сопротивления повороту; $m_т$ —

Рис. 1. Колесная двухзвенная машина МТД-2,5

Рис. 2. Тяжелая двухзвенная гусеничная машина ДТ-30ПМН

Рис. 3. Легкая двухзвенная гусеничная машина BV-206

Параметр	Двухзвенные транспортные средства						
	МТД-2,5	ХМ-806	BV-206	ДТ-5П	ДТ-8П	ДТ-10ПМ	ДТ-30ПМН
Масса в снаряженном состоянии, т	—	7,70	3,95	12,00	19,00	27,00	30,00
Грузоподъемность, т	2,50	—	2,15	5,00	8,00	10,00	30,00
Мощность двигателя, кВт (л. с.)	132 (179)	206 (280)	100 (136)	258 (350)	346 (470)	588 (800)	478 (650)
Максимальная скорость движения, км/ч:	45	105	52	40	40	45	37
по суше	45	105	52	40	40	45	37
на плаву	—	8,1	3—4	5—6	5—6	5—6	4
Среднее давление на грунт, МПа (кгс/см^2)	0,045 (0,45)	—	0,012 (0,12)	0,022 (0,22)	0,022 (0,22)	0,022 (0,22)	0,03 (0,30)
Тип движителя	Колесные		Гусеничные				
Ширина движителя, мм	700	—	620	960	960	960	1100

полная масса машины; g — ускорения свободного падения; χ_0 — относительное смещение центров поворота звеньев машины; l_i — расстояние от центра масс до оси поворотно-сцепного устройства; L — база АТС; C_y — поперечная составляющая центробежных сил; t — расстояние от продольной оси машины до оси крепления цилиндра поворота; h — плечо установки цилиндров поворота; β_1, β_2 — углы установки цилиндров поворота; X_K, Y_K — соответственно продольная и поперечная реакции в поворотно-сцепном устройстве; ΔP — приращение силы тяги; S_1 и S_2 — равнодействующие поперечных реакций грунта — см. рис. 6.).

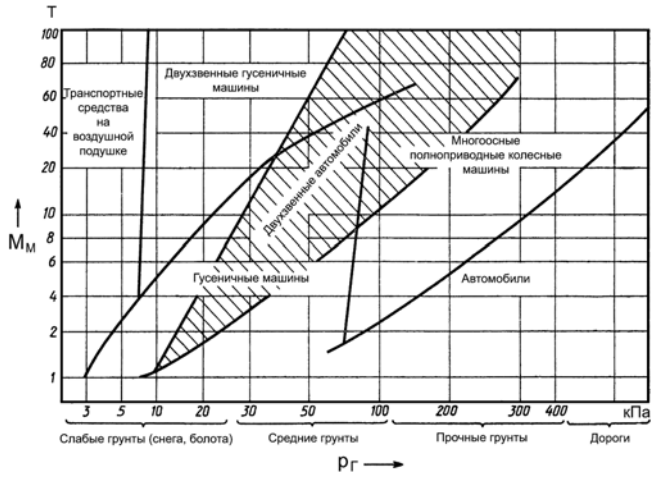


Рис. 4. Целесообразные области применения различных транспортных средств, определяемые их полной массой и несущей способностью грунта

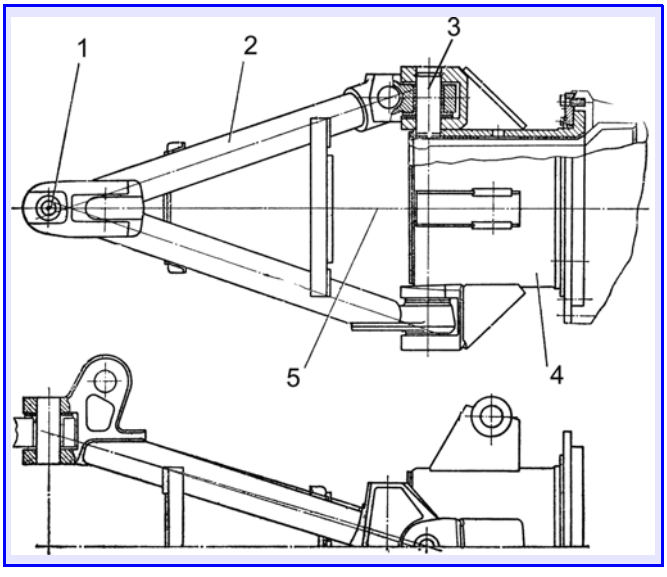


Рис. 5. Поворотно-сцепное устройство:
1, *3* и *5* — оси поворота в горизонтальной, вертикальной и поперечной плоскостях; *2* — сцепка; *4* — труба

Существуют методы оценки проходимости амфибий по совокупности различных их эксплуатационных свойств. Однако все они недостаточно достоверны. Критерием в этом вопросе пока остается экспериментальная оценка проходимости и сравнение с ее общепризнанным эталоном (прототипом). Тем не менее конструктивные меры повышения опорной их проходимости известны: увеличение сцепных свойств с грунтом (коэффициент φ) и снижение сопротивления движению (коэффициенты f тягача и прицепа). Известны и факторы, в наибольшей степени влияющие на количественные значения этих коэффициентов: среднее давление ($q_{ср}$) под опорной поверхностью гусениц и степень равномерности его распределения по длине L базы, т. е. отношение $q_{max}/q_{ср}$.

Так, с уменьшением $q_{ср}$, т. е. величины $mg/(2BL)$, проходимость транспортера улучшается. Например, экспериментально установлено, что при $q_{ср}$ = 0,01 МПа (0,1 кгс/см^2) машина устойчиво движется по снежной

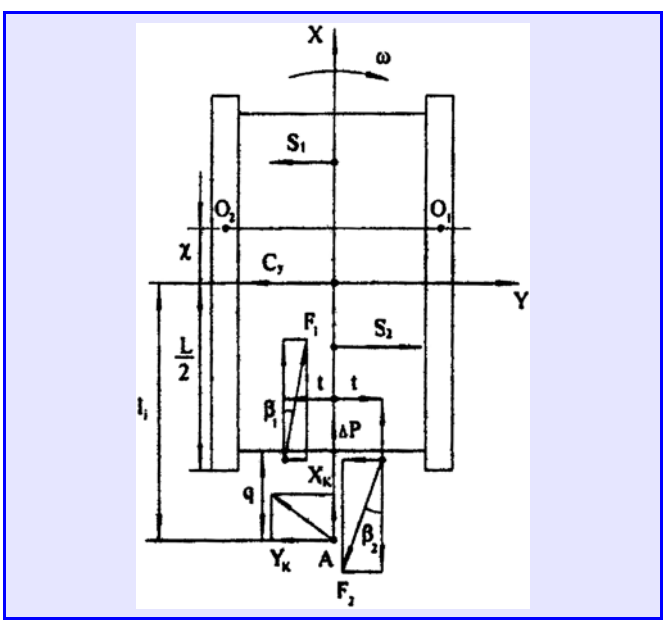


Рис. 6. Схема расчета усилий в поворотно-сцепном устройстве

целине и заболоченной местности; при $q_{ср} \approx 0{,}03$ МПа (0,3 кгс/см^2) — довольно уверенно перемещается по грунтам в наиболее распространенных дорожных условиях, при $q_{ср} = 0{,}06$ МПа (0,6 кгс/см^2) проходимость считается удовлетворительной.

Таким образом, улучшение проходимости АТС связано с уменьшением среднего давления, а также разности давлений по длине опорной поверхности движителя. И это в наибольшей степени обеспечивается двухзвенной конструкцией.

УДК 621.431.73-843.6

Влияние неустановившейся нагрузки на показатели работы дизеля мобильной машины

В.Г. ПАТОКА, канд. техн. наук А.А. МАКУШИН,
д-р техн. наук А.К. ЮЛДАШЕВ

КамАЗ, Камская ИМЭКА, КГСХА

Чтобы определить параметры разрабатываемых на перспективу мобильных машин и оптимизировать их эксплуатационную эффективность, необходимо знать их производительность и ее зависимость от природно-климатических, производственных условий и характеристик устанавливаемых на них агрегатов. В первую очередь — двигателей. Поэтому именно проблему двигателей и решили рассмотреть авторы предлагаемой вниманию читателей статьи.

Технико-экономические показатели и надежность работы ДВС во многом определяются характером и показателями рабочего процесса. А он, в свою очередь, зависит от свойств и качества распыливания топлива, коэффициента избытка воздуха, степени сжатия, угла опережения впрыскивания топлива, диссоциации газов, давления воздуха на впуске и режима работы двигателя. То есть от множества факторов. Отсюда — необходимость совершенствования системы управления двигателем. И здесь, по существу, есть лишь один путь — внедрение систем автоматического регулирования. Систем, основанных на анализе тягового усилия или выборе оптимальных режимов работы мобильной машины, когда сопоставляются значения тягового сопротивления и допускаемые для машины требованиями, скорости движения и т. д. Именно такой подход позволяет добиваться наивыгоднейшего использования машины, т. е. максимальных ее производительности и экономичности. Иначе говоря, система управления должна "уметь" сводить к минимуму потери мощности ДВС. Но как этого добиться?

Чтобы ответить на этот вопрос, авторы провели специальное исследование, цель которого — влияние неустановившейся нагрузки N на основные рабочие показатели двигателя (частоту n вращения его коленчатого вала, крутящий момент M, удельный расход g_e топлива).

Объектом исследования был выбран безнаддувный тракторный дизель Д-243, имеющий следующие основные параметры:

Тип двигателя	дизель, четырехтактный
Номинальная мощность, кВт (л. с.)	55,22 (75)
Частота вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$:	
номинальная	2200
максимальная	2400
Максимальный крутящий момент, Н · м (кгс · м)	273,25 (27,8)
Число цилиндров	4
Порядок работы цилиндров	1—3—4—2
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	110 × 125
Рабочий объем цилиндров, л	4,75
Степень сжатия (расчетная)	16
Коэффициент приспособляемости	1,14
Топливный насос высокого давления	НД 21/4
Давление впрыскивания топлива, МПа (кгс/см^2)	$18{,}5^{\pm 0{,}5}$ ($185^{\pm 5}$)

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_{3n}^3 \frac{d^3\Delta n}{dt^3} + T_{2n}^2 \frac{d^2\Delta n}{dt^2} + T_{1n} \frac{d\Delta n}{dt} + \Delta n_0 = K_n \Delta M_c$	T_{ij} — коэффициенты дифференциальных уравнений; Δn_0 — приращение частоты вращения коленчатого вала двигателя; $\Delta g_{ц_0}$ — приращение цикловой подачи топлива; K_{nj} — коэффициенты усиления; ΔM_c — закон изменения момента сопротивления, действующего на коленчатый вал
2	$T_{3_g}^3 \frac{d^3\Delta g_ц}{dt^3} + T_{2_g}^2 \frac{d^2\Delta g_ц}{dt^2} + T_{1_g} \frac{d\Delta g_ц}{dt} + \Delta g_{ц_0} = K_g \Delta M_c$	$\Delta g_ц$ — приращение цикловой подачи топлива
3	$T_{3_в}^3 \frac{d^3\Delta G_в}{dt} + T_{2_в}^2 \frac{d^2\Delta G_в}{dt^2} + T_{1_в} \frac{d\Delta G_в}{dt} + \Delta G_{в_0} = K_в \Delta M_c$	$\Delta G_{в_0}$ — приращение часового расхода воздуха
4	$N_e = B_N(M_{e_0} \pm \Delta M_c \mp \mp J_{пр} \frac{d\omega}{dt})(n_0 \mp \Delta n)$	$B_N = 0{,}000105$ — коэффициент пропорциональности; M_{e_0} — начальное значение крутящего момента на коленчатом валу; n_0 — начальное значение частоты вращения коленчатого вала; $J_{пр}$ — приведенный к коленчатому валу двигателя момент инерции машинотракторного агрегата; Δn — изменение частоты вращения коленчатого вала
5	$G_T = B_g(g_{ц_0} \pm \Delta g_ц) \times (n_0 \mp \Delta n)$	$B_g = 0{,}03$ — коэффициент пропорциональности; $g_{ц_0}$ — начальная цикловая подача топлива
6	$G_в = G_{в_0} \mp \Delta G_в$	$G_{в_0}$ — начальный часовой расход воздуха
7	$g_e = 1000 \frac{G_T}{N_e}$	—

Инструментом исследования данного двигателя стала математическая динамическая модель его рабочих процессов при неустановившейся нагрузке по регуляторной ветви. Согласно ей, характеристики рабочих процессов описываются линейными дифференциональными уравнениями третьего порядка. В том числе изменение вращения коленчатого вала — формулой № 1 (см. табл. 1), цикловая подача топлива — формулой № 2, расход воздуха — формулой № 3.

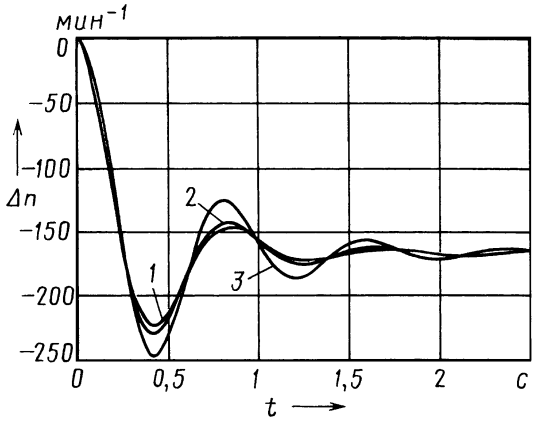


Рис. 1. Зависимость изменения частоты вращения коленчатого вала от времени и значения коэффициента T_3 (режим "наброса" нагрузки):
1 — T_3 = 0,01876; 2 — T_3 — 0,0469; 3 — T_3 = 0,07504

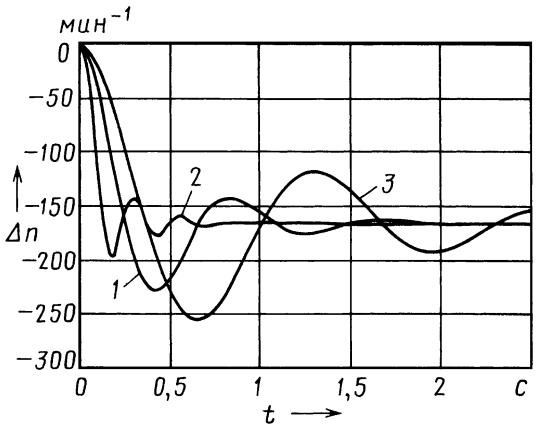


Рис. 2. Зависимость изменения частоты вращения коленчатого вала от времени и значения коэффициента T_2 (режим "наброса" нагрузки):
1 — T_2 = 0,1275; 2 — T_2 = 0,51; 3 — T_2 = 0,294

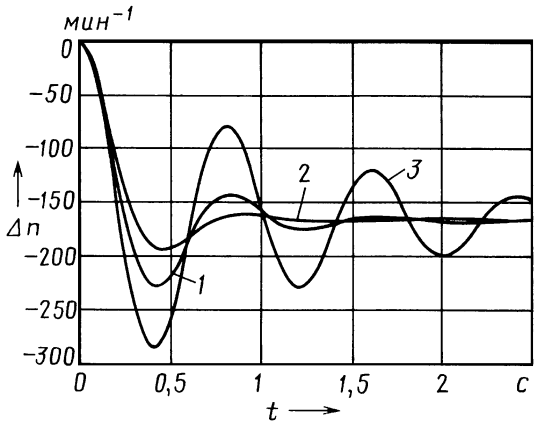


Рис. 3. Зависимость изменения частоты вращения коленчатого вала от времени и значения коэффициента T_1 (режим "наброса" нагрузки):
1 — T_1 = 0,0806; 2 — T_1 = 0,12896; 3 — T_1 = 0,03224

Таблица 2

Коэффициент	Значение коэффициента при "набросе" ("сбросе") нагрузки для параметра		
	частота вращения коленчатого вала	часовой расход воздуха	цикловая подача топлива
T_1	0,0806 (0,5569)	0,0788 (0,2325)	0,2269 (0,4363)
T_2	0,11275 (0,3319)	0,1369 (0,1706)	0,1219 (0,2869)
T_3	0,0469 (0,3112)	0,0488 (0,1716)	0,1031 (0,2287)

Коэффициенты T_{ij} данных формул (их определяют в пределах линейного участка исследуемого показателя) характеризуют качество и продолжительность исследуемых переходных процессов. Поэтому для оценки динамических качеств двигателя и его систем используются именно они. При этом собственно математическая динамическая модель рабочих процессов дизеля получается путем подставления решения формул № 1, 2 и 3 в формулы классической теории двигателей. В частности, в формулу № 4 — для эффективной мощности, формулу № 5 — для часового расхода $G_т$ топлива, в формулу № 6 — для часового расхода $G_в$ воздуха и в формулу № 7 — для удельного расхода g_e топлива.

Чтобы ответить на вопрос, как различные значения коэффициентов T_1, T_2 и T_3 влияют на изменение показателя в переходном процессе, авторы рассмотрели три варианта сочетания этих коэффициентов: T_1 = const, T_2, T_3 = var; T_1, T_3 = var, T_2 = const; T_1, T_2 = var, T_3 = const. Причем значения коэффициентов брали с учетом данных, полученных при проведении экспериментальных исследований (табл. 2). В итоге были получены рис. 1—3, анализ которых показывает, что изменение значений коэффициента T_3 оказывает влияние на время задержки переходного процесса, коэффициента T_2 — на интенсивность колебательного переходного процесса, коэффициента T_1 — на амплитуду колебательного переходного процесса.

С помощью математической модели можно определить, что с уменьшением значений коэффициентов дифференциального уравнения, характеризующих конструктивные особенности дизеля, переходный процесс протекает более интенсивно.

Рассмотренную выше математическую динамическую модель можно использовать при проектировании (тепловой расчет с учетом динамических характеристик; динамический расчет автомобиля при любых законах нагружения), ремонте (диагностирование рабочих процессов двигателя с помощью динамических характеристик; обкатка двигателей в динамических режимах), эксплуатации (анализ нагрузок на шестерни трансмиссии) и модернизации мобильных машин (снижение вариаций нагрузок на коленчатом валу двигателя, возникающих в элементах конструкции; установка узлов с учетом их динамических характеристик).

УДК 629.114.2

Интеллектуальная система регулирования угла опережения зажигания

Кандидаты техн. наук В.В. ГЕРАЩЕНКО и М.Я. ЯСКЕВИЧ, А.В. ГЕРАЩЕНКО, Е.Н. САФРАНКОВ, А.В. КУКИШЕВ

Белорусско-Российский университет

В Белорусско-Российском университете разработано микропроцессорное устройство для регулирования угла опережения зажигания, предназначенное для двигателей автотранспортных средств, которое выполняет ту же функцию, что и устройства на основе аналоговых элементов электроники, т. е. регулирует величину угла опережения зажигания в зависимости от величины крутящего момента двигателя, но с более высокой точностью, благодаря чему улучшается топливная экономичность ДВС и снижается количество вредных выбросов с его отработавшими газами.

Новое устройство зажигания содержит (рис. 1) импульсный датчик *19* крутящего момента, установленный на валу двигателя *10* и связанный со входом аналого-цифрового преобразователя *55* момента; последовательно соединенные импульсный датчик *54* и аналого-цифровой преобразователь *64* угла опережения зажигания; соленоид *11* с обмотками *4* и *8* и сердечником *9*; тягу *2*, одним концом соединенную с подвижной пластиной *1*, где установлен прерыватель, а вторым — с сердечником *9* соленоида *11*; усилитель *16*, выход которого связан с обмотками *4* и *8* соленоида *11*; микропроцессорную систему *78*, которая соединена с интерфейсом *72* и включает микропроцессор *65* с внутренней памятью, выполненной в виде регистров *66* и *67* общего назначения, оперативным (*75*) и постоянным (*77*) запоминающими устройствами; генератор *62* тактовой частоты, таймер 63, буферы адреса (*68*) и данных (*71*); шины адреса (*74*) и данных (*76*), а также управления (*70*); сравнивающий элемент *69*, выполненный на регистрах *66* и *67* общего назначения; цифро-аналоговый преобразователь *73*.

Выходы аналого-цифровых преобразователей *55* и *64* крутящего момента и угла опережения зажигания соединены с первым и вторым каналами интерфейса *72* соответственно. Третий канал интерфейса — с входом цифро-аналогового преобразователя *73*, выход которого, в свою очередь, соединен со входом усилителя *16*.

В каждом аналого-цифровом преобразователе есть мультивибратор *59*, логический элемент *56*, суммирующий счетчик *61* и дифференцирующая цепь *58*.

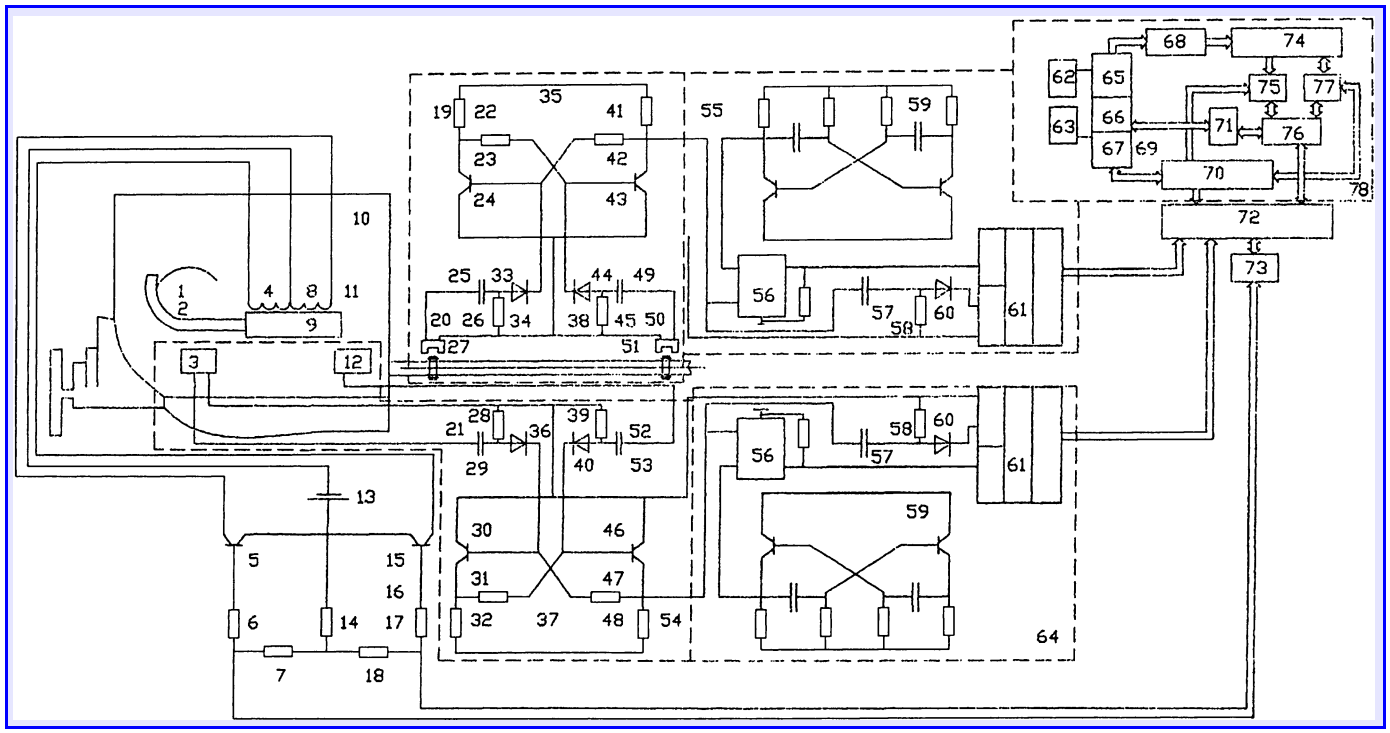


Рис. 1. Схема устройства регулирования угла опережения зажигания:
1 — подвижная пластина; *2* — тяга; *3* — датчик момента зажигания; *4* и *8* — обмотки соленоида; *5*, *15*, *24*, *30*, *43* и *46* — биполярные транзисторы; *6*, *7*, *14*, *17*, *18*, *22*, *23*, *26*, *28*, *31*, *32*, *39*, *41*, *42*, *45*, *47*, *48* и *60* — резисторы; *9* — сердечник соленоида; *10* — двигатель; *11* — соленоид; *12* — датчик прихода поршня в ВМТ; *13* — источник постоянного тока; *16* — усилитель; *19* — импульсный датчик крутящего момента двигателя; *20* и *50* — импульсные преобразователи; *21*, *25*, *49*, *52* и *57* — конденсаторы; *27* и *31* — металлические диски; *29*, *34*, *38*, *53* и *58* — дифференцирующие цепи; *33*, *36*, *40* и *44* — диоды; *35* и *37* — триггеры; *54* — импульсный датчик угла опережения зажигания; *55* — аналого-цифровой преобразователь крутящего момента; *56* — логический элемент; *59* — мультивибратор; *61* — суммирующий счетчик; *62* — генератор тактовой частоты; *63* — таймер; *64* — аналого-цифровой преобразователь угла опережения зажигания; *65* — микропроцессор; *66* и *67* — регистры общего назначения; *68* — буфер адреса; *69* — сравнивающий элемент; *70* — шина управления; *71* — буфер данных; *72* — интерфейс; *73* — цифро-аналоговый преобразователь; *74* — шина адреса; *75* — оперативное запоминающее устройство; *76* — шина данных; *77* — постоянное запоминающее устройство; *78* — микропроцессорная система

Импульсный датчик *19* крутящего момента представляет собой систему, состоящую из металлических дисков *27* и *31* с радиальными прорезями и выступами, импульсных преобразователей *20* и *50*, установленных так, чтобы прорези и выступы каждого диска проходили вблизи соответствующего преобразователя; подключенные к их выходам дифференцирующие цепи *34* и *38*, выполненные на резисторах *26* и *45*, конденсаторах *25* и *49* с подключенными к их выходам диодами *33* и *44*; триггера *35*, выполненного на двух (*24* и *43*) биполярных транзисторах и четырех (*22*, *23*, *41* и *42*) резисторах. При этом базы транзисторов *24* и *43* подключены к дифференцирующим цепям *34* и *38* с диодами *33* и *44*.

