

Московский автомобильно-дорожный институт  
(государственный технический университет)

Научно-техническая  
конференция

**3-и ЛУКАНИНСКИЕ ЧТЕНИЯ.**

**РЕШЕНИЕ ЭНЕРГОЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПРОБЛЕМ  
В АВТОТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ**

(30 - 31 января 2007 года)

**Тезисы докладов**

**Москва 2007**

УДК 574:[656.13.07+625.7/.8]

Тезисы докладов научно-технической конференции “3-и Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автомобильном комплексе. –М.:МАДИ(ГТУ), 2007.-155с.



Московский автомобильно-дорожный институт  
(государственный технический университет), 2007

## СОДЕРЖАНИЕ

### **Секция “Двигатели внутреннего сгорания”**

Эфрос В.В.

Владимирский государственный университет

Увеличение научного потенциала высшей школы - необходимое условие решения энергоэкологических проблем АТК.....15

Иващенко Н.А., Марков В.А., Ефанов А.А.

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Экономические и экологические показатели дизеля с разделенной камерой сгорания при его работе на рапсовом масле.....18

Черняк Б.Я., Смирнов А.Б.

Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ)

Применение нейронных сетей для управления ДВС.....20

Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.А.

Национальный транспортный университет, г. Киев

Влияние добавок биоэтанола к бензину на протекание рабочего процесса.....21

Абрамчук Ф.И., Тимченко Д.И.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Повышение топливной экономичности высокооборотных дизелей малой мощности путем изменения условий смесеобразования.....21

Махов В.З.

Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ)

Базовые макрокинетические закономерности процесса горения в дизеле.....23

Кавтарадзе Р.З. , Шибанов А.В., Гайворонский А.И. МГТУ им. Н.Э. Баумана, ВНИИГАЗ Влияния формы камеры сгорания на образование оксидов азота в газовом двигателе.....	25
Голубков Л.Н., Шатров М.Г., Емельянов Л.А., Дьяконова К.П., Михальченко Д.А. Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ) Расчетно-теоретическое исследование путей улучшения экологических показателей автомобильного дизеля.....	28
Тимченко И.И., Жадан П.В., Ефремов А.А., Тимченко Д.И. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет Биогаз как альтернативное моторное топливо для транспорта Украины.....	30
Патрахальцев Н.Н., Соболев И.А., Голубев С.А. Российский университет дружбы народов (РУДН) Возможности корректирования внешних скоростных характеристик дизеля изменением физико–химических свойств топлива.....	33
Врублевский А.Н., Григорьев А.Л. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» Математическая модель для углублённого исследования динамики дизельной форсунки CR.....	35
Мальчук В.И., Дунин А.Ю. Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ) Метод расчета рабочего процесса системы совместной подачи двух топлив в камеру сгорания дизеля через одну форсунку.....	38

Гусаков С.В., Довольнов А.М., Макаревский А.С. Российский университет дружбы народов (РУДН) Комбинированный рабочий процесс поршневого двигателя с гомогенным рабочим зарядом.....	40
Жуков В.А. Корытов С.В. Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева Совершенствование процесса впрыска топлива в аккумуляторных системах топливоподачи дизелей.....	43
Матейчик В.П., Цюман Н.П. Национальный транспортный университет, г. Киев Особенности моделирования рабочего процесса двигателя с нейтрализатором.....	45
Поздняков Е.Ф. ОАО «НЗТА», г. Ногинск Марков В.А., Трифонов В.Л., Шленов М.И. МГТУ им. Н.Э. Баумана Регулятор частоты вращения с последовательными корректирующими звеньями для дизеля.....	47
Каминский В.Н. НПО «Турботехника» Работы НПО «Турботехника» в области развития современных автотракторных двигателей и их систем.....	50
Черняк Б.Я., Онищук Ф.С., Бездикиан.Э., Саркисиан Э. Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ) Перспективы развития самонастраивающихся контуров ЭСУ ДВС.....	50

<p>Гоц А.Н., Эфрос В.В.  Владимирский государственный университет  Анализ параметров и тенденций развития двигателей  для средств малой механизации.....</p>	53
<p>Мягков Л.Л., Маластовский Н.С.  МГТУ им. Н.Э.Баумана.  Моделирование течения охлаждающей жидкости в полости  охлаждения крышки цилиндра двигателя.....</p>	56
<p>Григорьев Е.А., Васильев А.В., Долгов К.О.  Волгоградский государственный технический университет  Анализ влияния компоновочной схемы на колебания  шестицилиндрового семейства двигателей.....</p>	57
<p>Шатров М.Г., Набиль Гадир  Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)  Моделирование спектров звуковой мощности двигателя  от переключений поршней.....</p>	60
<p>Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Сергеев С.С.  МГТУ им. Н.Э. Баумана  Численное исследование трехмерного турбулентного течения  газа в системе «ресивер-цилиндр».....</p>	62
<p>Кузнецов А.Г., Трифонов В.Л., Боковиков А.Н.  МГТУ им. Н.Э. Баумана  Вопросы разработки стенда полунатурного моделирования  динамических режимов систем управления транспортными  дизелями.....