Импульсный датчик *54* угла опережения зажигания включает в себя триггер *37*, реализованный также на двух (*30* и *46*) биполярных транзисторах и четырех (*31*, *32*, *47* и *48*) резисторах; датчик *3* момента зажигания; датчик *12* прихода поршня в ВМТ; дифференцирующие цепи *29* и *53*, выполненные на резисторах *28* и *39*, конденсаторах *21*, *52* с подключенными к их выходам диодами *36* и *40*. При этом базы биполярных транзисторов *30* и *46* подключены к дифференцирующим цепям *29* и *53*.

Усилитель *16* состоит из биполярных транзисторов *5* и *15*, резисторов *6*, *7*, *14*, *17*, *18* и источника *13* постоянного тока.

Каждая из дифференцирующих цепей *58* содержит конденсатор *57*, резистор *60*.

Работает устройство следующим образом.

При движении АТС его двигатель развивает, как известно, то меньший, то больший крутящий момент, из-за чего без регулирования угла опережения зажигания топливная экономичность и токсичность отработавших газов меняются. Причем, как правило, в худшую сторону (чтобы убедиться в этом, достаточно посмотреть на скоростные характеристики любого ДВС). Из-за него и возникает необходимость автоматического регулирования угла опережения зажигания.

В исходном состоянии в импульсном датчике *19* крутящего момента биполярный транзистор *24* триггера *35* закрыт, а транзистор *43* открыт. Поэтому напряжение на коллекторе транзистора последнего равно нулю (рис. 2, *а*), а на коллекторе *24* максимально (рис. 2, *б*). В момент времени, равный t_1 (рис. 2, *в*), на выходе преобразователя *20* при вращении вала с диском *27* формируется первый импульс. Он дифференцируется цепью *34*, выпрямляется диодом *33*. В результате образуется положительный импульс, который подается на базу транзистора *24*. Последний открывается, а транзистор *43* закрывается, причем на его коллекторе появляется положительное напряжение.

Во время работы двигателя коленчатый вал закручивается на угол, пропорциональный крутящему моменту, а диск *51* проворачивается относительно диска *27*. Поэтому в момент времени, равный t_2, на выходе преобразователя *50* формируется импульс, имеющий фазовое смещение относительно первого импульса, сформированного преобразователем *20*. Этот импульс дифференцируется цепью *38*, выпрямляется диодом *44*. В итоге образуется положительный импульс, который

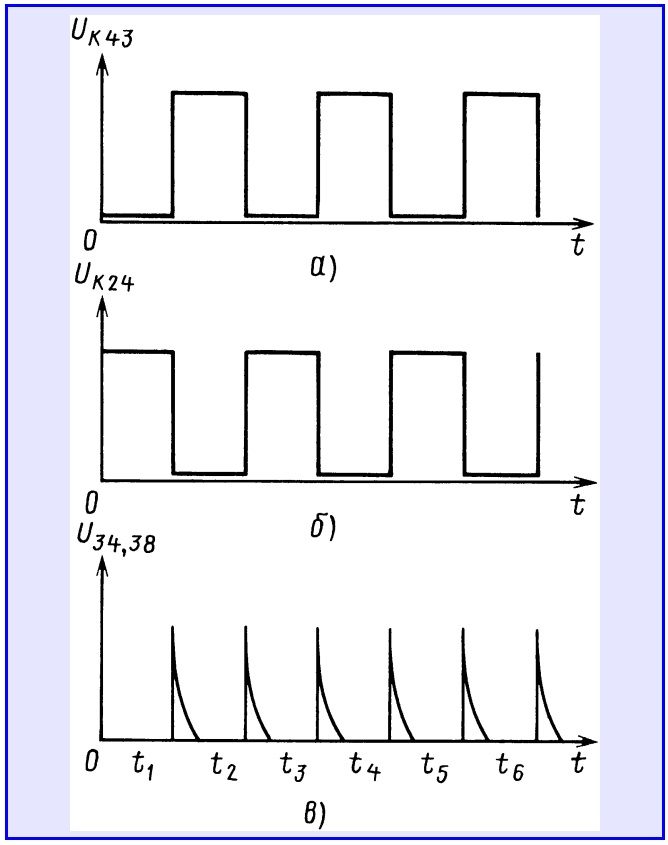


Рис. 2. Осциллограммы напряжений в электрических цепях датчика крутящего момента

подается на базу транзистора *43*, который открывается, а транзистор *24* закрывается, а на коллекторе транзистора *43* опять устанавливается напряжение, равное нулю. Далее, в моменты времени, равные соответственно t_3, t_5, на коллекторе транзистора *43* триггера *35* формируются прямоугольные импульсы, осциллограммы которых приведены на рис. 2, *а*.

Таким образом, на выходе транзистора *43* триггера *35* создаются положительные импульсы, длительность каждого из которых пропорциональна величине крутящего момента на коленчатом валу двигателя.

Эти импульсы поступают на второй вход логического элемента *56*. За время, равное длительности каждого импульса, на первый вход данного логического элемента подаются короткие импульсы от мультивибратора *59*. Они проходят на выход элемента *56*, подсчитываются суммирующим счетчиком *61* и преобразуются в цифровой код. Он по сигналу микропроцессора *65* с помощью интерфейса *72*, шины *76* данных, минуя микропроцессор, записывается в оперативное запоминающее устройство *75*, где и обрабатывается по программе. Итог этой обработки — определение величины (рис. 3) угла $\alpha_{опер}$ опережения зажигания от крутящего момента $M_д$ на коленчатом валу двигателя и запись его в первый (*66*) регистр общего назначения микропроцессора.

В исходном состоянии в импульсном датчике *54* угла опережения зажигания транзистор *30* триггера *37* закрыт, а транзистор *46* открыт. Поэтому напряжение на коллекторе последнего равно нулю, а на коллекторе

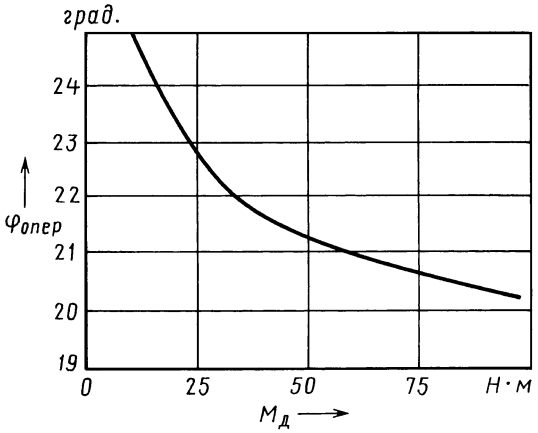


Рис. 3. Регулировочные характеристики системы

транзистора *30* максимально. При размыкании контактов прерывателя на выходе датчика *3* формируется первый импульс. Он дифференцируется цепью *29*, выпрямляется диодом *36*, образуя положительный импульс, который подается на базу транзистора *30*. Транзистор *30* открывается, а транзистор *46* закрывается и на его коллекторе появляется положительное напряжение.

В момент прихода поршня в ВМТ на выходе датчика *12* образуется импульс, имеющий фазовое смещение относительно первого импульса, сформированного датчиком момента зажигания. Этот импульс дифференцируется цепью *53*, выпрямляется диодом *40*, образуя положительный импульс, который при поступлении на базу транзистора *46* открывает его. Транзистор *30* закрывается. На коллекторе транзистора *46* опять устанавливается напряжение, равное нулю.

В дальнейшем при работе системы зажигания на коллекторе транзистора *46* триггера *37* формируются прямоугольные импульсы. В результате на выходе этого транзистора появляются положительные импульсы, длительность каждого из которых пропорциональна углу опережения зажигания. Они затем поступают на второй вход второго логического элемента *56*. За время, равное длительности каждого из импульсов, на первый вход логического элемента *56* поступают короткие импульсы от мультивибратора *59*. Они проходят на выход элемента *56* и счетчиком *61* подсчитываются и преобразуются в цифровой код. По сигналу от микропроцессора *65* посредством интерфейса *72*, шины *76* данных текущее значение угла опережения зажигания записывается во второй (*67*) регистр общего назначения.

Сигналы, записанные в регистрах *66* и *67* общего назначения, обрабатываются микропроцессором по программе, записанной в постоянном запоминающем устройстве *77*. В ходе работы микропроцессор выдает на шину *74* адреса номер ячейки постоянного запоминающего устройства, где хранится команда, которую необходимо выполнить по программе.

По шине *70* управления в постоянное запоминающее устройство *77* поступают сигналы, обеспечивающие чтение содержимого этой ячейки памяти. Запрошенная команда выдается на шину *76* данных и через буфер *71* данных принимается микропроцессором и расшифровывается. После чего микропроцессор выдает через буфер *68* адреса на шину *74* адреса номер ячейки оперативного запоминающего устройства, хранящей команды, по которым необходимо выполнить операцию.

По шине *70* управления в оперативное запоминающее устройство поступают сигналы, обеспечивающие чтение содержимого ячейки. Эти команды подаются на шину *76* данных и через буфер *71* данных поступают в микропроцессор.

После выполнения текущей команды на шину *74* микропроцессор выдает адрес следующей команды, и процесс обработки информации микропроцессором повторяется.

Таймер *63* задает в определенное время команды управления и организует временные задержки. Для синхронизации работы по обработке информации генератор *62* тактовой частоты выдает на микропроцессор последовательность тактовых импульсов.

Если сигнал, записанный в регистре *67*, меньше сигнала, записанного в регистре *66*, то на выходе цифро-аналогового преобразователя *73* формируется аналоговый сигнал положительной полярности, который подается на вход усилителя *16*. Транзистор *5* открывается, появляется ток в обмотке *4* соленоида, сердечник *9* вместе с тягой *2* перемещаются в сторону увеличения угла опережения зажигания до тех пор, пока текущее значение этого угла сравняется с заданным. Поэтому двигатель работает с углом опережения зажигания, который соответствует лучшим значениям топливной экономичности и токсичности отработавших газов до тех пор, пока изменится крутящий момент на его коленчатом валу.

Если сигнал, записанный в регистре *67*, больше сигнала, записанного в регистре *66*, то на выходе цифро-аналогового преобразователя формируется сигнал отрицательной полярности. Транзистор *15* открывается, появляется ток в обмотке *8* соленоида, сердечник *9* с тягой *2* перемещаются в противоположную сторону, уменьшая угол опережения зажигания до тех пор, пока текущее его значение сравняется с заданным.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией
быстрее и удобнее с помощью электронной почты.
Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

УДК 621.43.065

Глушитель шума выпуска ДВС. Методика расчета

Д-р техн. наук О.В. БУРЛАЧЕНКО, Н.В. ФИЛАТОВ

Волгоградский ГАСУ

Авторы разработали конструкцию глушителя выпуска и методику расчета его параметров, которые позволяют с более высоким, чем в настоящее время, качеством решить как минимум три чрезвычайно важные с практической точки зрения задачи. Во-первых, снизить шумовое загрязнение автомобилями среды обитания человека; во-вторых, уменьшить потери мощности ДВС и, как следствие, увеличить, при прочих равных условиях, его КПД; в-третьих, сделать менее затратными производство и эксплуатацию АТС.

Главная особенность разработанной конструкции (рис. 1) — ее способность обеспечить фактически беспрепятственное движение отработавших газов от двигателя до внешней среды.

Из рисунка видно, что новый глушитель представляет собой короткий цилиндр, в боковую стенку которого встроен патрубок *1* подвода отработавших газов. Внутри цилиндра имеется перегородка *2*, параллельная его основаниям и делящая полость цилиндра на равные части. В месте соединения подводящего патрубка с цилиндром расположены направляющие пластины *3*. В перегородке предусмотрены определенным образом выполненные окна *4*. По оси цилиндра установлен выпускной патрубок *6*, который имеет несколько окон *5* для беспрепятственного попадания в нее отработавших газов.

Глушитель работает следующим образом.

Отработавшие газы через патрубок *1* попадают во внутреннюю полость цилиндра. Перегородкой *2* они разделяются на два одинаковых потока. Направляющие пластины *3* обеспечивают каждому из них движение по касательной внутри цилиндра, но — в противоположном относительно друг друга направлении.

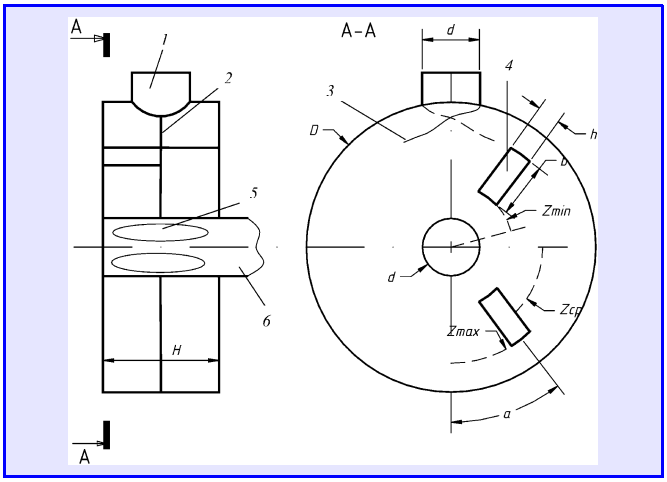


Рис. 1. Схема глушителя:
1 — патрубок подвода отработавших газов; *2* — перегородка; *3* — направляющие пластины; *4* — окна в перегородке; *5* — окна в выпускном патрубке; *6* — выпускной патрубок

Через окна *4* в перегородке потоки взаимодействуют между собой. И поскольку к моменту этого взаимодействия их частицы (объемы) проходят различные пути, фазы звуковых колебаний в них не совпадают. Результат — интерференция звуковых волн противоположного направления. То есть волн, одна из которых в момент взаимодействия имеет максимальное звуковое давление, вторая — минимальное. Поэтому звуковое давление в идеале приближается к нулю.

Но взаимодействие этим не ограничивается. При фазах звуковых колебаний, когда звуковые давления близки к среднему (нулевому) значению, колебательные скорости имеют максимальные, но противоположные по направлению значения. Они также взаимодействуют друг с другом, гася звуковые колебания.

Таким образом, взаимоглушение звуковых колебаний происходит практически непрерывно, газовый поток протекает по объему глушителя, не встречая активного сопротивления.

Далее отработавшие газы проходят через окна *5* в выпускной патрубок *6* и беспрепятственно выпускаются в атмосферу. При этом на всем пути их поток не встречает активного сопротивления. Иначе говоря, не создает противодавления в системе выпуска.

Параметры рассматриваемого глушителя и степень его эффективности при работе с различными двигателями авторы рассчитали с помощью комбинированного метода, основанного на методах модального анализа и конечных элементов. При этом весь объем глушителя разделяли, как это делается в таких случаях, на $n + 1$ объемов, эффективность функционирования каждого из них определяли методом модального анализа, а процессы и изменения параметров газового потока и показатели звуковых волн — методом конечных элементов.

Технология расчетов следующая.

Расчет начинается, как и при проектировании любого глушителя, с определения геометрических размеров. Делается это по такой схеме.

По формуле № 1 (см. таблицу) определяется максимальный часовой расход $G_т$ топлива двигателем; по формуле № 2 — количество $G_в$ воздуха, необходимое для сгорания данного количества топлива; по формуле № 3 — массовый расход $G_{пр.г}$ продуктов горения; по формуле № 4 — объемный их расход $Q_{пр.г}$, по формуле № 5 — условная площадь $S_у$ проходного сечения (максимально допустимая скорость истечения отработавших газов принимается равной 80 м/с). Считая далее, что $S_у$ представляет собой квадрат, общая высота H цилиндра (глушителя) рассчитывается по формуле № 6.

Из конструктивных соображений максимальная разность хода потоков газа в разных полостях глушителя не может превышать 0,95 длины окружности по наибольшему диаметру D основания цилиндра, т. е. величины $0{,}95\pi D$. Причем для обеспечения взаимодействия волн в противофазе давления эта разность хода в идеале должна быть равна половине длины λ звуковой волны. Однако для инженерных расчетов, как показал опыт, вполне достаточна точность подсчета на определенной частоте, обеспечиваемая форму-

лой № 7. Тогда диаметр D глушителя дает, очевидно, формула № 8.

Ширина h окон определяется из условия обеспечения взаимодействия звуковых волн по всему объему проходящих в разных полостях газовых потоков. Это условие, в свою очередь, может быть выполнено, если время, в течение которого поток проходит расстояние от начала окна до его конца, и время движения звуковой волны от одного основания глушителя до другого, равны, т. е. $h/v_{п} = H/C$. Отсюда легко определить и величину h (формула № 9).

(Схема движения газового потока и звуковой волны, реализуемая в разработанной конструкции глушителя, приведена на рис. 2.)

Реальная же высота окон выбирается из двух условий. Первое: звуковые волны всех частот, входящих в октавную их полосу, взаимодействуют между собой. Второе: соотношение максимальной (r_{max}) и минимальной (r_{min}) частот в октавной полосе равно двум ($r_{max}/r_{min} = 2$). При необходимости же проведения расчетов в третьоктавных полосах частот соотношение должно удовлетворять условию $r_{max}/r_{min} = \sqrt{2}$.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$G_m = g_e N_{emax}$	g_e — удельный расход топлива; $N_{e\,max}$ — максимальная мощность двигателя
2	$G_в = G_т L_в$	$L_в$ — количество воздуха, необходимое для сгорания единицы (масс.) количества топлива
3	$G_{пр.г} = G_т + G_в$	—
4	$Q_{пр.г} = \frac{G_{пр.с}}{\rho}$	ρ — плотность продуктов сгорания с учетом их температуры
5	$S_у = \frac{Q_{пр.с}}{80 \cdot 2}$	—
6	$H = 2\sqrt{\frac{Q_{пр.с}}{2 \cdot 80}} = 0{,}5\sqrt{\frac{Q_{пр.с}}{10}}$	—
7	$\lambda = \frac{C + v_п}{f}$	$C = 330 + 1{,}21t$ — скорость звука при температуре t отработавших газов; $v_п$ — скорость движения этих газов в глушителе; f — минимальная среднегеометрическая частота в октавной полосе, требующая глушения
8	$D = \frac{C + v_п}{2f 0{,}95\pi}$	—
9	$h = \frac{v_п H}{C}$	—
10	$\alpha = \frac{\lambda}{4r_{ср}} = \frac{C + v_п}{4fr_{ср}}$	—
11	$W = \frac{p_0 v_0^2}{2}$	p_0 — звуковое давление; v_0 — колебательная скорость частиц

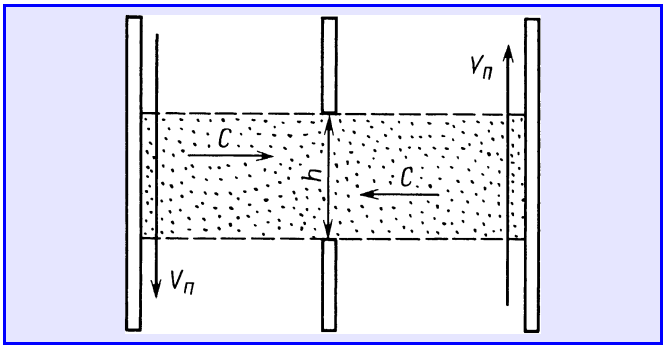


Рис. 2. Схема движения отработавших газов в глушителе

Угол расположения окон и их число определяются, исходя из числа среднегеометрических частот $r_{ср}$ октавных или третьоктавных полос, требующих глушения.

Учитывая, что эффективное (с точки зрения уменьшения шума) взаимодействие потоков обеспечивается при разности хода потоков, равной половине длины волны заглушаемой частоты, угол α расположения окон определяется из известного соотношения $2r_{ср}\alpha = \lambda/2$, или по формуле № 10.

Суммарная площадь окон в выпускном патрубке должна быть не менее его поперечного сечения, которое, в свою очередь, должно быть равным поперечному сечению патрубка подвода отработавших газов.

В реальных условиях взаимодействие звуковых волн происходит при изменении физических и акустических параметров потока отработавших газов в широком диапазоне. В качестве примера рассмотрим три возможные варианта такого взаимодействия.

1. Волны взаимодействуют при звуковом давлении в противофазе. Тогда максимальное (плюсовое) и минимальное (минусовое) звуковое давление p, воздействуя друг на друга, стремятся к нулевому давлению; коэффициент $\alpha_э$ затухания близок к единице, и выражение $p = p_0 e^{\alpha x} \to 0$.

2. Звуковые волны взаимодействуют при смещении фаз изменения давления, а звуковое давление частично поглощается, коэффициент затухания находится в пределах от $0 \geqslant \alpha_э \leqslant 1$, и звуковое давление уменьшается в зависимости от сдвига фаз.

3. Звуковые волны взаимодействуют при совпадении фаз звукового давления. При этом $\alpha_э = 0$ и $p = p_0$. Но глушение есть. Оно происходит за счет взаимодействия колебательных скоростей v, величина которых достигает максимальных значений, а направление — диаметрально противоположно. Это вытекает из следующего.

В зоне расположения окон звуковые волны взаимодействуют как волны сферические, поскольку имеют трехмерное строение. В сферической же волне колебательная скорость всегда отстает по фазе от звукового давления на определенный угол, который зависит от радиуса сферы. Следовательно, колебательные скорости направлены либо навстречу, либо друг от друга.

И, взаимодействуя на молекулярном уровне, поглощают одна другую.

Об этом, в частности, можно судить по закону изменения плотности звуковой энергии (формула № 11): уменьшение колебательной скорости v_0 без изменения звукового давления p_0 всегда ведет к снижению плотности звуковой энергии, т. е. в конечном счете, к уменьшению шума.

Таким образом, авторы установили, что при расчетах глушителя рассматриваемого типа следует исходить из следующих граничных параметров: максимально допустимая скорость движения газов в глушителе — 80 м/с; максимально допустимое противодавление в системе выпуска — 20 кПа (0,02 кгс/см^2); максимально допустимая шумность на выпуске — в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН.

УДК 621.833

Механизмы свободного хода импульсных бесступенчатых передач

Д-р техн. наук А.А. БЛАГОНРАВОВ,
канд. техн. наук Е.Н. РЕВНЯКОВ

Курганский ГУ

Как уже сообщалось (см. "АП", 2007, № 5), в Курганском ГУ создана многопоточная механическая бесступенчатая передача импульсного типа, внешняя характеристика которой на значительной части кинематического диапазона весьма близка к идеальной гиперболической. Тем не менее у многих специалистов, работающих в области трансмиссий, импульсный тип передачи по-прежнему вызывает недоверие. И прежде всего — в отношении ее надежности. И такое недоверие вполне объяснимо: почти вековой опыт свидетельствует, что ни одна из попыток создать импульсную бесступенчатую передачу, обладающую высокими, достаточными для автомобиля долговечностью и безотказностью, так и не удалась. Хотя сам по себе импульсный характер приложения нагрузки не должен вызывать особого беспокойства: так передается крутящий момент в поршневых ДВС, так нагружается каждый зуб зубчатого редуктора. Поэтому можно сделать вывод, что упомянутые выше неудачные попытки — результат каких-то недоработок. Причем в первую очередь — теоретических. И специалисты КГУ решили разобраться в данной проблеме. При этом они исходили из следующего.

Импульс есть интеграл функции изменения нагрузки по времени. Если за время импульса производная данной функции (темп нарастания) не приобретает слишком больших значений, а максимум нагрузки ограничен, то любая деталь, подверженная такой импульсной нагрузке, может быть достаточно точно рассчитана на безотказность и долговечность, причем с необходимыми запасами прочности. Что, собственно, и происходит при проектировании ДВС и редукторов. Однако совсем другое дело, если импульс носит ударный характер, т. е. когда функция нагрузки по времени приближается к δ-функции с неограниченно большим мгновенным значением. Здесь, действительно, обеспечить достаточную надежность изделия весьма проблематично. И именно это характерно для всех импульсных передач, описанных в литературе.

Возникает вопрос: можно ли сделать так, чтобы импульсы нагрузок в такой передаче были приемлемыми по величине? Анализ показал: вполне возможно. И вот почему.

В импульсных передачах угловые колебания промежуточного звена (звеньев) преобразуются во вращение выходного вала обычно с помощью роликовых механизмов свободного хода (МСХ), которые надежно работают в качестве обгонных муфт и широко применяются в автомобильных ГМП. Однако в качестве механического выпрямителя, имеющего высокую частоту включений (а именно такую роль МСХ играют в импульсной передаче), достаточной надежности не имеют. И иметь не могут. Дело в том, что включение МСХ в импульсной передаче начинается при выравнивании угловых скоростей его ведущих частей, которые соединены с совершающим угловые колебания промежуточным звеном, и ведомых частей, соединенных с выходным валом. Крутящий момент, нагружающий роликовый МСХ и передаваемый на выходной вал, зависит от угла γ относительного поворота его ведущих и ведомых частей. Эта зависимость достаточно точно аппроксимируется функцией $M = k\gamma^2$, где k = const. Она может быть представлена в виде $M = c_0\gamma$ ($c_0 = k\gamma$ — угловая жесткость роликового МСХ). Таким образом, угловая жесткость роликового МСХ пропорциональна углу γ.

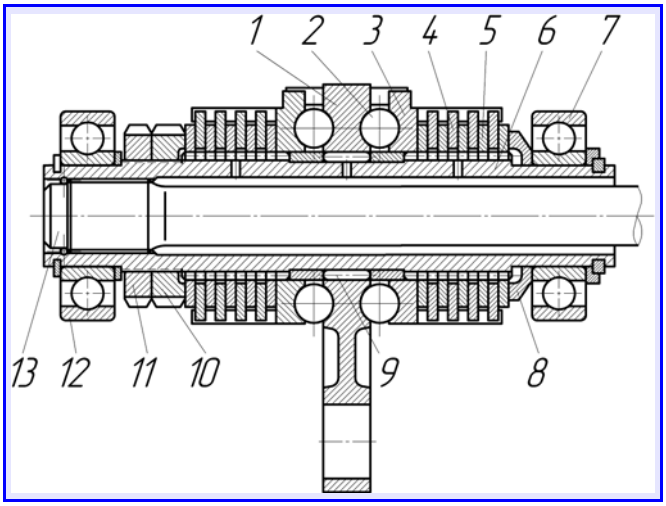
Далее. Если угловая жесткость кинематической цепи до МСХ равна c_1 и после МСХ — c_2, которая во много раз больше максимального значения c_0, реализуемого при предельной по прочности нагрузке, то импульс формируется за счет кратковременного обгона ведомых частей МСХ ведущими. При этом угол γ возрастает, достигая максимального значения при повторном выравнивании угловых скоростей ведущих и ведомых частей, затем уменьшается до нуля (полное выключение МСХ) при некотором отставании ведущих частей от ведомых. То есть зависимость $\gamma(t)$ представляет собой возрастающую, а затем убывающую функцию с непрерывной убывающей производной, имеющей максимум при $\gamma = 0$, ноль при γ = max и минимум при γ, снова равном нулю. Если бы жесткость c_0 была постоянной величиной, то и функция $M(t)$, формирующая импульс, была бы такой же. Но $c_0 = k\gamma$ и $M(\gamma)$ имеют квадратичную форму. Поэтому функция $M(t)$ становится островершинной, ее производная имеет max и min вблизи γ = max, а для получения того же значения интеграла максимальное значение M должно быть значительно больше, чем при c_0 = const. Но максимальное значение γ по условию прочности не превышает 6—7°. Следовательно, время импульса составляет малую долю времени полного цикла колебаний ведущих частей. Поэтому даже при нескольких МСХ, работающих со сдвигом по фазе между импульсами, передаваемыми каждым из них, имеются временные промежутки, значительно превышающие про-

должительность импульса, а сами импульсы приближаются к ударным.

Если же при высокой жесткости c_1 выполнить условие $c_0 \gg c_2 = \text{const}$, то импульс будет формироваться за счет податливости кинематической цепи от ведомых частей каждого МСХ до выходного вала, в которой установлен элемент с большой угловой податливостью, например, торсионный вал. Тогда на стоповом режиме, когда выходной вал остановлен, а ведущие части МСХ совершают гармонические или близкие к гармоническим колебания с амплитудой φ_0 и частотой ω, каждый МСХ будет закручивать и раскручивать свой торсионный вал на угол φ_3 от нуля до $2\varphi_0$ рад. и снова до нуля, оставаясь постоянно включенным. Импульс крутящего момента, передаваемого на выходной вал каждым МСХ и торсионным валом, будет растянут на все время цикла $T = 2\pi/\omega$, а сдвинутые по фазе импульсы, складываясь, создадут на выходном валу момент постоянной величины, пропорциональный значению $c_2\varphi_3 m$, где m — число МСХ, работающих со сдвигом по фазе. То есть передача становится многопоточной. В результате при увеличении угловой скорости выходного вала максимальные углы закрутки торсионных валов, величина импульсов и среднее значение момента на выходном валу уменьшаются, а фаза работы МСХ в режиме свободного хода возрастает; появляется и увеличивается неравномерность момента на выходном валу. Но форма импульса остается благоприятной.

Минимальная величина угловой жесткости c_2 ограничена требуемым максимальным значением крутящего момента на выходном валу. Поэтому для выполнения условия $c_0 \gg c_2$ нужны МСХ с угловой жесткостью, в несколько раз большей, чем у роликовых МСХ, угловая податливость которых всегда довольно значительна, поскольку по условию самоторможения угол между поверхностями, зажимающими ролик, должен быть не больше 7°. При этом нормальные силы, вызывающие напряжения в линейных контактах, оказываются в 17—18 раз больше сил трения, создающих крутящий момент. Так что значительные упругие деформации и зависимость жесткости от деформации здесь неизбежны. Отсюда очевидный вывод: для импульсных передач нужны МСХ, в которых отношение внутренних сил к полезным в несколько раз меньше, чем у МСХ роликовых, и это уже будет не МСХ, а механический выпрямитель.

Специалистам КГУ удалось решить не только эту задачу, но и заставить создавать крутящий момент как за счет сил трения, действующих в данном выпрямителе, так и нормальных сил. В результате разработаны выпрямители эксцентрикового типа с дополнительной кинематической связью, обладающие значительно большей жесткостью, чем роликовые МСХ. Правда, при их исследовании обнаружилось, что у них есть и недостатки. Поэтому позже были созданы выпрямители осевого исполнения с дополнительными рабочими поверхностями и еще большей жесткостью, а затем выпрямитель (см. рисунок) такого же типа, но с промежуточными телами качения (шариками), что позволило свести к минимуму гистерезисные потери в цикле "нагружение—разгружение". Отношение внутренних сил к полезным удалось уменьшить, по сравнению с роликовыми МСХ, в 10 раз.



Конструкция механического выпрямителя:
1 — звездочка; *2* — шарик; *3* — полумуфта; *4* и *5* — диски; *6* — ведомая обойма; *7* и *12* — шариковые подшипники; *8* — упорная шайба; *9* — игольчатый подшипник; *10* — регулировочная гайка; *11* — контргайка; *13* — торсионный вал

Ведущая звездочка *1* этого выпрямителя имеет коромысло, соединяющее ее с генератором колебаний. На торцевых поверхностях звездочки выполнены слезкообразные лунки (по 12 с каждой стороны), в которых одной своей половиной установлены шарики *2*. Второй половиной они располагаются в аналогичных, но противоположно направленных лунках на торцевых поверхностях полумуфт *3*, соединенных шлицами с дисками *4*, расположенными между дисками *5*, которые размещены на шлицах ведомой обоймы *6*. Обойма, в свою очередь, располагается в корпусе на шариковых подшипниках *7* и *12*. Между ней и ведущей звездочкой *1* установлен роликовый игольчатый подшипник *9*. Осевое перемещение полумуфт и дисков ограничено упорной шайбой *8* и регулировочной гайкой *10*, дополненной контргайкой *11*. На внутренних шлицах обоймы *6* закреплена шлицевая головка торсионного вала *13*.

При повороте коромысла и звездочки *1* в сторону свободного хода полумуфты *3* благодаря своим упорным выступам следуют за звездочкой. При этом шарики *2* располагаются в наиболее глубоком месте лунок. При повороте звездочки в сторону рабочего хода полумуфты *3* из-за своей инерционности стремятся отстать от звездочки. При этом шарики выкатываются в более мелкую часть лунок, раздвигают полумуфты и сжимают диски *4* и *5*. Крутящий момент передается от звездочки *1* на торсионный вал *13*.

Нормальная сила N, действующая от шарика на скос лунки полумуфты, имеет тангенциальную составляющую F, создающую крутящий момент. Если угол подъема скоса лунки равен α, то $F = N\sin\alpha$. Так как полумуфты две, то отношение внутренних сил к полезным составляет $N(2F) = 1/(2\sin\alpha)$. При $\alpha = 17{,}5°$ это соотношение равно 1,66, а не 17—18, как в роликовых МСХ. То есть в данном варианте импульсной передачи шарики не являются телами заклинивания, а работают так же, как и в обычном шариковом упорном подшипнике при статическом нагружении.

УДК 629.1.036.62-755

Устройство для автоматической балансировки колес автомобилей

Канд. техн. наук Е.В. СЛИВИНСКИЙ,
канд. физ.-мат. наук А.А. ЗАЙЦЕВ, Т.Е. СЛИВИНСКАЯ

Елецкий ГУ имени И.А. Бунина

В Елецком ГУ имени И.А. Бунина найдено (пат. № 2284921, РФ) техническое решение, позволяющее повысить эксплуатационную безопасность движения легковых и грузовых автомобилей за счет автоматической балансировки их колес. Суть данного решения состоит в следующем.

Колесо автомобиля, как известно, состоит (рис. 1) из диска *3* с выступами *2* для крепления декоративного колпака и обода *6* с бортовыми закраинами *4*, к которым жестко присоединено кольцо *10*. В одной из закраин выполнено конусное отверстие *7*. В полость, образованную ободом и кольцом, засыпаются шарики *11*.

Работает модернизированное колесо таким образом.

Когда автомобиль стоит на месте, шарики находятся (рис. 2), естественно, в нижней части колеса. При движении автомобиля колесо вращается по стрелке *B*, и шарики по мере наращивания угловой скорости $\omega_к$ колеса тоже начинают вращаться. Но — с меньшей угловой скоростью $\omega_ш$, так как на них действуют силы $P_и$ инерции, сила P_G собственной массы, и силы $P_{вс}$ вредного сопротивления. В то же время на шарики действует и движущая сила $P_д$, которая направлена в сторону вращения колеса, т. е. тоже по стрелке *B* (рис. 3), и возникает из-за наличия сил трения качения между ними и внутренней поверхностью кольца.

Теперь предположим, что у колеса есть дисбаланс Δ_1, проявляющийся от неуравновешенной массы m_1. Тогда центробежная инерционная сила $P_{ц_i}$ от нее определится по формуле $P_{ц_i} = gm_1\rho\omega_\rho^2$, где $m_1\rho = \Delta_1$, g — ускорение свободного падения, ρ — радиус центра неуравновешенной массы.

Одновременно на шарики также будет действовать центробежная инерционная сила $P_{ц_ш}$, которая равна произведению $gm_ш\omega_r^2$, где $m_ш r = \Delta_2$, Δ_2 — динамический противовес, r — радиус, на котором он зацеплен.

Известно, далее, что масса $m_ш$ уравновесится тогда, когда $m_ш$ займет положение в плоскости *XX*, проходящей через центр *O* вращения колеса и центр неуравновешенной массы m_1, или же в плоскости *OX'*, расположенный к ней под углом α, который и определяет положение динамического противовеса Δ_2 и зависит от разницы масс m_1 и m_2. При изменении частоты вращения $\omega_к$ колеса, угол α в автоматическом режиме будет корректироваться, что и обеспечит надежную балансировку колеса автомобиля, движущегося с высокими скоростями.

Рассчитаем число и массу шариков, необходимых для балансировки колес, например, автомобиля ВАЗ-2107, у которого масса шины составляет 8,6 кг, наружный ее диаметр — 610 мм, наружный диаметр диска колеса — 320 мм.

Отечественный и зарубежный опыт показывает, что средняя величина дисбаланса $\Delta_{ср}$ шин пропорциональна произведению их собственной массы $m'_ш$ на свободный радиус r_0, т. е. его можно подсчитать по формуле $\Delta_{ср} = Km_ш r_0$.

Для определения численного дисбаланса для нашего примера воспользуемся значением коэффициента K, приведенным в книге В.И. Кнороз и др. "Работа автомобильной шины" и полученным по результатам обследования 65 000 шин как отечественного, так и зарубежного производства: он равен 0,0027. Тогда средняя величина дисбаланса для ВАЗ-2107 составит 0,71 кг · см.

Далее по формуле $\Delta_1 = \dfrac{\Delta_{ср} r_0}{r_1}$ найдем дисбаланс Δ_1, вектор которого приложен в точке сопряжения шины

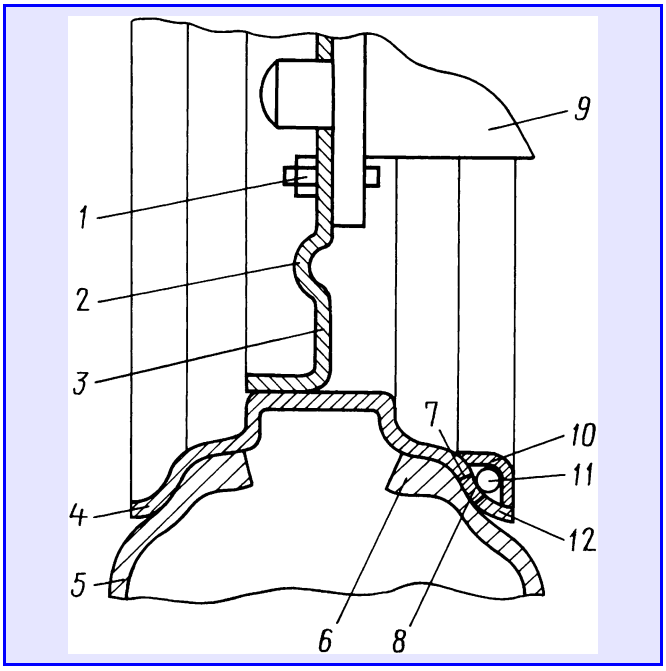


Рис. 1. Модернизированное колесо автомобиля:
1 — болт крепления колеса на автомобиле; *2* — выступ крепления декоративного колпака; *3* — диск колеса; *4* и *12* — бортовые закраины; *5* — шина; *6* — обод; *7* — конусное отверстие; *8* — заглушка; *9* — ступица; *10* — кольцо; *11* — шарик

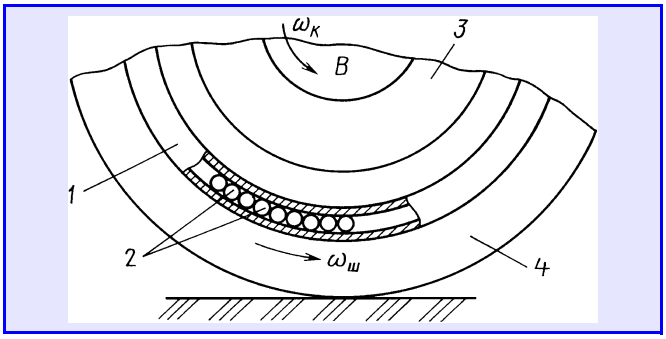


Рис. 2. Сегмент модернизированного колеса:
1 — кольцо; *2* — шарики; *3* — ступица; *4* — шина

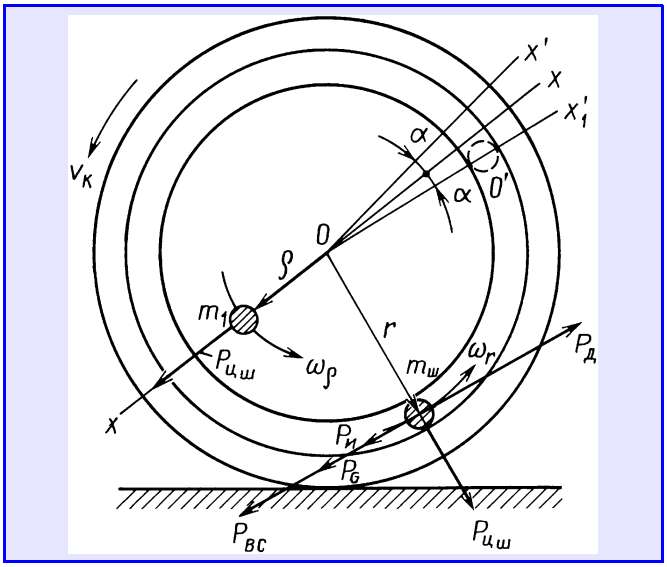


Рис. 3. Схема работы устройства для автоматической балансировки колеса

и диска колеса с внешней стороны его закраины, учитывая, что радиус r_1 этой точки — 18,6 см: Δ_1 = = (1,16 кг · см).

Теперь вычислим массу подвижного груза (шариков), который расположен в направляющей диска колеса. Для этого, пользуясь той же книгой, установим для дисбаланса Δ_1 = 1,16 кг · см соответствующее значение $m_ш r$ = 5,0 кг · см. Тогда полная масса сферических тел качения (шариков) $m_ш$ = 0,26 кг.

Определим массу одного шарика, назначив конструктивно его диаметр d равным 25 мм: $m'_ш = v\gamma = 1/6\pi d_\gamma^3$ = 0,064 кг. (Здесь γ — плотность стали, из которой изготовлен шарик, составляет 7,8 кг/дм^3). Тогда общее число n шариков на одном колесе составит: $n = m_ш / m'_ш$ = 4.

В качестве материала кольца, в котором расположены шарики, могут быть рекомендованы стали 08кп и 15кп, хорошо работающие на истирание, т. е. такие, из которых выполнены обод и диск класса 2 колес для легковых автомобилей.

Для расчета массы шариков и их числа для колес других автомобилей, а также автобусов, колесных тракторов и автотракторных прицепов и полуприцепов в Елецком ГУ разработана программа для ЭВМ, которая апробирована на приведенном выше примере. Но следует иметь в виду, что расчетные параметры, определяемые по данной методике и с помощью данной программы, — ориентировочные (прикидочные), поэтому их нельзя рекомендовать к сиюминутному применению.

УДК 629.113.07

Учет бокового увода при расчете критических скоростей колесных машин по заносу и опрокидыванию

Д-р техн. наук Г.И. МАМИТИ, кандидаты техн. наук М.С. ЛЬЯНОВ и С.Х. ПЛИЕВ, А.Е. ГАГКУЕВ

Горский ГАУ

В свое время В.В. Селифонов заметил, что устойчивость автомобиля нельзя рассматривать без учета бокового увода. Однако при практических расчетах критических скоростей движения боковая эластичность шин (боковой увод) до сих пор, к сожалению, не учитывается. Например, даже в таком широко известном современном автомобильном справочнике, как справочник "Бош", приводятся формулы для определения критических скоростей по боковому скольжению (заносу) и опрокидыванию автомобиля только с жесткими колесами. Правда, попытки исправить положение были. Так, автор одного из лучших учебников по теории автомобиля, Г.И. Зимелев, предложил учитывать боковую эластичность шин при подсчете критической скорости по устойчивости движения автомобиля на повороте. Но в его окончательную формулу не вошли коэффициент φ_y поперечного сцепления шин с дорогой и высота h расположения центра масс автомобиля, т. е. основные параметры, характеризующие устойчивость движения.

И это не случайно. Учет боковой эластичности шин при вычислении критических скоростей по заносу и опрокидыванию — дело довольно трудное.

Возьмем, к примеру, двухосный автомобиль. Его критическую скорость $v_к$, после достижения которой начинается занос, дает (см. "АП", 2007, № 5) формула № 1 (табл. 1), критическую скорость v_0, после достижения которой начинается опрокидывание, — формула № 2, расстояние R от центра поворота до продольной оси автомобиля — формула № 3, а углы бокового увода передних (δ_1) и задних (δ_2) колес — формулы № 4.

Как видно из формул № 1 и 2, в них косвенно, через R, входят углы бокового увода, которые определяются через текущую скорость v. Отсюда возникает противоречие: чтобы найти критические скорости по заносу и опрокидыванию с учетом боковой эластичности шин, необходимо знать текущую скорость, при которой занос или опрокидывание наступают. И это противоречие кажется неустранимым.

Однако устранить его все-таки можно. И вот почему.

Известно: если $\delta_1 = \delta_2$, то значение R будет одинаковым и для автомобиля с эластичными колесами, и для автомобиля с жесткими колесами. В этом случае автомобиль обладает нейтральной (статической) поворачиваемостью с постоянным значением R. Воспользовавшись данным обстоятельством, текущую скорость v, необходимую для последующего определения δ_1 и δ_2, а затем и конкретного для рассматриваемых условий движения значения R, можно найти из формул № 1 и 2,

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$v_з = \sqrt{\frac{gR(\varphi_y + \mathrm{tg}\beta)}{1 - \varphi_y \mathrm{tg}\beta}}$	g — ускорение свободного падения; φ_y — коэффициент поперечного сцепления шины с опорной поверхностью; β — угол поперечного уклона на вираже
2	$v_о = \sqrt{\frac{gR(B + 2h\mathrm{tg}\beta)}{2H - B\mathrm{tg}\beta}}$	B — колея транспортного средства; h — высота центра его масс
3	$R = \frac{L}{\mathrm{tg}(\Theta - \delta_1) + \mathrm{tg}\delta_2}$	L — база транспортного средства; Θ — угол поворота его управляемых колес; δ_1 и δ_2 — углы бокового увода передних и задних колес
4	$\delta_1 = \frac{mb\cos\beta}{K_1 L}\left(\frac{v^2}{R} + \psi g \sin\Theta\right)$ $\delta_2 = \frac{ma\cos\beta}{K_2 RL} v^2$	m — масса транспортного средства; a и b — расстояния от центра его масс до передней и задней осей; v — текущая скорость; K_1, K_2 — коэффициенты сопротивления боковому уводу передних и задних колес автомобиля; ψ — коэффициент сопротивления дороги
5	$v_з = v_о\sqrt{\frac{\varphi_y h}{a\sin\alpha}}$	$\alpha = \mathrm{arctg}B/2L$; a — продольное расстояние от центра масс колесной машины до оси переднего (передних) колеса (колес); B и L — колея и база
6	$v_{з_п} = v_{о_п}\sqrt{\frac{\varphi_y h}{d}}$	d — расстояние от центра масс до продольной вертикальной плоскости, в которой расположен этот центр
7	$v_{з_л} = v_{о_л}\sqrt{\frac{\varphi_y h}{a\mathrm{tg}\alpha_к - d}}$	$\alpha_к = \mathrm{arctg}B/(L - c)$, c — расстояние между осями заднего колеса мотоцикла и колеса коляски
8	$v_з = v_о\sqrt{\frac{2\varphi_y h}{B}}$	—

Таблица 2

Транспортное средство	h, м	a, м	B, м	L, м	d, м	c, м	α, рад.
Трехколесный мотоцикл	0,63	1,240	1,00	1,900	—	—	0,760
Мотоцикл с коляской	0,62	0,945	1,12	1,450	0,218	0,25	0,751
Автомобиль	0,60	1,500	1,50	3,000	—	—	—

полагая углы бокового увода равными нулю, т. е. $\delta_1 = \delta_2 = 0$.

Далее, сравнивая выражения для критических скоростей по заносу ($v_з$) и опрокидыванию (v_0) на плоскости ($\beta = 0$), для трехколесного мотоцикла получаем формулу № 5, мотоцикла с коляской при повороте вправо — формулу № 6, мотоцикла с коляской при повороте влево — формулу № 7, двухосного автомобиля и четырехколесного мотоцикла — формулу № 8.

Из этих формул вытекает: углы бокового увода δ_1 переднего (передних) и заднего δ_2 (задних) колес, радиус R поворота мотоциклов и автомобилей не влияют на соотношения критических скоростей. Данные соотношения зависят от коэффициента φ_y поперечного сцепления шин с дорогой. Кроме того, большое влияние на них оказывают геометрические параметры, от которых зависит расположение центра масс (h, a, d, B, α).

Подставив в формулы № 5—8 параметры реальных транспортных средств (табл. 2), легко получить для них количественные соотношения $v_з/v_о$ для различных значений φ_y. Например, задав дорожные условия коэффициентом $\varphi_y = 0{,}8$ и воспользовавшись данными табл. 2, находим: для трехколесного мотоцикла ММВЗ $v_з/v_о = 0{,}768$; для мотоцикла ИЖ с коляской при правом повороте $v_з/v_о = 1{,}508$, а при левом — $v_з/v_о = 0{,}864$; для двухосного автомобиля или четырехколесного мотоцикла $v_з/v_о = 0{,}8$.

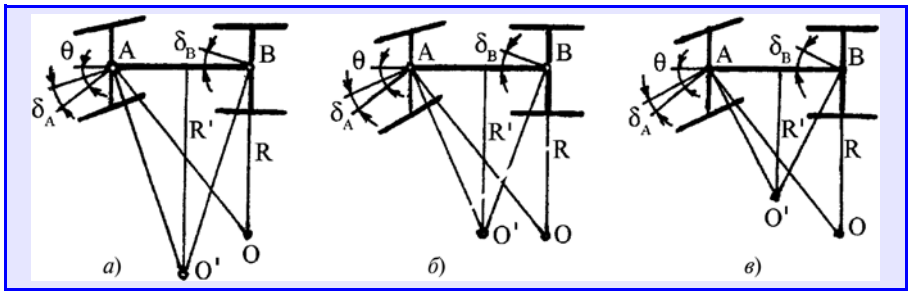
Из полученных результатов видно, что во всех случаях движения трехколесного мотоцикла и двухосного автомобиля или четырехколесного мотоцикла на повороте потеря устойчивости движения будет происходить по причине заноса.

Чтобы получить сравнимые результаты, будем считать, что трехколесный мотоцикл имеет те же параметры, что и двухосный автомобиль ($h = 0{,}6$ м; $a = 1{,}5$ м; $B = 1{,}5$ м; $L = 3$ м). То есть выясним, что бы изменилось, если бы у одного и того же автомобиля вместо переднего моста было управляемое колесо. Тогда для трехколесного мотоцикла (автомобиля) будем иметь: $v_з/v_о = 1{,}15$. Это говорит о том, что трехколесный мотоцикл с геометрическими параметрами двухосного автомобиля будет опрокидываться до наступления заноса. Поэтому для улучшения устойчивости центр его масс необходимо сместить ближе к задним колесам.

Особое место среди рассматриваемых колесных машин занимает мотоцикл с коляской. Для него все зависит от направления поворота: если поворот правый, то опрокидывание происходит до наступления заноса, если левый — то сначала имеет место занос. Отсюда следует: для мотоцикла с коляской наиболее опасен правый поворот, т. е. в сторону коляски.

Напомним, что полученные результаты верны для условий движения колесных машин по хорошей дороге ($\varphi_y = 0{,}8$) и, следовательно, с высокими скоростями. По мере же ухудшения сцепных качеств шин и дороги найденные соотношения будут изменяться в пользу уменьшения соотношений $v_з/v_о$, т. е. устойчивость движения будет нарушаться из-за бокового скольжения шин колесной машины, а вероятность опрокидывания — уменьшаться.

Итак, воспользуемся тем, что при нейтральной поворачиваемости автомобиля с эластичными шинами (см. рисунок) углы бокового увода передних δ_1 и задних δ_2 колес равны по величине ($\delta_1 = \delta_2$), а параметр R (расстояние до продольной оси автомобиля) — радиусу поворота R заднего моста автомобиля с жесткими колесами ($\delta_1 = \delta_2 = 0$), $R = OB$.



Схемы движения транспортного средства с недостаточной (а), нейтральной (б) и избыточной (в) поворачиваемостью

Равенство параметра R автомобиля с эластичными шинами радиусу поворота $R = OB$ заднего моста автомобиля с жесткими колесами соблюдается только в случае, когда центр масс автомобиля расположен в середине базы L. Это обстоятельство позволяет построить алгоритм расчета критических скоростей автомобиля на повороте по заносу ($v_з$) и опрокидыванию ($v_о$) следующим образом.

Определяя критические скорости $v_з$ и $v_о$ по формулам № 1 и 2 и полагая $\delta_1 = \delta_2 = 0$, для дорожных условий $\varphi_y = 0{,}8$, $\psi = 0{,}015$ и $\beta = 0$, находим: $R = 10$ м; $v_з = 8{,}8574$ м/с = = 31,89 км/ч; $v_о = 11{,}0717$ м/с = = 39,86 км/ч.

Полученные параметры, повторяем, одинаковы для автомобиля как с жесткими колесами, так и с эластичными шинами только при условии $a = b$ и равном числе колес передней и задней осей. Однако на практике это бывает далеко не всегда. И, например, если взять $a = 1$ м и $b = 2$ м, то для автомобиля с эластичными шинами (за скорость v движения принимаем наименьшую из критических скоростей автомобиля с жесткими колесами $v = v_з = 8{,}8574$ м/с) будем иметь: $\delta_1 = 11{,}40°$; $\delta_2 = 5{,}43°$; $R = 15{,}97$ м; $v_з = 39{,}90$ км/ч; $v_о = 50{,}59$ км/ч. Если же $a = 2$ м, а $b = 1$ м, то $\delta_1 = 5{,}70°$; $\delta_2 = 10{,}86°$; $R = 7{,}77$ м; $v_з = 28{,}41$ км/ч; $v_о = 35{,}77$ км/ч.

Как видим, если в случае жестких колес расположение центра масс не имеет значения, то в случае эластичных шин положение центра масс решающим образом влияет на все параметры устойчивости автомобиля — критические скорости, траекторию, поворачиваемость. Соотношение между углами бокового увода передних и задних колес меняется по мере перемещения центра масс от оси передних колес к оси задних последовательно ($\delta_1 > \delta_2$; $\delta_1 = \delta_2$; $\delta_1 < \delta_2$), предопределяя тем самым изменение поворачиваемости автомобиля от недостаточной к нейтральной, а затем и к избыточной. При этом центр поворота из-за эластичности шин переместится (см. рисунок) из точки О в точку О′, а расстояние от центра поворота до продольной оси автомобиля (радиус R поворота) станет равен R'. Только в случае $\delta_1 = \delta_2$ расстояние от продольной оси до центра поворота не изменится, т. е. $R = R'$ (нейтральная поворачиваемость).

Таким образом, двухосный автомобиль с равным числом колес на осях обладает максимальной потенциальной устойчивостью при размещении центра масс на продольной оси, делящей базу на две равные части ($a = b$). При этом радиус поворота не зависит от эластичности шин.

УДК 629.11.012.55

О КОЭФФИЦИЕНТАХ БУКСОВАНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕСА

(в порядке обсуждения)

М.И. РОМАНЧЕНКО

Белгородская ГСХА

Известно, что коэффициент $\delta_к$ буксования колеса определяется по формуле № 1 (см. таблицу), а входящий в нее радиус $r_к$ колеса в ведущем режиме (кинематический радиус) — по формуле № 2.

Считается, что $\delta_к$ может изменяться в пределах $0 \leqslant \delta_к \leqslant 1$. При этом нижнему пределу ($\delta_к = 0$) соответствует качение колеса в свободном режиме, а верхнему ($\delta_к = 1$) — в режиме полного буксования, при котором $S_N = 0$, а значит, и $r_к = 0$. Таким образом, из рассмотрения заведомо исключается случай буксования колеса, когда оно вращается вокруг своей оси в одну сторону, а сама ось перемещается в противоположную. А ведь в этом случае, если S_N рассматривать как векторную величину, $S_N < 0$, $r_к < 0$ и $\delta_к > 1$. Если гипотетически предположить, что $S_N \to -\infty$, а $N \to 0$, то тогда, согласно формулам № 1 и 2, получается, что $r_к \to -\infty$, а $\delta_к \to \infty$. Следовательно, диапазон изменения $\delta_к$ можно представить в пределах $0 \leqslant \delta_к \leqslant \infty$, что соответствует практически всем возможным случаям качения колеса в ведущем режиме.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\delta_к = 1 - \frac{r_к}{r_{кс}}$	$r_к$ — кинематический радиус колеса; $r_{кс}$ — радиус качения колеса в свободном режиме
2	$r_к = \frac{S_N}{2\pi N}$	S_N — линейное перемещение колеса в режиме свободного качения вокруг этой оси за N оборотов
3	$S_к = 1 - \frac{r_{кс}}{r_{кт}}$	$r_{кт}$ — радиус качения колеса в тормозном режиме
4	$S_к = \frac{r_{кт}}{r_{кс}} - 1$	—
5	$S_к = \frac{r_к}{r_{кс}} - 1$	—

Известно также, что коэффициент $S_к$ скольжения колеса в тормозном режиме дает формула № 3. В нее, как видим, входит радиус $r_{кт}$ качения колеса в тормозном режиме, к которому условно можно отнести и нейтральный, и ведомый режимы с присущими им продольными тормозящими силами, приложенными к элементам контактной площадки беговой дорожки шины со стороны опорной поверхности. Радиус качения может изменяться в пределах $r_{кс} \leqslant r_{кт} \leqslant \infty$, а значит, коэффициент скольжения колеса $S_к$ — в пределах $0 \leqslant S_к \leqslant 1$.

Однако применение формулы № 3 не совсем корректно, поскольку при определении относительной величины $S_к$ используется переменная базовая величина $r_{кт}$. Более логично, думается, формулу для расчета $S_к$ представить в общепринятом для подобных относительных величин виде, т. е. в виде формулы № 4. Тогда величина изменения может находиться в пределах $0 \leqslant S_к \leqslant \infty$. Причем значению $S_к \leqslant 1$ будет соответствовать режим качения со скольжением при сохранении взаимосвязи между силовыми и кинематическими параметрами колеса, описываемой аналитическими зависимостями, а при значениях $1 < S_к \leqslant \infty$ процесс качения непредсказуем с аналитической точки зрения, поскольку взаимосвязь между силовыми и кинематическими параметрами колеса нарушается. То есть применение формулы № 4 позволяет разделить процесс торможения на две фазы: первая — торможение в управляемом режиме, вторая — в неуправляемом, что может иметь практическую ценность при анализе тормозных качеств колесных машин.

Далее. Как видно из сказанного выше, формулы № 1 и 4 имеют одинаковую структуру построения. Отсюда напрашивается вывод: эти формулы возможно и целесообразно трансформировать в одно выражение, определяющее коэффициент буксования колеса в ведущем режиме и коэффициент скольжения колеса в тормозном режиме. И поскольку буксование, по определению, — скольжение в обратном направлении, то термин "коэффициент буксования" может оказаться неуместным, если принять во внимание отрицательное значение коэффициента скольжения при буксовании колеса в случае реализации общего для всех режимов качения выражения коэффициента $S_к$ посредством единой формулы № 5.

И последнее. При описании с помощью формулы № 5 процесса буксования как скольжения в обратном направлении $S_к$ может изменяться в пределах $0 \geqslant S_к \geqslant -\infty$, а при описании процесса торможения как скольжения в прямом направлении — в пределах $0 \leqslant S_к \leqslant \infty$. В общем случае возможные значения коэффициента скольжения могут находиться на всей числовой оси, т. е. в диапазоне $-\infty \leqslant S_к \leqslant \infty$.

УДК 629.1.075

Теория автомобиля: от статики к динамике. Управляемость колесной машины

Канд. техн. наук Е.И. БЛИНОВ

Московский ГУПИ

Управляемость — свойство колесной машины создавать динамические силовые реакции, адекватные управляющим действиям водителя для сохранения выбранной траектории движения. Однако ее суть, т. е. динамические взаимодействия машины как сложноструктурированной пространственной динамической многозвенной системы связанных колебаний ДТУ и подвески, причиной которых является кривизна траектории, в связи с отсутствием моделей с указанными признаками изучена, к сожалению, явно недостаточно. Что, естественно, заметно усложняет процесс проектирования новых машин, требует многочисленных и дорогостоящих натурных испытаний. Поэтому рассматриваемый ниже более экономичный подход к решению данной проблемы, думается, должен быть интересен для практики.

При перемещении по кривой колесная машина совершает сложные движения: абсолютное − поступательное вдоль оси X и два связанных относительных, обусловленных податливостью шин, — линейное боковое (по оси Y) и угловое колебания вокруг вертикальной оси Z, проходящей через выбранную точку.

Пусть колесная машина (рис. 1, *а*), корпус которой представлен в виде жесткого стержня A_1A_n (n — число осей, точки A_i принадлежат центрам осей) движется по кривой с известным (OO') радиусом R кривизны вокруг мгновенного центра кривизны O'. К центру C масс приложены центробежная сила $P_ц$ и сила $P_и$ инерции линейного движения вдоль оси X (при R = const можно говорить о вращательном движении или повороте вокруг точки O').

В начальный момент времени τ_0 корпус A_1A_n разместим в направлении оси X_1 так, чтобы совпадали точки C, O_1 (начало координат неподвижной на плос-

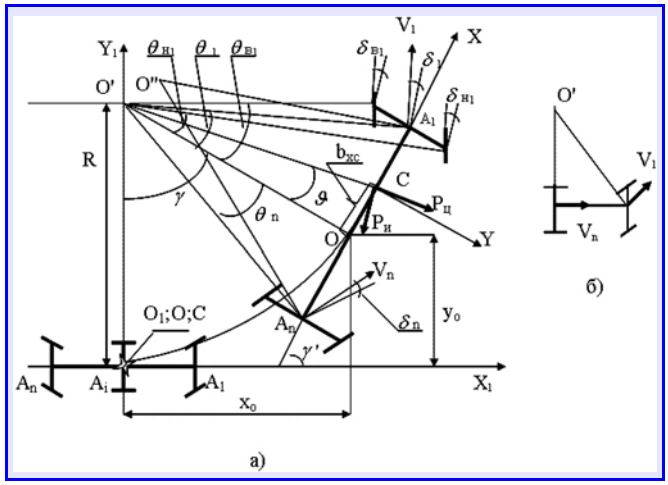


Рис. 1. Общий случай кинематики движения колесных машин (а) и схема определения центра поворота колесной машины (б)

кости системы $Y_1O_1X_1$) и O, принадлежащая корпусу и представляющая собой пересечение перпендикуляра, который опущен из точки O' к корпусу. При этом $\gamma'_0 = \gamma_0 = 0$, $R = R_0$, $b_{xco} = 0$. Считаем, далее, что положение точки O, от которого зависит расстояние b_{xc} до точки C корпуса, известно (мгновенный центр кривизны — пересечение перпендикуляров, восстановленных от векторов скоростей центральных точек любых двух, например, передней и задней, осей машины; для двухосной машины это иллюстрирует рис. 1, *б*. Кроме того, рассмотрим вариант, при котором машина перемещается по криволинейной траектории таким образом, что точка O всегда находится на ней, а положение корпуса в любой момент времени совпадает с касательной в этой точке. Наконец учтем, что корпус A_1A_n жестко связан с подвижными координатами YCX. Значит, поскольку позиция точки O известна, можно считать, что положение корпуса A_1A_n машины на плоскости $Y_1O_1X_1$ исчерпывающе описывается координатами этой точки, определяемыми радиусом R и курсовым углом γ'.

Положение точки C, лежащей почти на криволинейной траектории, тоже зависит от известного пройденного пути $x = S$ (его величину находят при решении общей модели движения колесной машины).

Зная S и допустив, что углы поворота управляемых колес незначительны, можно с небольшой погрешностью записать формулу № 1 (см. таблицу). Тогда координаты точки O на плоскости $Y_1O_1X_1$ будут соответствовать формулам № 2.

Путем простых геометрических выкладок можно доказать, что приращения углов γ' и γ одинаковы. И поскольку принято, что $\gamma'_O = \gamma_O$, то ясно, что и текущие значения углов γ' и γ также равны. Таким образом, позиция корпуса A_1A_n на плоскости $Y_1O_1X_1$ действительно полностью определена.

При движении по кривой корпус A_1A_n совершает, как сказано выше, не только поступательное движение, но и поворачивается вокруг вертикальной оси Z, которая, допустим, проходит через центр масс машины. В результате точки A_i центров его осей перемещаются по направлениям векторов V_i, перпендикулярным к отрезкам $O'A_i$. Векторы V_i с осью X образуют углы θ_i, которые с углами поворота внутренних ($\theta_в$) и наружных ($\theta_н$) по отношению к центру поворота колес связаны формулой № 3.

Но из рисунка также видно, что внутренние и наружные колеса, чтобы избежать их скольжения, при качении должны быть повернуты на разные углы. Причем $\theta_{в_i} > \theta_{н_i}$. Это обеспечивается конструкцией рулевой трапеции в соответствии с формулой № 4.

Значения углов $\theta_{в_1}$ и $\theta_{н_1}$ формально можно, очевидно, получить, совместно решив уравнения № 3 и 4. Однако точное аналитическое решение здесь невозможно. Поэтому поступим следующим образом.

Пренебрегая функцией тангенса и подставляя $\theta_{н_1}$ из формулы № 3 в формулу № 4, получаем квадратное уравнение (формула № 5), точное решение которого — формула № 6, а приближенное (считая, что $d_{x_i} = B$) — формула № 7.

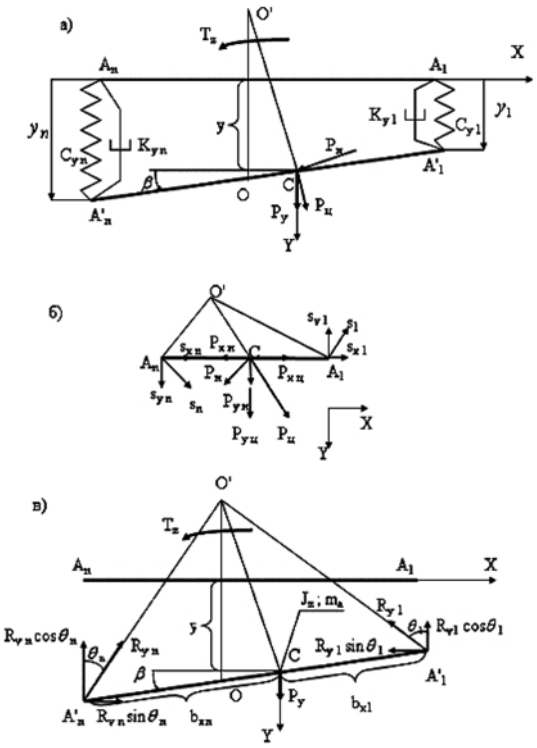


Рис. 2. Схемы, использованные при составлении уравнений поперечно-угловых колебаний колесной машины:
а — исходная расчетная; *б* — разложения векторов и сил $P_ц$ и $P_и$; *в* — динамической модели с отброшенными связями

Разлагая функцию $\sqrt{1+\theta_i^2}$ в ряд Тейлора в окрестностях $\theta_i = 0$ (т.е. полагая углы поворота колес малыми) до первой ненулевой производной и пренебрегая остальными членами ряда, а также считая, что значение $\theta_{н_i}$ не может иметь отрицательный знак, получаем формулу № 8.

Зная $\theta_{в_i}$, из формулы № 3 легко получить и значение $\theta_{н_i}$.

У большинства колесных машин не все оси управляемые. Поэтому колеса неуправляемых осей катятся со скольжением, усиливая склонность их к заносу, которая пропорциональна углу рассогласования направления V_i с вектором касательной продольной реакции, приложенным в центре той же оси.

Таковы кинематические связи криволинейного движения колесных машин с жесткими колесами. На самом же деле их шины обладают упругодемпфирующими свойствами, идентифицируемыми в направлении оси Y коэффициентами жесткости (C_{y_i}) и демпфирования (K_{y_1}). Чтобы учесть данное обстоятельство, рассмотрим рис. 2, *а*, на котором корпус $A'_1A'_n$ совершает в плоскости опорной поверхности плоскопараллельное движение на упругодемпфирующих основаниях (шинах) относительно его положения A_1A_n, которое характеризует качение машины на жестких

колесах. Это движение — относительное и в данном случае описывается двумя независимыми координатами β и Y с начальными значениями $\beta_o = y_o = 0$.

Перемещения y_i точек A_i в направлении Y *в относительном движении* можно найти из геометрии рисунка 2, *а* (их скорости $\dot{y}$ берутся как производные по времени). Для этого предназначена формула № 9. Полная же деформация Y_{A_i} шин состоит из относительных перемещений y_i и перемещений $s_i = V_i\Delta\tau$ центров осей в направлении векторов V_i. После разложения s_i (рис. 2, *б*) по направлениям Y и X получаем формулы № 10 для суммарного перемещения y_{A_i} и скорости $\dot{y}_{A_i}$ точек A_i.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\gamma = \gamma' = \frac{S \pm b_{xc}}{R}$	«+», «−» — точка O расположена соответственно впереди (по ходу движения машины) и сзади точки C
2	$x_0 = R\sin\gamma'$; $y_0 = R(1 - \cos\gamma')$	—
3	$\theta_i = \frac{\theta_{в_i} + \theta_{н_i}}{2} = \operatorname{arctg}\frac{b_{x_i}}{R}$	b_{x_i} — расстояние от центров осей до центра масс машины
4	$\frac{1}{\operatorname{tg}\theta_{н_i}} - \frac{1}{\operatorname{tg}\theta_{в_i}} = \frac{B}{d_{x_i}}$	B — шкворневая колея оси (машины); $d_{x_i} = b_{x_i} \pm b_{xc}$; знаки «+», «−» используются для осей, расположенных впереди и сзади центра масс соответственно
5	$\frac{\theta_{в_i}^2 B}{d_{x_i}} + 2\theta_{в_i}(B - \frac{\theta_i B}{d_{x_i}}) - 2\theta_i = 0$	—
6	$\theta_{в_i 1,2} = \frac{\theta_i B - d_{x_i} \pm \sqrt{d_{x_i} + \theta_i^2 B^2}}{B}$	—
7	$\theta_{в_i 1,2} = \theta_i - 1 \pm \sqrt{1 + \theta_i^2}$	—
8	$\theta_{в_i} = \theta_i(1 + \frac{\theta_i}{k})$	$k = 1{,}5 \div 3{,}7$ — поправочный коэффициент, величина которого зависит от B и d_{x_i}
9	$y_i = y \mp b_{x_i}\sin\beta$ $\dot{y}_i = \dot{y} \mp b_{x_i}\cos\beta\dot{\beta}$	«−», «+» — для осей, расположенных соответственно впереди и сзади точки C
10	$y_{A_i} = y_i \mp s_{y_i} = y_i \mp s_i\sin\theta_i$ $\dot{y}_{A_i} = \dot{y}_i \mp V_{y_i} = \dot{y}_i \mp (V_i\sin\theta_i + s_i\cos\theta_i\dot{\theta}_i)$	То же
11	$J_z\ddot{\beta} = \sum^n \pm R_{y_i в,\,н} b_{x_i}\cos\theta_{iв,\,н}\cos\beta + \sum^n \mp R_{y_i в,\,н}\sin\theta_{iв,\,н}(b_{y_i л,\,п} \mp b_{x_i}\sin\beta) + T_z$ $m_a\ddot{y} = -\sum^n R_{y_i в,\,н}\cos\theta_{iв,\,н} + P_y$	Поворот влево — во втором слагаемом совместно используются параметры с индексами «в», «л» и «н», «п»; вправо — «в», «п» и «н», «л»;.знак «+» в (11) и (12) при R_y и R_x, если их момент действует против хода часов; при повороте вправо и торможении знаки асимметричны; $b_{y_i л,\,п}$ — расстояния от продольной линии, проходящей через центр масс системы, до колес левого, правого бортов i-й оси
12	$T_z = \sum^n R_{x_i в,\,н} b_{x_i}\sin\theta_{iв,\,н}\cos\beta + \sum^n \mp R_{x_i в,\,н}\cos\theta_{iв,\,н} \times (b_{y_i л,\,п} \mp b_{x_i}\sin\beta)$	R_x — касательные реакции; сочетание параметра $b_{y_i л,\,п}$ с другими членами второго слагаемого такое же, как в (11)
13	$P_y = -\sum^n R_{x_i в,\,н}\sin\theta_{iв,\,н} + P_ц\cos\vartheta\cos\Theta \pm P_и\sin\vartheta + G_a\sin\Theta$	$P_ц = m_a v_a^2/R$ — центробежная сила; $\vartheta = \operatorname{arctg}(b_{xc}/R)$; Θ — угол косогора; $P_и = \ddot{x}\,m_a$ — сила инерции; m_a — масса машины
14	$R_{y_i в,\,н} = K_{y_i в,\,н}\dot{y}_{A_i в,\,н} + C_{y_i в,\,н} y_{A_i в,\,н}$	K_y, C_y — коэффициенты демпфирования и жесткости шин в боковом направлении
15	$\delta_{iв,\,н} = \frac{R_{y_i в,\,н}}{k_{y_i в,\,н}}$	k_y — коэффициент сопротивления уводу

Относительное движение системы происходит за счет внешних обобщенных сил: момента T_z, действующего вокруг вертикальной оси Z, которая проходит, например, через точку C центра масс, и силы P_y, направленной вдоль оси Y (разложение сил $P_ц$ и $P_и$ по осям X и Y дано на рис. 2, *б*).

Таким образом, становится возможным составить дифференциальные уравнения, описывающие изменение независимых координат β и y. Для чего нужно отбросить связи, заменить их внутренними силами R_{y_i} (рис. 2, *в*), направленными в сторону, противоположную деформации, т. е. к центру поворота, и разложить R_{y_i} по направлениям X и Y. В итоге можно записать формулы № 11. Входящие в них обобщенные силовые факторы (T_z и R_y) определяются по формулам № 12 и 13. (Заметим, что при движении машины по кривой следует учитывать слагаемое $\sum^{n} R_{y_i вн} \sin(\theta_{iвн} - \delta_{iвн})$, увеличивающее силу сопротивления качению в связи с боковой деформацией шин.

Динамические реакции шин определяются в соответствии с формулой № 14. В системе с внутренними упругими связями ведущий ее элемент, находящийся под действием внешних сил, всегда опережает ведомый. При повороте эластичного колеса роль первого играет его диск, имеющий вектор скорости V, а роль второго — участок шины в пятне контакта с вектором скорости V'. Угол между этими векторами называют углом увода.

Необходимым и достаточным условием качения колеса с уводом является наличие двух факторов — эластичности колеса и боковой силы. Сам же увод определяет тип поворачиваемости машины. Так, если у двухосного АТС $\delta_2 > \delta_1$, то он обладает избыточной, ухудшающей управляемость и устойчивость, поворачиваемостью; если $\delta_2 < \delta_1$ — недостаточной; при $\delta_2 = \delta_1$ говорят о нейтральной поворачиваемости.

Угол увода определяется через боковую реакцию $R_{y_i в,н}$ (формула № 15) шины, имеющую упругодемпфирующую природу, что обуславливает при движении

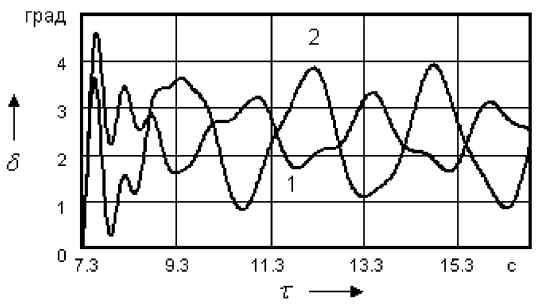


Рис. 3. Динамика углов увода переднего (1) и заднего (2) колес левого борта автомобиля МАЗ-5335 при $b_{ул} \neq b_{уп}$; левом повороте; изменении угла от нуля до 90°; скорости входа в поворот, равной 30 км/ч; радиусе поворота 50 м; угле косогора, равном нулю

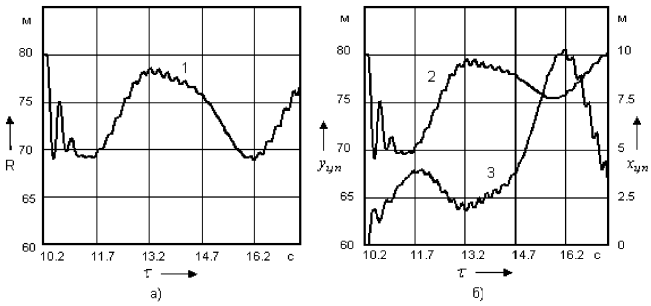


Рис. 4. Динамика параметров поворота автомобиля ВАЗ-1111 с поперечно-симметричной схемой подвески в осях Y_1OX_1 при статическом радиусе поворота, равном 80 м, и скорости входа в поворот, равной 50 км/ч:

1 — изменение динамического радиуса поворота; *2* — изменение ординаты точки *O"*; *3* — изменение абсциссы точки *O"*

непостоянство (рис. 3) углов $\delta_{i в,н}$ и их соотношения как по бортам, так и по осям колесной машины. Как видим, величины углов $\delta_{1в}$ и $\delta_{1н}$, за исключением начального периода входа в поворот, изменяются в противофазе. Отсюда следует, что избыточная или недостаточная поворачиваемость не является постоянным свойством машины.

Движение по кривой характеризуется углами γ', $\delta_{i в,н}$ и $\theta_{i в,н}$, координатами точки O' мгновенного центра O' кривизны и ее радиусом R, а также расстоянием $b_{сх}$. Их определение и является задачей управляемости.

Формулы расчета трех из этих параметров, γ', $\delta_{iвн}$ и $\theta_{iвн}$, приведены выше. Зная значения последних и используя приемы линейной алгебры, можно найти и остальные параметры. В случае, когда пренебрегают динамикой системы в целом или в боковом направлении, решение частной задачи определения координат центра поворота и величины R (и подчиненной ей общей задачи управляемости) становится неадекватным, поскольку эти параметры зависят от нестационарных углов увода и поэтому должны переопределяться в каждый момент времени. В динамической же модели движения по кривой (рис. 4) эта задача решается успешно.

Как видим, в результате создания и реализации динамической модели управляемости были определены углы поворота и увода управляемых колес, боковые реакции и курсовой угол, а также другие необходимые динамические и кинематические связи и параметры, что позволяет решить весь комплекс задач, связанных с изучением управляемости колесных машин. С другой стороны, в модель управляемости входят независимые координаты и выявленные на их основе силовые факторы, полученные в результате решения динамических моделей ДТУ и подвески ("АП", 2007, № 12). Таким образом, модель управляемости становится частью глобальной модели движения колесной машины, а задача управляемости решается в общем виде.

УДК 621.43.04

Поиск неисправностей электронных систем зажигания

Канд. техн. наук В.А. НАБОКИХ

МГТУ "МАМИ"

У двигателя с классической контактной системой зажигания водитель, обладая некоторыми навыками, мог устранить практически все ее неисправности. Причем с помощью простейших приборов и приспособлений. Например, щупом, контрольной лампой и тестером можно было отрегулировать угол замкнутого состояния контактов прерывателя, установочный угол опережения зажигания, определить короткие замыкания в первичной цепи и т. д., а с помощью стробоскопа — оценить работу центробежного или вакуумного регулятора УОЗ. Затем появились электронные системы зажигания, что усложнило процесс поиска неисправностей: возникла необходимость в диагностировании довольно сложного электронного прибора — транзисторного или тиристорного коммутатора. Причем сами системы стали бесконтактными. И навыков диагностирования классических контактных систем зажигания оказалось уже недостаточно. Наконец, двигатели начали оснащать микропроцессорными системами управления зажиганием и впрыскиванием топлива, для диагностирования неисправностей которых нужны весьма сложные электронные устройства — сканеры и мотор-тестеры.

Такое усложнение систем зажигания совершенно не означает, что все их отказы вызваны какими-то принципиально новыми причинами. Наоборот, они, по существу, те же, что и у классических контактных систем. Например, при любой системе отсутствие высокого напряжения на свечах зажигания обусловлено, как правило, пробоем изоляции проводов высокого напряжения, образованием нагара на тепловом конусе свечи, перекрытием ее изолятора, пробоем или зависанием центрального уголька крышки распределителя; пробоем или сгоранием помехоподавляющего резистора в бегунке распределителя бесконтактных систем зажигания, обрывом первичной обмотки катушки зажигания и пробоем выходного транзистора коммутатора или модуля зажигания; затрудненный пуск двигателя или работа его с перебоями — образованием нагара на свечах; "перекрытием" крышки распределителя по участкам загрязненной поверхности и ее пробоем; межвитковыми замыканиями в обмотках катушки. Но, разумеется, у каждой из систем есть и свои особенности. Например, у микропроцессорных систем управления зажиганием и впрыскиванием топлива бензиновых двигателей сбои в работе очень часто вызываются окислением контактов разъемных соединителей транзисторного коммутатора или контроллера из-за попадания на них влаги, охлаждающей жидкости, масла или бензина, отказом датчиков детонации, температуры всасываемого воздуха или охлаждающей жидкости; пробоем выходного транзистора контроллера или нарушением программы его работы.

Все перечисленные выше неполадки неизбежно сказываются на форме разрядного процесса между электродами свечей или напряжения катушки зажигания в первичной цепи. Поэтому их проще всего выявлять с помощью осциллографа или мотор-тестера. Тем более что в микропроцессорных системах управления применяется встроенная система диагностирования, которая постоянно контролирует параметры и заносит в память электронного блока обнаруженные неисправности (отклонения рабочих параметров системы и ее компонентов) в виде кодированного сигнала. При этом на панели приборов загорается диагностическая лампа с надписью "проверка двигателя" или на индикатор с рисунком двигателя выдается мигающий сигнал. Причем в памяти контроллера фиксируются "текущая" неисправность, присутствующая в настоящий момент, "однократная" или "многократная". "Однократная" хранится в памяти в течение 2 ч, после чего автоматически удаляется, а "многократная", т. е. наблюдаемая свыше 2 мин, хранится постоянно (до отключения бортовой аккумуляторной батареи или стирания кодов неисправностей с помощью сканера). Но кроме сканеров и мотор-тестеров для проверки микропроцессорных систем управления зажиганием с контроллерами типа МИКАС 5.4 и МКД 105, можно использовать и визуальный метод. Например, при замыкании между собой двух клемм диагностического разъема на бортовом диагностическом световом табло выводятся цифровые коды: "12", что означает "режим самодиагностирования" или "система полностью исправна"; "15" — "короткое замыкание в цепи датчика абсолютного давления", "16" — "обрыв цепи датчика абсолютного давления" и т. д.

Однако определять неисправности электронных систем зажигания можно и более простыми, привычными для водителей приемами. В частности, ежедневно ими пользуются перед выездом на линию, проверяя работоспособность выключателя зажигания, надежность электрических контактов в цепях зажигания, состояние высоковольтных проводов и катушек, надежность крепления всех приборов на двигателе и чистоту наружных поверхностей высоковольтных деталей. В сомнительных случаях неоценимую помощь могут оказать вольтметр, мультиметр, тестер с высоким входным сопротивлением. Причем проверку исправности аппаратов зажигания непосредственно на автомобиле с их помощью следует проводить, соблюдая определенные правила и последовательность операций.

Так, первичную цепь любой системы зажигания нужно проверять, начиная с плюсового вывода АКБ и двигаться по цепи до выключателя зажигания, клеммы первичной обмотки катушки зажигания, разъема коммутатора. Признак неисправности — наличие напряжения в каждой контрольной точке. Если оно есть,

неисправна высоковольтная часть (вторичная цепь) системы. Проверяют ее "на искру", т. е. на наличие высокого напряжения в виде искрового разряда между центральным проводом катушки зажигания и "массой". Однако следует иметь в виду: для контроля исправности вторичной цепи у бесконтактных и микропроцессорных систем зажигания высокой энергии метод проверки "на искру" без диагностического разрядника применять нельзя. Но это не проблема: такой разрядник легко изготовить из двух неисправных свечей зажигания (без боковых электродов). Роль "массы" в данном устройстве выполняют корпуса свечей, ввернутых в металлический П-образный лист, навстречу друг другу, а зазор между центральными электродами регулируется вворачиванием или выворачиванием из листа корпусов свечей. Исправность же свечей на четырехцилиндровом двигателе целесообразнее всего проверять хорошо известным каждому водителю способом — последовательным отключением высоковольтных проводов, идущих на свечи зажигания от датчика-распределителя или от высоковольтных клемм двухвыводных катушек зажигания.

Все это, конечно, способы, которые приходится применять в нештатных ситуациях типа "ехать надо, а система зажигания неисправна". Для гарантирования надежности аппаратов систем зажигания они должны при каждом четвертом ТО-2, т. е. через 40—60 тыс. км проходить углубленное обслуживание — со снятием их с автомобиля и проверкой всех электрических и механических характеристик. Например, в случае бесконтактных и микропроцессорных систем зажигания — путем осциллографирования рабочих процессов транзисторного коммутатора: времени открытого состояния выходного транзистора, скорости нарастания вторичного напряжения, параметров искрового разряда. Но при ТО-2 и отсутствии стенда и мотор-тестера можно обходиться стробоскопом: он позволяет точно установить угол опережения зажигания, проверить исправность вакуумного и центробежного регуляторов УОЗ.

Первая из этих операций выполняется при отключенном вакуумном регуляторе: при правильной установке УОЗ подвижная метка на минимальной частоте вращения коленчатого вала в свете лампы стробоскопа "стоит" против неподвижной метки; при исправном центробежном регуляторе плавное увеличение частоты вращения коленчатого вала ведет к синхронному расхождению меток. Исправность вакуумного регулятора проверяют путем быстрого его подсоединения на устойчивой частоте вращения коленчатого вала в режиме холостого хода: если подвижная метка при этом резко отклонилась, то автомат исправен.

У микропроцессорных систем зажигания устанавливать начальный УОЗ не нужно. Проверяют только зазор между датчиком угловых импульсов и венцом маховика (должен находиться в пределах 0,3—1,2 мм) и сопротивление его обмотки (850—900 Ом). По сопротивлениям проверяют и другие датчики — температуры охлаждающей жидкости (~43 кОм), положения дроссельной заслонки (в одном крайнем положении — 700—1300 Ом, во втором — 2600 Ом). Точно такой же проверке подвергается и катушка зажигания. При этом сопротивление первичной обмотки двухвыводных катушек должно находиться в пределах 0,026—0,03 Ом, а вторичной — 4—5 кОм; у маслонаполненных катушек бесконтактных систем зажигания — соответственно 0,4—0,5 Ом и 4,5— 5,5 кОм.

Контроллеры оценивают диагностическими тестерами типа DST2, "АСКАН 8" и диагностическими картами.

На работу двигателя и показатели токсичности его отработавших газов, топливной экономичности и мощности очень сильное влияние оказывают, как известно, свечи зажигания. Поэтому даже простой их осмотр может дать много полезной информации. Например, тонкий слой светло-серого или светло-коричневого налета говорит об исправности двигателя и соответствии свечи по калильному числу этому двигателю; матовый слой черной копоти — о ненормальной работе системы топливоподачи, низком качестве топлива или разрегулировании системы зажигания и т.п.

Технология проверки исправности свечей зажигания хорошо известна, поэтому останавливаться на ней смысла нет. Следует лишь отметить одно: если в свечу встроен помехоподавляющий резистор, то нужно проверить его сопротивление: оно должно быть ~5 кОм.

И последнее. Поскольку трущиеся детали центробежных регуляторов УОЗ, ось рычажка и кулачковой муфты датчика-распределителя бесконтактных систем зажигания в процессе эксплуатации подвергаются износу, то они требуют систематической смазки. Кроме того, эти детали и высоковольтные элементы катушки зажигания нужно проверять на чистоту, так как они очень чувствительны к загрязнениям: при их наличии резко ухудшаются электрические характеристики системы зажигания, что становится причиной перебоев в искрообразовании, увеличения расхода топлива и повышенного содержания вредных веществ в отработавших газах двигателя, падения его мощности.

УДК 629.621.018.66

Уточненный метод диагностирования автомобилей по комплексу взаимосвязанных параметров

Канд. техн. наук В.С. МАЛКИН, В.Е. ЕПИШКИН

Тольяттинский ГУ

Автоматизация процессов диагностирования автомобилей — давно назревшая проблема. Но и довольно сложная. Уже хотя бы потому, что любой диагноз, как правило, ставится не по одному, а по нескольким признакам, т. е. их совокупности. При этом человек-диагност интуитивно по ней "догадывается" о наиболее вероятном диагнозе. Автоматическая же диагностическая система должна все просчитывать. Иначе она просто не может работать. А для этого в ней должен быть заложен алгоритм постановки диагноза, на основании которого может действовать некоторая схема (в общем случае — ЭВМ).

Однако здесь есть одна сложность. При изменении технического состояния автомобиля различные неисправности могут частично сопровождаться одинако-

выми их признаками (значениями диагностических параметров), имеющими случайный разброс из-за ошибок измерения, различных сочетаний режимов работы разных элементов конструкции автомобиля и т. п. Кроме того, наличие или отсутствие диагностического параметра Y_j при определенном диагнозе D_i само по себе не является достоверным событием ("1" или "0"), а событием, возникающим с некоторой условной вероятностью $0 \leqslant P_{D_i}(Y_j) \leqslant 1$.

Наблюдая за большой группой автомобилей, можно установить, как часто, т. е. с какой вероятностью $P(D_i)$, встречаются интересующие нас диагнозы D_j, а также с какой вероятностью $P_{D_i}(Y_j)$ при этих диагнозах встречаются принятые для разрабатываемой системы диагностические параметры Y_j. В частности, наиболее вероятный диагноз $P_{Y_i}(D_i)$ при наблюдении параметра Y_j можно рассчитать по известной в теории вероятностей формуле Бейеса, которая применительно к диагностированию имеет вид формулы № 1 (табл. 1). Если же диагноз ставится по нескольким признакам, в нее вместо единичного параметра Y_j будет записываться комплекс параметров $Y_j^* = \{Y_1, Y_2, Y_3, ..., Y_д\}$. И вероятность $P_{D_i}(Y_j^*)$ совместного наблюдения независимых признаков, составляющих анализируемый комплекс диагностических параметров, будет, очевидно, представлять собой произведение вероятностей наблюдения каждого диагностического параметра (формула № 2). А если в каком-то конкретном случае в комплексе некоторые признаки отсутствуют, то в формулу № 2 вводится вероятность отсутствия диагностического параметра (формула № 3).

Вероятность наблюдения комплекса признаков по всем m диагнозам определяют по формуле полной вероятности (как математическое ожидание), т. е. по формуле № 4.

Систему автоматического диагностирования — так же, как и человека-диагноста, нужно обучать, т. е. корректировать матрицу вероятностей по мере накопления опытных данных. С этой целью в памяти ЭВМ следует хранить не только вероятности $P(D_i)$ и $P_{D_i}(Y_j)$, но и общее число N объектов, по которым определялись вероятности $P(D_i)$ диагнозов, а также число N_{ij} объектов с признаком Y_j при диагнозе D_i. И если поступает новый объект с диагнозом D_k, то прежние априорные вероятности придется корректировать по формулам № 5 и 6. После этого числу объектов N присваивается новое значение ($N' = N + 1$). Вероятности же признаков корректируются (по формулам № 7 и 8) только для строки матрицы с диагнозом D_k. После чего объем выборки увеличивается, и ему присваивается новое значение N'_{kj} ($N'_{kj} = N_{kj} + 1$).

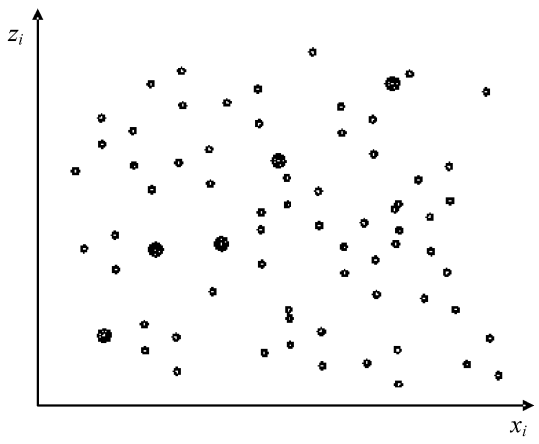
Таким образом, после диагностирования очередного автомобиля и подтверждения фактического диагноза по результатам разборки узла или каким-либо другим образом оператор должен вносить коррективы в диагностическую матрицу. В результате диагностическая система "обучается", "набирается опыта", что фактически имитирует рост профессионализма человека, занимающегося диагностированием.

К сожалению, рассмотренный выше метод расчета наиболее вероятного диагноза справедлив только при условии, когда диагностические параметры не зависят друг от друга. Если какая-то зависимость между ними есть, точность расчетов на основании формулы № 1 может быть существенно ниже. Например, вероятность наблюдения комплекса из трех независимых параметров, каждый из которых наблюдается при некотором диагнозе с вероятностью $P_{D_i}(Y_j) = 0{,}5$, выразится как $P_{D_i}(Y_j^*) = 0{,}5^3 = 0{,}125$. Однако если эти параметры связаны жестко, т. е. по существу представляют собой один параметр, то их комплекс наблюдается с вероятностью $P_{D_i}(Y_j^*) = 0{,}5$.

В общем случае вероятность наблюдения комплекса признаков должна рассчитываться на основании известной в теории вероятности формулы условной вероятности (формула № 9).

При экспериментальном определении условной вероятности (например, вероятность $P_{D_i}(Y_2/Y_1)$ из общего числа N_i взятых под наблюдение автомобилей с диагнозом D_i нужно подсчитать то их число, которое одновременно имеют диагностические параметры Y_2 и Y_1, и разделить его на общее число автомобилей, имеющих первый параметр. При этом очевидно: если $P_{D_i}(Y_1) < 1$, то число автомобилей с Y_1 будет меньше объема N_i выборки. Это означает, что условные вероятности будут рассчитываться по уменьшающимся статистическим выборкам, что, как известно, снижает точность получаемых результатов. Так что закладывать в автоматическую систему диагностирования данную идеологию вряд ли есть смысл.

Однако это лишь на первый взгляд. Опытные практики-диагносты знают, что во многих случаях именно стойкое сочетание взаимосвязанных признаков является наиболее информативной характеристикой диагноза, даже если комплекс таких признаков встречается нечасто. Поэтому, если решить проблему выявления связей между случайными величинами, то рассматриваемая задача становится решаемой. А это вполне возможно с помощью корреляционного анализа. И, в частности, с помощью самого простого способа его реализации — графического представления результатов наблюдений, при котором в масштабе по одной оси откладывают значения фактора (например, x_i), а по другой — значения соответствующего тому же объекту наблюдения фактора z_i (рисунок).



№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_{Y_j}(D_i) = \frac{P(D_i)P_{D_i}(Y_j)}{P(Y_j)}$	$P_{Y_j}(D_i)$ — вероятность D_i-го диагноза при наблюдении Y_j-го диагностического параметра; P_{D_i} — вероятность наблюдения Y_j-го параметра по всем диагнозам
2	$P_{Di}(Y_j^*) = P_{Di}(Y_1) \cdot P_{Di}(Y_2) \cdot \ldots \cdot P_{Di}(Y_g)$	g — число диагностируемых параметров
3	$P_{D_i}(\tilde{Y}_k) = 1 - P_{D_i}(Y_k)$	$P_{D_i}(\tilde{Y}_k)$ — вероятность отсутствия признака; $P_{D_i}(Y_k)$ — вероятность его наблюдения
4	$P(Y_j^*) = \sum_{i=1}^{m} P(D_i)P_{Di}(Y_j^*)$	—
5	$P(D_i)' = \frac{N_i}{N+1} = \frac{N_i}{N} \cdot \frac{N}{N+1} = P(D_i) \cdot \frac{N}{N+1}$	$i = 1, 2, 3, \ldots, m$ при $i \neq k$; N — число наблюдаемых автомобилей; N_i — число автомобилей с диагнозом D_i
6	$P(D_k)' = \frac{N_k+1}{N+1} = P(D_k)\frac{N}{N+1} + \frac{1}{N+1}$	$P(D_k)'$ и $P(D_k)$ — новое и старое значения вероятности соответственно; N_k — число автомобилей с диагнозом D_k
7	$P_{D_k}(Y_j)' = \frac{n_{k_j}}{N_{k_j}+1} = \frac{n_{k_j}}{N_{k_j}} \cdot \frac{N_{k_j}}{(N_{k_j}+1)} = \frac{P_{D_k}(Y_j)N_{k_j}}{N_{k_j}+1}$	$P_{D_k}(Y_j)'$ и $P_{D_k}(Y_j)$ — новое и старое значения вероятности соответственно; n_{k_j} — число объектов, у которых диагностический признак наблюдается; N_{k_j} — общее число объектов, для которых рассчитывается вероятность наблюдения признака
8	$P_{D_k}(Y_j)' = \frac{n_{k_j}+1}{N_{k_j}+1} = P_{D_k}(Y_j) \cdot \frac{N_{k_j}}{N_{k_j}+1} + \frac{1}{N_{k_j}+1}$	—
9	$P_{D_i}(Y_j^*) = P_{D_i}(Y_1) \cdot P_{D_i}(Y_2/Y_1) \cdot P_{D_i}(Y_3/Y_1Y_2) \times \times P_{D_i}(Y_4/Y_1Y_2Y_3) \cdot \ldots \cdot P_{D_i}(Y_g/Y_1Y_2 \ldots Y_{g-1})$	$P_{D_i}(Y_1)$ — вероятность наблюдения первого параметра; $P_{D_i}(Y_2/Y_1)$ — вероятность наблюдения второго параметра, если наблюдается первый и т. д.
10	$r = \frac{\mu_{x/z}}{\sigma_x \sigma_z}$	$\mu_{x/z} = \sum_{i=1}^{N}(x_i - \bar{x})(z_i - \bar{z})/N$ — корреляционный момент; $\bar{x}$ — среднее значение величины x; $\bar{z}$ — среднее значение величины z; σ_x и σ_z — средние квадратические отклонения случайных величин
11	$\bar{Y}_1 = \frac{1 \cdot N + 0 \cdot \tilde{N}_1}{N} = \frac{n_{10}+n_{11}}{N}$; $\bar{Y}_2 = \frac{n_{01}+n_{11}}{N}$	—
12	$\sigma_1 = \sqrt{\frac{(1-\bar{Y}_1)^2(n_{10}+n_{11}) + (0-\bar{Y}_1)^2(n_{01}+n_{00})}{N}}$	—
13	$\mu_{1/2} = \{(1 - \bar{Y}_1)(1 - \bar{Y}_2)n_{11} + (1 - \bar{Y}_1)n_{10} + (0 - - \bar{Y}_1)(1 - \bar{Y}_2)n_{01} + (0 - \bar{Y}_1)(0 - \bar{Y}_2)n_{00}\}/N$	—
14	$P(Y_1) = \frac{n_{10}+n_{11}}{N}$; $P(Y_2) = \frac{n_{01}+n_{11}}{N}$ $P(Y_2/Y_1) = \frac{n_{11}}{n_{10}+n_{11}}$	—
15	$r = \frac{P(Y_1) \cdot [P(Y_2/Y_1) - P(Y_2)]}{\sqrt{\{[1-P(Y_1)] \cdot [1-P(Y_2)] \cdot P(Y_1) \cdot P(Y_2)\}}}$	—
16	$t = \frac{r}{\sqrt{1-r^2}} \cdot \sqrt{N-2}$	—
17	$C_g^2 = \frac{g!}{2!(g-2)!}$	g — число диагностируемых параметров; C_g^2 — число парных сочетаний параметров

При хаотичном расположении большого числа точек из рисунка можно сделать вывод: парная связь между x_i и z_i отсутствует. Но если точки группируются таким образом, что прослеживается нарастание z_i по мере увеличения x_i, то это будет указывать на наличие прямой парной связи случайных величин. Причем количественно теснота парной связи между случайными величинами может быть определена коэффициентом корреляции, выражаемым формулой № 10.

При разработке автоматической системы диагностирования наличие диагностического параметра Y_1 или Y_2 можно принимать за "1", а отсутствие за "0". Тогда по результатам обследования N автомобилей то их число, у которых наблюдаются оба диагностических параметра, обозначим через n_{11}, а у которых оба параметра не наблюдаются — через n_{00}; если параметр Y_1 есть, а параметр Y_2 отсутствует —через n_{10}, если параметр Y_1 отсутствует, а Y_2 наблюдается — через n_{01}. Следовательно, число автомобилей, имеющих диагностический параметр Y_1, будет, очевидно, равно $N_1 = n_{10} + n_{11}$, а автомобилей, не имеющих этого параметра — $\tilde{N}_1 = n_{01} + n_{00}$. Средние по всей выборке N автомобилей величины параметров Y_1 и Y_2 можно найти как математическое ожидание (по формуле № 11), среднее квадратическое отклонение σ_1 величины параметра Y_1 — по формуле № 12 и аналогичным образом — среднее квадратическое отклонение σ_2 второго диагностического параметра Y_2. Корреляционный момент $\mu_{1/2}$ для решаемой задачи может быть подсчитан по формуле № 13.

Затем, используя формулы № 10, 12 и 13, легко получить формулу для расчета коэффициента r парной корреляции. И делается это следующим образом.

Вероятности наблюдения диагностических параметров при некотором диагнозе выражаются формулами № 14 (индексы обозначения диагноза для простоты записи формул опущены). И если в формуле № 10 для коэффициента корреляции средние значения диагностических параметров (формулы № 11 и 12) заменить равными им их вероятностями (формула № 14), то после математических преобразований и получается окончательная формула № 15 коэффициента парной корреляции диагностических параметров, в справедливости которой можно убедиться на основании следующих рассуждений.

Если диагностические параметры Y_1 и Y_2 находятся в жесткой связи и всегда наблюдаются только вместе, то $P(Y_2/Y_1) = 1$ и $P(Y_1) = P(Y_2)$. В этом случае рассчитанный по формуле № 15 коэффициент r равен единице ($r = 1$), что подтверждают принятые условия. Если доля автомобилей, имеющих параметр Y_2, в общем их числе (выборке) N такая же, как и доли автомобилей, имеющих оба параметра, и параметр Y_1, то связи между параметрами нет. В этом случае $P(Y_2/Y_1) = P(Y_2)$, а $r = 0$, что и следовало доказать.

Существенным преимуществом использования коэффициента корреляции для выражения парной связи случайных величин является наличие возможности объективной оценки существенности его значения с помощью коэффициента Стьюдента (формула № 16). Следует иметь в виду, что и здесь действует закон объема выборки: чем меньше проведено опытов, тем больше вероятность ошибочного заключения по поводу наличия связи между случайными величинами. Например, приведенный выше рисунок отражает довольно большое число обследованных объектов с независимыми величинами x_i и z_i. Но допустим, что таких объектов было лишь пять и их характеризуют точки, обведенные двойным кружком. Судя по этим точкам, можно сделать ошибочное заключение о том, что связь между случайными величинами есть.

При оценке существенности коэффициента корреляции следует по формуле № 1 рассчитать коэффициент t Стьюдента и сравнить его с табличным значением $t_т$ данного коэффициента. Если $t > t_т$, то коэффициент r корреляции значим (существенно отличается от нуля) и связь между случайными величинами прослеживается; если $t < t_т$, то связь между случайными величинами нельзя считать доказанной. Например, при обследовании 20 автомобилей ($N = 20$) определили вероятности наблюдения двух диагностических параметров и по формуле № 15 получили $r = 0{,}65$. Расчетное значение коэффициента t Стьюдента по формуле № 16 оказалось равным 3,629; табличное значение $t_т$ при доверительной вероятности 0,99 и числе степеней свободы $N - 2 = 18$ равно 2,845. Поскольку $t > t_т$, связь между диагностическими параметрами в 99 случаях из 100 можно считать существенной. Если то же значение коэффициента корреляции было бы получено по результатам обследования 10 автомобилей, то $t = 2{,}419$, а $t_т = 3{,}353$, т.е. $t < t_т$, и связь между диагностическими параметрами при заданной доверительной вероятности нельзя считать существенной.

Если при разработке автоматической системы диагностирования по результатам предварительного обследования N автомобилей принимается решение об использовании g диагностических параметров, то число возможных парных связей параметров выразится числом сочетаний, подсчитанным по формуле № 17.

Определяя по формулам № 15 и 16 существенные парные связи диагностических параметров, следует построить матрицу коэффициентов корреляции, которая может быть использована для постановки диагноза технического состояния автомобиля, имеющего конкретный комплекс диагностических параметров. Например, при пяти параметрах матрица имеет вид табл. 2.

Приведем пример ее использования.

Допустим, что на пост диагностирования поступил автомобиль с комплексом диагностических параметров $Y_1^* = \{Y_1, Y_2, \tilde{Y}_3, \tilde{Y}_4, Y_5\}$. Допустим далее, что на нем обнаружены параметры Y_1, Y_2, Y_5, а параметры Y_3,

Таблица 2

	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Y_5
Y_1	+	–	–	–	–
Y_2	0,92	+	–	–	–
Y_3	0	0,65	+	–	–
Y_4	0,71	0	0	+	–
Y_5	0,90	0,58	0	0,88	+

Y_4 не наблюдаются. Рассчитанная для данного комплекса параметров на основе формулы № 1 и матрицы вероятностей (здесь не рассматривается) вероятность диагноза $P_{Y_j^*}(D_i) = 0{,}72$. Используя табл. 2, находим среднее в расчете на 10 возможных парных связей значение коэффициентов корреляции, соответствующих данному комплексу параметров: $\bar{r} = (0{,}92 + 0{,}90 + 0{,}58)/10 = 0{,}24$.

Для второго автомобиля с комплексом диагностических параметров $Y_2^* = \{Y_1, \tilde{Y}_2, Y_3, \tilde{Y}_4, Y_5\}$, предположим, вероятность диагноза $P_{Y_2^*}(D_i) = 0{,}75$, а средний коэффициент корреляции будет равен $\bar{r} = (0 + 0{,}90 + 0)/10 = 0{,}09$. Очевидно, что для первого автомобиля с комплексом признаков Y_1^* рассматриваемый диагноз более достоверен, чем для автомобиля с комплексом Y_2^*, несмотря на то, что для второго вероятность наблюдения комплекса признаков несколько выше, чем для первого.

(Следует напомнить, что расчет вероятностей комплексов производился при допущении о независимости диагностических параметров друг от друга, а фактически между некоторыми параметрами наблюдается весьма существенная связь.)

При использовании предлагаемого метода постановки диагноза по комплексу взаимосвязанных признаков — так же, как это делается для матрицы вероятностей, по формулам № 5—8, может быть разработана аналогичная программа "обучения" матрицы коэффициентов корреляции по результатам фактически обнаруженных и скрытых неисправностей диагностируемых автомобилей.

Таким образом, в связи с тем, что метод, основанный на формуле Бейеса, диагностические признаки, составляющие их комплекс, считает независимыми, что снижает точность диагноза, если это условие не выполняется (а оно выполняется довольно редко), данный метод в автоматических системах диагностирования применять нежелательно. Его, как видно из сказанного выше, необходимо дополнить, введя в программу работы системы формулу для расчета коэффициентов парной корреляции, значимость которых может быть оценена коэффициентом Стьюдента. Другими словами, использовать диагностическую матрицу вероятностей наблюдения параметров и матрицу коэффициентов их парной корреляции. Что, безусловно, повысит точность диагностирования.

УДК 623.683

Водно-восковой защитный состав "Герон"

Кандидаты техн. наук М.С. ШАРИПОВ, В.П. ОВЧИННИКОВ и В.Н. ЕРЕМИН

21 НИИИ МО РФ, 25 ГосНИИ МО РФ

За рубежом и в нашей стране для защиты наружных неокрашенных и окрашенных поверхностей изделий при их транспортировании и хранении на открытых площадках давно и широко используют микрокристаллические воски. Главное их преимущество — универсальность: они защищают от коррозии и старения металлы, резины, лакокрасочные покрытия, пластмассы, дерево, т. е. практически все конструкционные материалы, применяемые в машиностроении. Кроме того, они, в отличие от других средств защиты, не оказывают отрицательного влияния на лакокрасочные покрытия (не размягчают их, не оставляют пятен, не вызывают вздутий и отслоений). Наконец, консервация восковыми составами возможна на любом участке производства, а обработанные ими изделия в большинстве случаев не требуют расконсервации.

До начала 1990-х годов проблем с такими составами у нас не было: отечественная промышленность в 1980-е годы выпускала достаточно аналогичных восковых составов (ЛБХ, "Автоконсервант", ЗВВД-13, ИВВС-706М и др.), которые по своим защитным свойствам близки друг к другу, но имели различия по соотношению входящих компонентов. Однако в 1990-е годы в связи с изменением сырьевой базы и повышением цен на энергоносители выпуск этих составов прекратили, что создало серьезные проблемы для техники, находящейся в режиме длительного хранения. В том числе военной автомобильной техники. В связи с чем научно-производственная фирма ООО "Алькор 91" и 25 ГосНИИ Минобороны России получили задание разработать водно-восковой защитный состав, который бы заменил перечисленные выше составы. И он был разработан. Это "Герон", промышленное производство которого освоено в 2005 г.

Данный состав предназначен для защиты изделий автомобильной техники от воздействия открытой атмосферы и в первую очередь — влаги, солнечной радиации и суточных перепадов температур.

Поэтому разработчики очень тщательно его исследовали именно с этой точки зрения, используя, как того требуют соответствующие ГОСТы, метод ускоренных испытаний в аппарате искусственной погоды ИП-1-3 (барабанного типа с автоматическим регулированием параметров относительной влажности и температуры воздуха), а также метод натурных испытаний.

Как известно, первый из методов довольно жесткий. Достаточно сказать, что при его реализации, например, интенсивность суммарной (интегральной) радиации поддерживается в пределах $2{,}5 + 0{,}4$ Дж/(см^2 · мин), или $0{,}6 \pm 0{,}1$ кал/(см^2 · мин) периодически по 10 мин в течение каждого часа образцы орошаются водой; каждый цикл испытаний состоит из двух частей — "дня" и "ночи", причем в первой части (ее продолжительность 7 ч) температура воздушной среды составляет 318 ± 2 K (45 ± 2 °C), относительная влажность — 95 ± 3 %, а во второй части (ее продолжительность 17 ч) создаются условия для конденсации влаги на образцах. Общая же продолжительность выдержки образцов в камере ИП-1-3 составляет 1800 ч.

Кроме того, разработчики учли и то, что изделия автомобильной техники могут храниться в промышленных районах, где атмосфера загрязнена коррозионно-активными газами, и в прибрежных районах с морским климатом, поэтому провели дополнительные ускорен-

ные испытания образцов на воздействие сернистого ангидрида, соляного тумана и "морской" воды.

Степень коррозионного поражения рабочих и контрольных образцов металлических пластин оценивали, как того требует ГОСТ 9.908, по изменению Δm массы в расчете на 1 м^2 площади поверхности, т. е. по формуле: $\Delta m = \frac{m_0 - m_1}{S}$, в которой m_0 — масса образца до испытаний; m_1 — его масса после испытаний и удаления продуктов коррозии; S — площадь его поверхности. Сохранность лакокрасочных покрытий — по изменению защитных и декоративных свойств образцов, законсервированных и недоконсервированных водно-восковым составом.

Были проверены и некоторые другие свойства "Герона" (адгезионная способность, влияние на прочность лакокрасочных покрытий и т. д.).

Результаты испытаний, проведенных циклами, каждый из которых был равен 24 ч, приведены в табл. 1. Причем в первой ее части даны результаты визуальной (в баллах) оценки степени коррозионного поражения металлических пластин при ускоренных испытаниях, а во второй — коррозионные потери (значения Δm), вычисленные по приведенной выше формуле.

Как видно из таблицы, скорость протекания коррозионных процессов во времени во всех случаях уменьшается. Причем в случае "Герона" метод пневматического напыления с точки зрения качества защитной пленки оказывается выгоднее метода окунания, или (что то же самое) нанесения кистью. Особенно хорошо "Герон" проявил себя в среде сернистого ангидрида, но несколько хуже — в среде соляного тумана и растворе электролита, имитирующем морскую воду.

Обобщенные результаты оценки декоративных и защитных свойств лакокрасочных покрытий на образцах, защищенных "Героном", а также на контрольных образцах, не подвергавшихся обработке этим водно-восковым составом, приведены в табл. 2.

Как видим, лакокрасочные покрытия, законсервированные "Героном", после ускоренных и атмосферных испытаний находятся в хорошем состоянии, в то время как контрольные образцы, не подвергшиеся обработке, имеют значительные изменения декоративных и защитных свойств. И здесь нельзя не отметить, что изменение показателей декоративных и защитных свойств контрольных образцов после 75 циклов ускоренных испытаний в ИП-1-3 соответствует изменению этих же показателей покрытий топливозаправщиков, длительно хранящихся на открытой площадке в течение 5—6 лет.

Высокие защитные свойства "Герона" подтверждены и совместными испытаниями, проведенными 21 НИИИ МО РФ, 25 ГосНИИ МО РФ и Институтом проблем экологии и эволюции им. А. Н. Северцева РАН, а также рядом лабораторий предприятий (ВАЗ, ОАО "Завод

Таблица 1

Метод испытаний	Консервационный материал	Метод консервации	Коррозионное поражение, балл, после проведенных циклов испытаний						Коррозионные потери, г/м^2, после проведенных циклов испытаний					
			1	4	15	30	60	75	1	4	15	30	60	75
В аппарате ИП-1-3	"Герон", изготовленный в 2001 г.	Окунание	0	0	0	1	2	4	—	—	0,850	3,450	5,996	7,998
		Пневмонапыление	0	0	0	1	2	2	—	—	0,720	4,002	5,572	8,010
	"Мовиль"	Окунание	0	0	1	2	3	5	—	—	4,031	10,890	17,830	19,730
	Контрольный образец	То же	0	0	0	1	2	2	—	15,001	42,045	80,003	140,143	165,012
В камере сернистого ангидрида	"Герон", изготовленный в 1996 г.	"	0	0	2	—	—	—	—	—	4,200	—	—	—
	"Герон", изготовленный в 2001 г.	"	0	0	2	—	—	—	—	—	0,700	—	—	—
	"Ситаква", изготовленная в 1994 г.	"	1	7	—	—	—	—	—	—	5,200	—	—	—
	"Ситаква", изготовленная в 2001 г.	"	1	10	1	—	—	—	—	—	17,500	—	—	—
В камере соляного тумана	"Герон", изготовленный в 1996 г.	"	1	9	—	—	—	—	—	7,100	—	—	—	—
	"Герон", изготовленный в 2001 г.	"	1	10	—	—	—	—	—	2,210	—	—	—	—
	"Ситаква", изготовленная в 1994 г.	"	1	10	—	—	—	—	—	12,400	—	—	—	—
	"Ситаква", изготовленная в 2001 г.	"	1	10	—	—	—	—	—	10,600	—	—	—	—
В растворе электролита	"Герон", изготовленный в 1996 г.	"	0	1	6	10	—	—	—	—	—	19,720	—	—
		Пневмонапыление	0	2	7	9	—	—	—	—	—	—	—	—
	"Герон", изготовленный в 2001 г.	Окунание	0	1	7	9	—	—	—	—	—	21,525	—	—
	"Ситаква", изготовленная в 1994 г.	То же	0	1	4	9	—	—	—	—	—	10,720	—	—
	"Ситаква", изготовленная в 2001 г.	"	0	1	5	10	—	—	—	—	—	18,500	—	—

Таблица 2

Метод испытаний	Материал образца	Эмаль	Дополнительная защита	Толщина лакокрасочного покрытия		Адгезия, балл		Сплошность покрытия после 75 циклов	Изменение блеска покрытия, балл, после 75 циклов	Омеление покрытия, балл, после 75 циклов
				до испытаний	после 75 циклов	до испытаний	после 75 циклов			
В аппарате ИП-1-3	Сталь	НЦ-1125	"Герон"	60—65	60—65	1	1	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	60—65	48—52	1	3	Нарушена на всей поверхности	3	4
		НЦ-184	"Герон"	60—70	60—70	1	1	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	60—70	45—50	1	3	Нарушена на всей поверхности	5	5
		НЦ-1125	"Герон"	38—40	38—40	1	2	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	38—40	25—20	1	4	Нарушена на всей поверхности	3	5
		НЦ-184	«Герон»	40—43	40—43	1	1	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	40—43	25—18	1	3	Нарушена на всей поверхности	3	5
		МЛ-629	"Герон"	120—135	120—135	1	1	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	120—135	90—105	1	3	Нарушена на отдельных участках	2	4
	Алюминий	НЦ-1125	"Герон"	—	—	1	2	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	—	—	1	4	Нарушена на всей поверхности	3	4
		НЦ-184	"Герон"	—	—	1	2	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	—	—	1	4	Нарушена на всей поверхности	3	4
В атмосферных условиях	Сталь	НЦ-1125	"Герон"	60—65	60—65	1	1	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	60—65	55—60	1	3	Нарушена на отдельных участках	2	2
		НЦ-184	"Герон"	60—70	60—70	1	1	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	60—70	55—60	1	3	Нарушена на отдельных участках	2	3
		НЦ-1125	"Герон"	38—40	38—40	1	1	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	38—40	32—30	1	4	Нарушена на отдельных участках	2	2
		НЦ-184	"Герон"	40—43	40—43	1	1	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	40—43	35—30	1	4	Нарушена на отдельных участках	2	3
		МЛ-629	"Герон"	120—135	120—135	1	1	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	120—135	115—120	1	2	Не нарушена	2	1
	Алюминий	НЦ-1125	"Герон"	—	—	1	2	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	—	—	1	4	Нарушена на отдельных участках	2	2
		НЦ-184	"Герон"	—	—	1	2	Не нарушена	1	1
		То же	Контрольный образец	—	—	1	4	Нарушена на отдельных участках	2	3

им. Дегтярева", ОАО "ЗИО "Подольский машиностроительный завод" и др.). Тем не менее разработчики "Герона" провели его натурные испытания, объектом которых стал транспортер-тягач МТ-ЛБ, окрашенный эмалью ХВ-518. Их цель — определить, насколько данный водно-восковый состав пригоден именно для военной автомобильной техники. Поэтому его наносили на лакокрасочное покрытие транспортера, резинотехнические изделия, а также металлические узлы и детали (проверка на универсальность); подготовку поверхностей сводили к удалению загрязнений (проверка на пригодность к применению в полевых условиях). Установлено: трудозатраты на подготовку МТ-ЛБ к нанесению "Герона" составляет 0,5 чел.-ч; для нанесения вполне пригодны как краскораспылитель, так и кисти (в первом случае расход "Герона" составляет 300 г/м^2, а во втором — 250 г/м^2); трудозатраты на обработку транспортера-тягача не превышают 1 чел.-ч, а время сушки при температуре наружного воздуха 297 К (24 °С) — 2 ч.

В 2005 г. испытали "Герон" на автомобиле ЗИЛ-131 (панели моторного отсека и участка капота), содержащемся на опытном хранении в теплом влажном климатическом районе (климатическая испытательная станция в пос. Лазаревское Краснодарского края). Прошло более двух лет, но защищенные им поверхности коррозионных поражений не имеют.

"Герон" прошел проверку и по другим параметрам (пожароопасность, экологичность и т. д.). И во всех случаях показал себя не хуже, чем зарубежные консерванты. Поэтому его и включили в ГОСТ 9.014 "Временная противокоррозионная защита изделия. Общие требования".

Таким образом, в стране сейчас есть консервирующий состав, который полностью соответствует рос-

сийским требованиям. Он нетоксичен, пожаро- и взрывобезопасен; технология его применения не требует сложного оборудования и специальной подготовки персонала; время высыхания одного слоя в зависимости от температурного режима составляет 0,5—3 ч, образуя сплошное, эластичное, прозрачное покрытие с хорошей адгезией, препятствующее проникновению влаги и агрессивных газов к защищаемой поверхности; защищенные им изделия не требуют расконсервации.

Если говорить в целом, то испытания "Герона" показали: он практически полностью решает проблему защиты от коррозии наружных окрашенных поверхностей автомобильной техники, находящейся в режиме длительного хранения на открытых площадках, а также неокрашенных металлических поверхностей, закрытых от прямого воздействия дождя и солнечной радиации и быстро стареющих ее элементов (РТИ, брезенты и т. п.). И, естественно, запасных частей к ней, хранящихся на складах.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 620.17

Оперативное определение прочностных свойств деталей

Д-р техн. наук М.М. МАТЛИН, канд. техн. наук Е.Н. КАЗАНКИНА

Волгоградский ГТУ

При расчете на прочность деталей машин большое значение имеет достоверность механических характеристик материалов, из которых они изготовлены. Причем во многих случаях определять такие характеристики стандартными испытаниями на растяжение нецелесообразно, поскольку они предусматривают вырезку образцов из материалов или деталей, которые затем, как правило, непригодны к использованию. Кроме того, при 100%-м контроле или малом размере деталей такие испытания практически неосуществимы. Поэтому все больше специалистов сходятся во мнении о том, что предпочтение следует отдавать неразрушающим методам оперативного определения предела текучести $\sigma_т$ и временного сопротивления $\sigma_в$ материалов — параметров, представляющих собой одни из важнейших прочностных характеристик и широко применяемых при расчетах и проектировании деталей и узлов машин, а также при контроле качества деталей, устанавливаемых на автомобиль при его ремонте. Более того, в последнее время ведутся достаточно интенсивные исследования, направленные на создание косвенных методов определения прочностных свойств, которые используют основные методы неразрушающего контроля — акустические, магнитные, электромагнитные, рентгеновские.

В их основу положено измерение конкретных физических констант (плотности, удельного волнового сопротивления, магнитной проницаемости, коэрцитивной силы, коэффициента рассеивания излучения и т. д.), которые функционально зависят от прочности материала. Правда, эти методы тоже пока небезупречны. Во-первых, требуют предварительного тарирования соответствующих измерительных устройств с помощью традиционных методов определения прочностных свойств материалов. Во-вторых, на получаемые результаты влияет значительное число факторов — однородность структуры металла, форма и размеры контролируемой детали и т. п. В-третьих, они позволяют фиксировать лишь усредненные (по объему детали) свойства материала, в то время как в большинстве случаев необходимо знать прочностные свойства на конкретном участке рабочей поверхности детали (например, на торце штока клапана цилиндра двигателя, поверхностях шейки коленчатого вала, поршневого кольца, шлицевого вала, рессоры подвески, зубьев шестерни, тормозного диска/ барабана и т. п.).

Но есть и другие предложения. Например, известно, что прочностные свойства металла удовлетворительно коррелируются с уровнем его твердости. Так, временное сопротивление $\sigma_в$ можно вычислить по формуле $\sigma_в = c$НВ, в которой НВ — твердость материала детали по Бриннелю, c — экспериментальный коэффициент, значение которого зависит от химического состава материала и, судя по результатам исследований различных авторов, следующие.

Материал	Значения c
Чугуны	0,15
Литейные алюминиевые сплавы	0,25—0,37
Деформируемые алюминиевые сплавы	0,30—0,38
Титановые сплавы	0,29—0,35
Малоуглеродистые и высокопрочные стали	0,33—0,36
Аустенитные стали и латуни	0,45
Медь, латунь, бронза в состоянии:	
холоднодеформированном	0,41
отожженном	0,48
Магний и его сплавы	0,43

Однако установлено, что коэффициент c зависит также от других свойств материала и равномерности его деформации при изготовлении детали. (Например, величина c тем больше, чем меньше эта равномерность.) Таким образом, результаты, полученные по приведенной выше формуле, нельзя считать достоверными для всех случаев. Они, скорее, носят частный характер.

Авторы предлагают вниманию читателей новый метод (пат. № 2011182 и 2086947, РФ) оперативного определения предела текучести $\sigma_т$ и временного сопротивления $\sigma_в$ металлоизделий, который использует результаты упругопластического внедрения сферического индентора и базируется на аналитических закономерностях, устанавливающих связь между интенсивностью напряжений $\sigma_{i,o}$ и деформацией $\varepsilon_{i,o}$ в центре площадки контакта сферического индентора с поверхностью испытуемой детали с напряжениями и деформациями при одноосном растяжении образца, изготовленного из материала детали.

Суть метода довольно проста. Сферический индентор (шарик диаметром D) внедряют под нагрузкой F в испытуемую поверхность детали, затем измеряют диаметр d_0 получившегося отпечатка и вычисляют $\sigma_т$ и $\sigma_в$ по следующим формулам:

$$\sigma_т = \frac{0{,}955(1-2\mu_2)F}{d_0^2\left[78\left(\frac{d_0}{D}-9{,}43K_1\frac{F}{d_0^2}\right)(1-2\mu_2)\right]^{245/НД}};$$

$$\sigma_в = \frac{0{,}955(1-2\mu_2)F}{d_0^2\left[0{,}0017\left(\frac{d_0}{D}-9{,}43K_1\frac{F}{d_0^2}\right)(1-2\mu_2)НД\right]^{245/НД}}.$$

(В них: μ_2 — коэффициент Пуассона материала детали; $K_1 = (1-\mu_1^2)/\pi E_1$; μ_2 и E_1 — соответственно коэффициент Пуассона и модуль нормальной упругости материала сферического индентора; $НД$ — контактный модуль упрочнения материала

Твердость HRB	$\sigma_т$, МПА (кгс/см^2), для сталей		$\sigma_в$, МПа (кгс/см^2)
	углеродистых	легированных	
60	208 (2080)	225 (2250)	416 (4160)
64	226 (2260)	247 (2470)	432 (4320)
68	246 (2460)	268 (2680)	450 (4500)
72	268 (2680)	296 (2960)	472 (4720)
76	300 (3000)	330 (3300)	495 (4950)
80	335 (3350)	367 (3670)	524 (5240)
84	376 (3760)	410 (4100)	562 (5620)

поверхности испытуемой детали — пластическая твердость, определяемая по ГОСТ 18835—73.)

При контроле деталей, твердость которых не превышает 450 НВ, в качестве материала сферического индентора может быть использована термически обработанная сталь с твердостью не менее HV 8500 МПа (например, сталь, идущая на изготовление подшипников качения); для деталей большей твердости, очевидно, необходимы более твердые шарики или наконечники (скажем, из сплава ВК-3 карбида вольфрама с твердостью не менее HV 12000 МПа или алмаза).

Аналитическое исследование влияния случайных погрешностей при определении параметров, входящих в формулы расчета $\sigma_т$ и $\sigma_в$, предлагаемым методом, а также обработка результатов экспериментов показали, что математическое ожидание ошибки здесь не превышает 3—5 %.

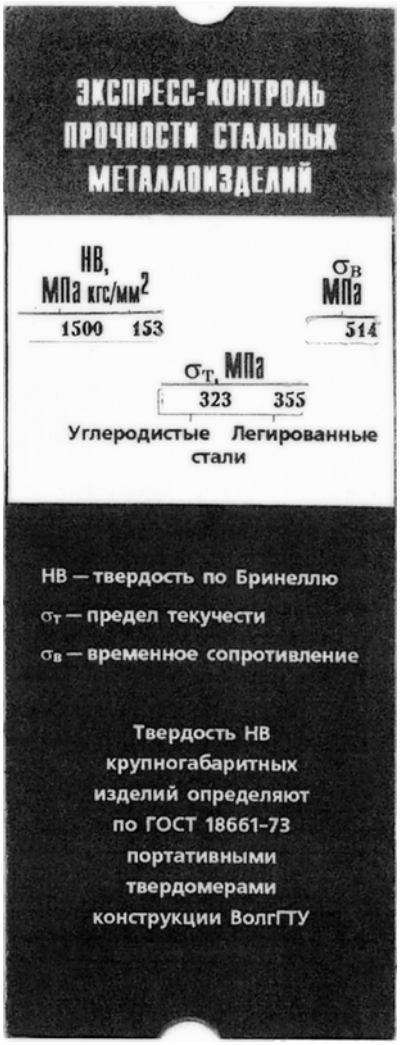
Метод можно реализовать в нескольких вариантах, отличающихся порядком определения прочностных свойств. Но с практической точки зрения наиболее удобны два из них.

По первому значения $\sigma_т$ и $\sigma_в$ находят путем непосредственного внедрения сферического индентора в испытуемую поверхность детали. Причем рабочие нагрузки, диаметр сферического индентора, требования к подготовке испытуемой поверхности должны соответствовать ГОСТ 18835—73 или ГОСТ 9012—59. В качестве нагружающего устройства можно использовать пресс Бринелля, машины для испытания образца на растяжение-сжатие, ручные винтовые прессы и т. п.

По второму варианту значения $\sigma_т$ и $\sigma_в$ определяют с помощью прибора Роквелла (шкала В). Этот вариант основан на том, что, во-первых, при неизменных упругих константах (μ_2 и E_2) материала испытуемой детали значения $\sigma_т$ и $\sigma_в$ зависят только от величины пластической твердости *НД*; во-вторых, между значениями *НД* и твердости HRB имеется взаимосвязь, соответствующая формуле $НД = 88300/(130 - HRB)$. Пример полученных результатов использования данного варианта приведен в таблице.

Очевидно, что при испытании деталей с одинаковыми упругими свойствами материала (например, при испытании только стальных деталей) шкалу прибора Роквелла можно непосредственно проградуировать в значениях $\sigma_т$ и $\sigma_в$. Аналогичным путем можно построить таблицы, в которых прочностные свойства соответствуют измеренным значениям твердости по Роквеллу (шкала С) или Бринеллю.

Для практической реализации рассмотренного метода в условиях производства, эксплуатации и ремонта разработана специальная линейка (см. рисунок),



позволяющая проводить экспресс-контроль прочности стальных металлоизделий без выполнения расчетов по приведенным выше формулам, т. е. сводить его к элементарно простым операциям.

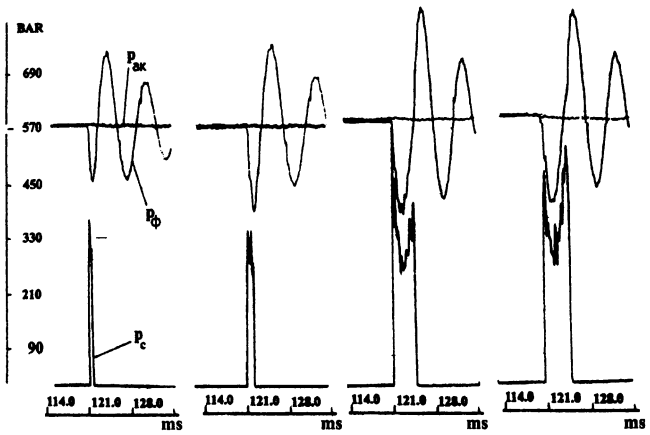
УДК 629.4.063

Выбор объема топливного аккумулятора

Ю.М. КРОХОТИН

Воронежская ГЛТА

Аккумуляторные топливные системы перешли с испытательных стендов на дизели серийных автомобилей. И это несколько изменило понятие "топливный аккумулятор". Раньше его роль сводилась к устранению пульсаций давления перед форсунками и поддержанию этого давления постоянным. Но поскольку режимы работы дизеля весьма разнообразны, значит, давление в аккумуляторе не может быть постоянным в принципе. В составе аккумуляторных систем стали применять два типа аккумуляторов — малого и большого объемов. Причем первые выполняют в виде аккумулирующих полостей в корпусе форсунки и (или) непосредственно перед ней. Однако накопленной в таком аккумуляторе энергии достаточно лишь для одного впрыскивания. Для удовлетворения же современных требований к экономичности дизелей и токсичности их отработавших газов за каждый цикл должно быть от двух до четырех впрыскиваний. В связи с чем приходится устанавливать аккумулятор большого объема. Причем выбирать этот объем, исходя не из эффективности сглаживания пульсаций давления в нем, а из условия обеспечения быстроты протекания переходных процессов при смене режимов работы дизеля. Объем таких аккумуляторов составляет 4—65 см^3, а колебания давления в них — 5 МПа (50 кгс/см^2). Причина колебаний давлений состоит в том, что в аккумуляторе имеет место динамический процесс — пульсирующая подача топлива в одну или несколько его точек и пульсирующий же расход топлива из разных расположенных по его длине точек, а также слив топлива через предохранительный или регулировочный клапан. Все это и порождает волновой процесс внутри аккумулятора, изменяющий условия на входе в каждый топливопровод каждой из форсунок. Причем особо сильное влияние оказывает с этой точки зрения соотношение подачи топлива в аккумулятор и расхода топлива из него по времени. И здесь, в принципе, возможны три варианта: подача и расход



а *б* *в* *г*

Работа топливной системы дизеля при $n_{дв}$ = 1500 мин$^{-1}$ и различных цикловых подачах:

а — $V_ц$ = 0,124 см^3/ц, $t_в$ = 0,0006 с; *б* — $V_ц$ = 0,246 см^3/ц, $t_в$ = 0,0013 с; *в* — $V_ц$ = 0,820 см^3/ц; $t_в$ = 0,0042 с; *г* — $V_ц$ = = 0,913 см^3/ц; $t_в$ = 0,0046 с

не совпадают по времени; совпадают полностью; совпадают частично.

Возникает вопрос: при каком из них потребуется наименьший по объему аккумулятор? Чтобы ответить на него, определим минимальные объемы аккумуляторов, необходимые для обеспечения допустимого изменения давления во время впрыскивания для каждого варианта.

Для первого этот объем характеризуется величиной цикловой расхода топлива, т. е. его можно подсчитать (в см^3) по формуле $V_{ак} = \dfrac{V_{ц\,max}}{\alpha_{ср}\Delta p_{ак\,доп}}$, в которой $V_{ц\,max}$ — максимальная цикловая подача; $\alpha_{ср}$ — средний коэффициент сжимаемости топлива; $\Delta p_{ак\,доп}$ — допустимая величина падения давления в аккумуляторе в процессе впрыскивания топлива; для второго — по формуле $V_{ак} = \dfrac{1}{\alpha_{ср}\Delta p_{ак\,доп}} \int_0^{t_р} (Q_п - Q_р)dt$, в которой $Q_п$, $Q_р$ — секундные значения подач топлива в аккумулятор и расходов из него, $t_р$ — продолжительность расхода топлива из аккумулятора.

Как видим, при втором варианте объем аккумулятора с цикловой подачей не связан. Он определяется разностью $Q_п$ и $Q_р$. Причем если $Q_п \to Q_р$, то $V_{ак} \to 0$.

При третьем варианте имеются два интервала времени — t_1, в течение которого расход накладывается на подачу, и $(t_р - t_1)$, в течение которого расход не накладывается на подачу. Количество ΔV_i топлива, вызывающее изменение давления в аккумуляторе, для интервала t_1 дает формула $\Delta V_1 = \int_0^{t_1} (Q_п - Q_р)dt$, а для интервала $(t_р - t_1)$ — формула $\Delta V_2 = \int_0^{t_р - t_1} Q_р dt$. При этом очевидно, что объем аккумулятора следует брать равным большему из этих значений. Более того, меняя t_1, можно влиять на необходимый объем аккумулятора. Так, если обеспечить $t_1 = 0$, то этот объем будет тот же, что и у первого варианта, а если $t_1 = t_р$, то $V_{ак}$ будет соответствовать второму варианту.

Таким образом, минимальный объем аккумулятора можно получить при согласованной работе ТНВД и дизеля, или, другими словами, при обеспечении второго варианта. Практически это можно сделать, если привод ТНВД от коленчатого вала будет жестким, т.е. $n_{ТНВД} = n_{дв}$. У четырехтактного дизеля число секций насоса или число насосов будет в 2 раза меньше числа цилиндров дизеля; у двухтактного — уменьшение числа насосов потребует кратного увеличения частоты вращения их кулачковых валов или числа кулачков на этих валах.

Следует сказать, что характер изменения давления впрыскивания, стабильность и равномерность цикловых подач определяются не только объемом аккумулятора и амплитудами колебаний давления в нем. Исследования аккумуляторной топливной системы дизеля 6ЧН21/21, выполненные в Воронежской ГЛТА, показали: при суммарном объеме двух аккумуляторов (один — для правого ряда цилиндров, второй — для левого) 5 л колебания давления в них отсутствуют при любых подачах — от холостого хода до номинального режима (см. рисунок). Тем не менее даже столь большой объем аккумуляторов не исключил провал давления p_c впрыскивания, вызванный колебаниями давления $p_ф$ в топливопроводе перед форсункой. Следовательно, окончательно решать вопрос о рациональном объеме топливного аккумулятора можно только при исследовании системы в целом. Что же касается провала давления p_c, то его можно эффективно использовать для организации ступенчатого впрыскивания топлива (см. "АП", 2002, № 8).

"Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки", X Международная научно-практическая конференция

В апреле 2008 г. в Санкт-Петербурге прошла X Международная научно-практическая конференция "Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки", организованная научно-производственной фирмой "Плазмацентр" и Санкт-Петербургским государственным политехническим университетом.

В юбилейной конференции приняли участие около 550 специалистов различных предприятий и организаций России, Беларуси, Украины, Казахстана, Азербайджана, Молдавии и Армении. Около сорока периодических изданий выступили ее информационными партнерами.

Открывая конференцию, генеральный директор НПФ "Плазмацентр" П. А. Тополянский, отметил, что в России и странах СНГ проводимая в Санкт-Петербурге конференция является наиболее значимой и крупномасштабной. Главным отличием от немногих подобных конференций является то, что на ней присутствуют не только ученые, преподаватели и разработчики технологий ремонта, восстановления, упрочнения и повышения долговечности, но и представители промышленности из разных уголков России и стран СНГ-непосредственные потребители данных технологий. Здесь осуществляется прямое общение разработчика и непосредственного потребителя инновационных проектов. Именно диалогом и обменом опыта славятся эти конференции. Основная их цель — популяризация технологий, которые способны создавать надежную и конкурентоспособную продукцию, пропаганда самой необходимости получения новых знаний. Лозунг конферен-

ции — "Руководителей надо учить", так как повышение качества, надежности и долговечности выпускаемой продукции зависит не от отдела технического контроля, а именно от руководителя, который должен знать основы создания конкурентоспособной продукции. Особенностью проводимых конференций является их практическая направленность, возможность нахождения исполнителей для внедрения процессов ремонта, восстановления и упрочнения, демонстрация и проведение вместе с участниками нанесения износостойких покрытий на изделия, привезенные с собой. Данная конференция имеет большое воспитательное значение, так как на ней присутствуют аспиранты, студенты, которые выбрали направление инженерного творчества. Они должны представлять необходимость и востребованность их знаний на современном этапе развития.

Работа конференции велась по четырем взаимосвязанным направлениям: "Технологии восстановления первоначальной (заданной) геометрии поверхности и сварки изделий", "Конструкционные и эксплуатационные методы повышения долговечности, триботехника, обработка поверхности изделий", "Технологии упрочнения и восстановления физико-механических свойств поверхности", "Технологии дефектации, диагностики, мойки и очистки". К открытию конференции был издан сборник ее материалов в двух томах объемом 1200 страниц. На конференции было заслушано более 70 пленарных докладов. (Доклады и их аннотации представлены на сайте www.plasmacentre.ru.)

На конференции распространялась "Энциклопедия технологий ремонта, восстановления и упрочнения" — компакт-диск всех материалов предшествующих конференций (порядка 6000 стр.) с компьютерной программой поиска (по ключевым словам) информации для решения производственных задач. Была проведена презентация книги — Соснин Н. А., Ермаков С. А., Тополянский П. А. "Плазменные технологии", являющейся руководством для инженеров.

Традиционно для участников конференции было организовано посещение промышленных участков по восстановлению и нанесению функциональных покрытий с использованием технологий газотермического напыления и наплавки. На выставочных площадях демонстрировалось новое поколение оборудования, разработанное специалистами НПФ "Плазмацентр" для финишного плазменного упрочнения инструмента и деталей технологической оснастки.

В рамках конференции прошла школа-семинар "Все методы повышения стойкости инструмента, штампов, пресс-форм и другой технологической оснастки", на которой рассказывалось практически обо всех известных в России и за рубежом технологиях упрочнения инструмента и оснастки. Продемонстрирован в работе новый процесс финишного плазменного упрочнения с нанесением алмазоподобного покрытия, способный за несколько минут обработки изделий многократно повысить их стойкость. Во время работы школы-семинара производилось упрочнение привезенного слушателями инструмента и технологической оснастки.

Участники конференции отметили, что работы по применению новых наукоемких технологий для ремонта и, особенно, для упрочнения ответственных деталей и инструмента в последнее время существенно активизировались; широко используются плазменные, лазерные и другие высокоэффективные электрофизические процессы для продления ресурса работы деталей, инструмента и технологической оснастки; нанотехнологии выходят из исследовательских лабораторий и все шире применяются для упрочнения различных изделий; активно проводятся совместные работы ученых и практиков различных стран СНГ; международные конференции подобного формата служат эффективным средством, способствующим развитию практически всех секторов экономики как России, так и других стран.

Конференция решила, учитывая накопленный многолетний опыт проведения конференции по данной тематике, располагая обширной базой информации от Заказчиков по проблемам ремонта, а также знанием возможных исполнителей, работающих в области этих технологий, поддержать инициативу организатора — НПФ "Плазмацентр" по созданию в Санкт-Петербурге центра технологий ремонта, восстановления и упрочнения, основной целью функционирования которого должно стать оказание информационных услуг по вариантам решения проблем ремонта, восстановления и упрочнения и предоставление информации об исполнителях этих работ; на сайте НПФ "Плазмацентр" (www.plasmacentre.ru) открыть постоянно действующий форум "Проблемы ремонта, восстановления и упрочнения", сформировать банк данных исполнителей технологий ремонта, восстановления и упрочнения.

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ-СЕМИНАР "ТРЕБОВАНИЯ "ЕВРО-4": ПРИМЕНЕНИЕ В РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ СООТВЕТСТВИЯ"

С вступлением в действие на территории России экологических норм "Евро-3" (с 1 января 2008 г.) очередной задачей для отечественного автомобилестроения стала подготовка к введению следующих — "Евро-4". Этому и была посвящена очередная конференция ААИ, состоявшаяся в НИЦИАМТе.

В конференции приняли участие специалисты автомобильных заводов и НИИ, инжиниринговых фирм, а также государственных структур. Доклады были посвящены проблемам реализации специального технического регламента "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ"; развитию самих требований и исследованию эколого-экономической эффективности применения экологических норм в России; опыту эксплуатации в России автомобилей зарубежного производства уровня "Евро-3"; работам, проводимым специалистами ВАЗа, КамАЗа, ГАЗа, УМЗ и ЯМЗ с целью обеспечения требований вышеназванного регламента; а также вступлению в действие специального технического регламента "О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному и судовому топливу, топливу для реактивных двигателей и топочному мазуту".

С подробным докладом выступил представитель австрийской фирмы АВЛ, сообщивший о наработках фирмы в области перспективных конструкций двигателей и технологиях обеспечения соответствующих экологических уровней.

В рамках конференции прошел круглый стол по вопросам применения требований "Евро-3" и "Евро-4", а также презен-

тация нового испытательного комплекса, созданного на базе лабораторий НИЦИАМТа и позволяющего проводить весь комплекс сертификационных испытаний по современным международным стандартам (легковых автомобилей по Правилам № 83 ЕЭК ООН и двигателей коммерческих автомобилей по Правилам № 49 ЕЭК ООН) на соответствие нормам "Евро-3", "Евро-4" и "Евро-5", а также выполнять доводку АТС.

В решении конференции отмечено, что эффективному снижению вредного воздействия автотранспорта на окружающую среду сегодня препятствует ряд проблем. В частности, в России пока нет единого ведомства, ответственного за весь спектр вопросов в данной области (нормативная база, сертификация, оснащение испытательных лабораторий, контроль качества топлив и техники в эксплуатации, участие в международных проектах, представление страны в международных организациях и др.); отсутствует необходимая инфраструктура и культура обслуживания и контроля в эксплуатации АТС современного экологического уровня; нет механизмов мотивации производства и потребления автотехники с высокими экологическими показателями.

Положительную оценку получил факт принятия правительством специального технического регламента "О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному и судовому топливу, топливу для реактивных двигателей и топочному мазуту", установившего график перехода на европейские стандарты качества нефтепродуктов до 2012 г. Однако некоторые пункты регламента вызывают недоумение специалистов. В частности, ограничение сроков производства бензинов с низкими октановыми числами: сам по себе данный показатель, как известно, не имеет отношения к экологическим свойствам топлива.

Между тем качество моторных топлив, остается в целом на низком уровне, а обеспечение рынка топливами, удовлетворяющими уровню "Евро-3", не соответствует потребности. Учитывая же, что с 1 января 2010 г. автомобилестроителям предстоит перейти на "Евро-4", широкие поставки соответствующих следующему экологическому классу топлив должны начаться уже во второй половине 2009 г.

Коммерческие автомобили категорий N_2, N_3, M_2 и M_3 для выполнения требований "Евро-4" будут оснащаться системами нейтрализации со впрыском специального расходного реагента (раствора мочевины), технических требований к которому, его производства и распределения в России пока не существует. Проект соответствующего национального стандарта будет разработан совместно ОАР и ОАО "КамАЗ".

Производителям автомобильной техники рекомендовано ввести в инструкции по эксплуатации специальный раздел с указанием сроков обязательной замены каталитических нейтрализаторов, сажевых фильтров и других элементов, обеспечивающих заданный экологический уровень.

Конференция поручила исполкому ААИ принять участие в подготовке предложений Объединения Автопроизводителей России, касающихся: изменения системы налогообложения (предусмотреть прогрессивное снижение транспортного налога для владельцев АТС, соответствующих нормам "Евро-3", "Евро-4" и "Евро-5"), возможности дифференцированного подхода к использованию в регионах автомобильной техники повышенных экологических классов (с учетом насыщенности регионов автотехникой, неравномерности ее поставок, местных условий эксплуатации); возможности маркирования АТС цветовыми знаками, соответствующими экологическим классам; изменения акцизов на автомобильные бензины (исходя из экологических характеристик, а не от октановых чисел); повышения требований к качеству бензинов и дизельных топлив (разработать систему контроля качества нефтепродуктов в розничной сети и юридическую основу для прекращения деятельности компаний, реализующих не соответствующие Регламенту топлива); нанесения «экологической» маркировки на топливораздаточные колонки и оснащения АЗС оборудованием для заправки автомобилей раствором мочевины (из расчета 1,5—2 % от объема реализации дизельного топлива); внесения изменений в специальный технический регламент "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ" (в части распространения требований Правил № 96-02 ЕЭК ООН на дизельные автомобили повышенной проходимости категории M_1 полной массой более 3,5 т и категорий M_2, M_3, N_1, N_2, и N_3).

За рубежом

УДК 629.1-43

Модульный принцип формирования автопоездов для перевозок Европа—Азия

Канд. тех. наук В.А. ТОПАЛИДИ

ТАДИ

Объемы международных автомобильных перевозок из стран Центральной Азии и Китая в страны и порты Западной Европы, Прибалтики, России и Украины возрастают с каждым годом. По мнению специалистов, в ближайшие 10—15 лет данные объемы увеличатся как минимум вдвое. Чему в немалой степени способствуют строительство новых и расширение старых международных автомагистралей в странах СНГ и Китае, а также их стыковка с европейскими автобанами.

Все это говорит о том, что реально назрела необходимость кардинально повысить эффективность международных перевозок за счет участия в них большегрузных многозвенных автопоездов. Причем такое совершенствование уже имеет опробованную основу — опыт автомобилистов Узбекистана, Казахстана, России и других стран СНГ, которые в 1960—1980 гг., т. е. будучи еще в составе СССР, весьма активно внедряли в эксплуатацию самые различные типы большегрузных многозвенных автопоездов общей длиной до 24 м, которая тогда была установлена нормативными документами (см. "АП", 1999, № 1 и "АП", 2007, № 1). А главное — на практике доказали высокую эффективность многозвенных автопоездов, сформированных по модульному принципу из серийно выпускаемого подвижного состава — грузовых автомобилей, седельных тягачей, полуприцепов и прицепов. И надо сказать, что этот опыт не забыт. Более того, он используется, в том числе за пределами стран — бывших республик СССР. Например, в 1990-е годы в Европе была разработана концепция модульных систем (EMS), которая позволяет применять на маршрутах большой протяженности два типа большегрузных длинномерных автопоезда, сформированных из типового подвижного состава автотранспорта, вместо трех стандартных, при перевозке одинакового количества груза. Это 60-тонные большегрузные модульные автопоезда, которые стали, по общему мнению автоперевозчиков, весьма удачным решением проблемы наращивания грузопотоков. Анализ схем существующих (рис. 1) и перспективных (рис. 2) автопоездов стран ЕС и СНГ для использования в перевозках по маршрутам "Европа — Азия" полностью подтверждает данную точку зрения.

Первыми из тех, кто разрешил использовать на своей территории автопоезда длиной сначала 24, а затем и до 25,25 м, были Финляндия и Швеция. В связи с этим широко известные фирмы "Кроне", "Шмитц", "Кёгель", "Флиегль", уже давно активно занимаются исследованием и конструированием именно такой прицепной техники, а первые две из названных — небольшими сериями уже выпускают длиннобазные прицепы (рис. 2, *а*, *б*), сконструированные на базе серийного полуприцепа длиной 13,6 м и предназначенные для большегрузного прицепного автопоезда, а также для седельно-прицепного автопоезда (рис. 2, *в*), на котором обычно применяется двухосный прицеп с центральной осью, с разрешенной полной массой до 20 т в ЕС и 18 т в СНГ. В новом автопоезде зачастую используется седельный тягач с низкой установкой седельного устройства (950 мм вместо 1150—1200 мм от уровня земли), что позволяет увеличить объем кузовов полуприцепа и прицепа до 150—160 м^3.

Производители всегда идут навстречу пожеланиям потребителей — грузоперевозчиков, которые хотят иметь право и возможность формировать такой состав автопоезда, который обеспечивает перевозку любого ассортимента груза. Причем формировать непосредственно в эксплуатации. Удовлетворить эти пожелания еще в большей мере позволяет предлагаемый новый типовой ряд модульных большегрузных автопоездов длиной до 28 м, где в качестве подкатной тележки для длиннобазного прицепа использована типовая тележка "Долли".

Наверно предлагать в настоящее время автопоезда длиной до 28 м — чересчур смело, но это на первый взгляд. Только за счет увеличения длины автопоездов и соответственно уменьшения динамических воздействий на дорогу можно повысить эффективность автоперевозок. Данные автопоезда рекомендуются исключительно для перевозок на дальние расстояния из Европы в Азию и обратно.

Так, на рис. 2, *г* показан большегрузный автопоезд, в состав которого входят серийный тягач и полуприцеп длиной 15,62 м с подкатной тележкой "Долли". Автопоезд имеет три стандартных грузовых отсека длиной 7,82 м. На нем можно применять сменные кузова, что очень удобно при погрузочно-разгрузочных работах, а для перевозки скоропортящихся грузов (так же, как на автопоезде, показанном на рис. 2, *д*) — изотермический кузов или рефрижератор.

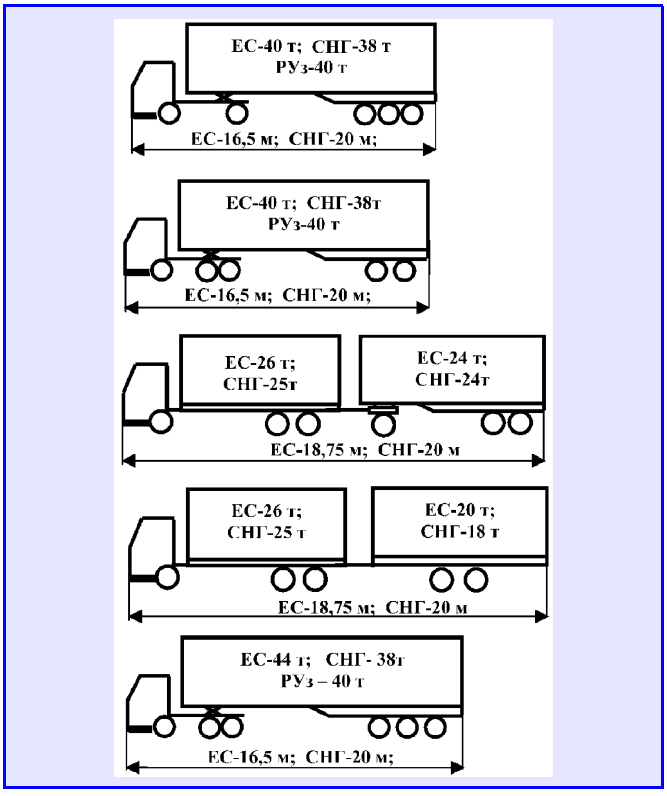


Рис. 1. Схемы серийно выпускаемого ряда автопоездов, используемых для перевозки грузов в странах СНГ и ЕС

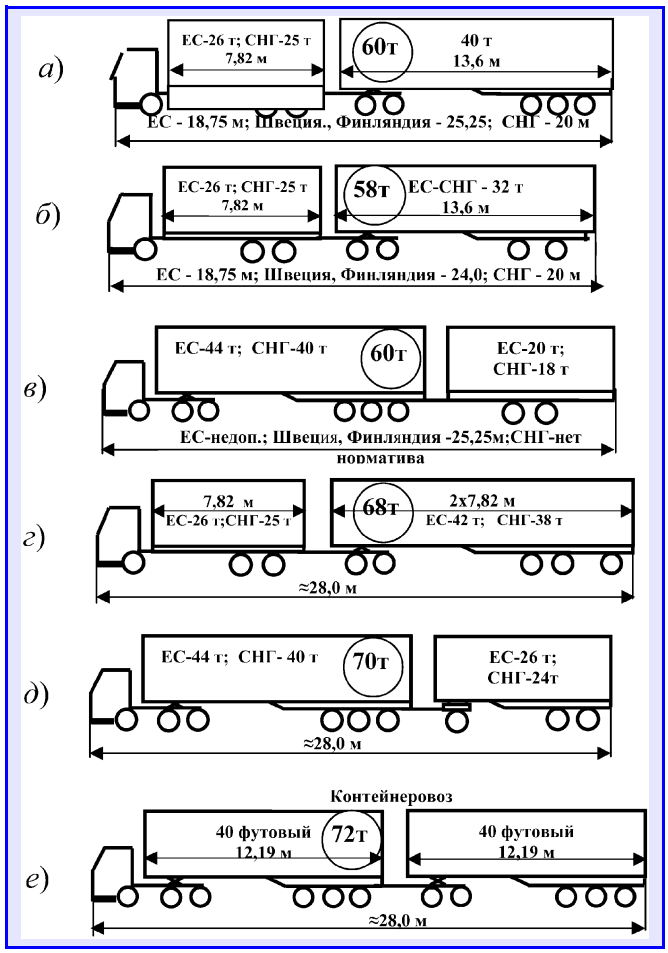


Рис. 2. Схемы автопоездов, перспективных для перевозок грузов на маршрутах "Азия—Европа"

На рис. 2, *е* представлен автопоезд-контейнеровоз, состоящий из седельного тягача и двух стандартных полуприцепов-контейнеровозов, второй из которых установлен на тележку "Долли". Полная масса этих АТС будет ограничена 72 т в ЕС и 64 т в СНГ, а по условиям нагрузки на задние ведущие оси тягача — соответственно 18 и 16 т. Причем последние должны составлять не менее 25 % общей массы автопоезда. Если учесть, что все современные седельные тягачи и грузовые автомобили снабжены пневмоподвесками, то пора и в странах СНГ устанавливать 18-тонную нагрузку на спаренные оси тягача, имеющие межосевое расстояние 1,3 — 1,8 м. В этом случае полная масса большегрузного многозвенного автопоезда будет одинаковой в странах ЕС и СНГ. Необходимо заметить, что осевые нагрузки всех показанных на рис. 2 автопоездов не превышают допустимых параметров, предусмотренные СНиП для автомобильных дорог стран СНГ.

Если максимальную массу контейнеровоза рассматривать с учетом того, что осевые нагрузки и расстояния между осями и тележками находятся в пределах нормативных параметров, установленных в Российской Федерации, то она будет равна 84 т. Снаряженная же масса данного автопоезда, включая массы двух порожних 40-футовых контейнеров, — ≈32 т, а сцепной вес автопоезда — ≈20,0 % полной массы, что вполне допустимо при осуществлении перевозок по автомагистралям на равнинных и слабохолмистых местностях (продольный уклон до 6 %). Например, из Узбекистана или Казахстана в порты Прибалтики, Германии, Голландии.

Европейская фирма "Дик Денби" в рамках концепции EMS разрабатывает так называемые двойные (восьмиосные) боль-

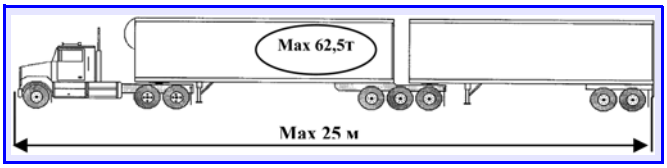


Рис. 3. Двойной большегрузный модульный автопоезд, разрешенный в Канаде

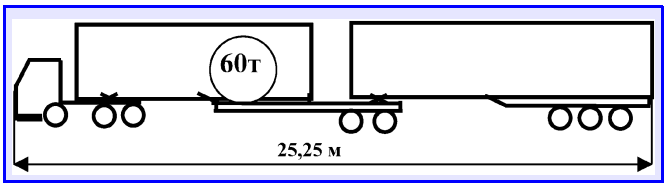


Рис. 4. Двойной большегрузный модульный автопоезд фирмы "Дик Денби" для Европы

шегрузные модульные автопоезда, аналогичные разрешенным, например, стандартами Канады (рис. 3), длина которых не превышает 25 м, а полная масса доходит до 62,5 т. Для формирования аналогичного автопоезда в Европе она несколько (до 25,25 м) увеличивает его общую длину за счет двух типов полуприцепов большей длины (рис. 4). Причем первый из них — усиленный, чтобы обеспечить надежное сцепление со вторым (серийным) полуприцепом. Но лучшим решением было бы все-таки увеличение числа осей средней тележки до трех, длины автопоезда — до 28 м и полной его массы до 72 т при этом два полуприцепа — одинаковые серийные (типовые).

Рассмотренные перспективные большегрузные модульные автопоезда — дело вполне реальное. Потому что у всех известных европейских производителей седельных тягачей и грузовых автомобилей в арсенале имеется целый типоряд дизелей мощностью от 420 до 500 кВт (от 570 до 680 л.с.), что обеспечивает удельную мощность АТС от 6,6 до 8 кВт/т, или от 9 до 11 л.с/т. Такие мощности двигателей позволяют оснащенным ими большегрузным автопоездам поддерживать высокую скорость движения, беспрепятственно вливаться в транспортные потоки на автомагистралях, свободно вписываться в стандартный разворотный круг радиусом не более 15 м, предусмотренный для автопоездов в СНиП "Автомобильные дороги" стран СНГ.

Несомненно, в основе основ реализации проектов по использованию большегрузных длинномерных поездов лежит обеспечение безопасности движения. Основные требования по конструктивной безопасности большегрузных автопоездов были сформированы в упомянутой ранее статье (см. "АП", 2007, № 1). В эксплуатации они должны формироваться только из подвижного состава (тягачи, прицепы и полуприцепы), имеющего соответствующий сертификат — "одобрение типа транспортного средства", с учетом возможности работы в составе большегрузных автопоездов. Более того, их массовую эксплуатацию представляется целесообразным разрешать только на автомагистралях, имеющих четыре полосы движения. Потому что обгон длинномерных автопоездов на двухполосной дороге обычного типа другими АТС с выездом на полосу встречного движения очень опасен, а при плотных транспортных потоках — просто невозможен. Самые упрощенные расчеты показывают, что на маршрутах протяженностью 6—9 тыс. км, т. е. маршрутах "Азия—Европа", такой автопоезд, имеющий полную массу 60—72 т, в расчете на 1 кг перевозимого груза, экономит, по сравнению с серийными автопоездами полной массой 40—44 т, до 20 % топлива, уменьшает вредные выбросы на ~30 %.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Тырин Е.А. — Бюджетирование как инструмент оперативного управления предприятием. 1
Кузнецов Е.С. — Затраты на приобретение и эксплуатацию автомобилей личного пользования 3
АСМ-факты 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Гладов Г.И., Зайцев С.В. — Двухзвенные машины как средство повышения проходимости АТС. 7
Патока В.Г., Макушин А.А., Юлдашев А.К. — Влияние неустановившейся нагрузки на показатели работы дизеля мобильной машины 9
Геращенко В.В., Яскевич М.Я., Геращенко А.В., Сафранков Е.Н., Кукишев А.В. — Интеллектуальная система регулирования угла опережения зажигания 11
Бурлаченко О.В., Филатов Н.В. — Глушитель шума выпуска ДВС. Методика расчета 14
Благонравов А.А., Ревняков Е.Н. — Механизмы свободного хода импульсных бесступенчатых передач 16
Сливинский Е.В., Зайцев А.А., Сливинская Т.Е. — Устройство для автоматической балансировки колес автомобилей 18
Мамити Г.И., Льянов М.С., Плиев С.Х., Гагкуев А.Е. — Учет бокового увода при расчете критических скоростей колесных машин по заносу и опрокидыванию . . 19
Романченко М.И. — О коэффициентах буксования и скольжения колеса. . . . 21
Блинов Е.И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Управляемость колесной машины 22

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Набоких В.А. — Поиск неисправностей электронных систем зажигания 26
Малкин В.С., Епишкин В.Е. — Уточненный метод диагностирования автомобилей по комплексу взаимосвязанных параметров 27
Шарипов М.С., Овчинников В.П., Еремин В.Н. — Водно-восковой защитный состав "Герон" 31

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Матлин М.М.., Казанкина Е.Н. — Оперативное определение прочностных свойств деталей 34
Крохотин Ю.М. — Выбор объема топливного аккумулятора. 35
"Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки", X Международная научно-практическая конференция. 36

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров
Научно-практическая конференция-семинар "Требования Евро-4: применение в Российской Федерации и технологии обеспечения соответствия" 37
За рубежом
Топалиди В.А. — Модульный принцип формирования автопоездов для перевозок Европа—Азия 38

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Г. И. Мамити, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик, Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин, И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор М. Г. Джавадян
Сдано в набор 02.04.2008. Подписано в печать 25.05.2008.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,96. Зак. 479.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.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.

Поправка. *Авторы статьи "Посредник — важнейшее звено в системе "производитель— потребитель автомобильной техники" ("АП", 2008, № 4) — А.П. Шмелёв и М.Г. Гусев*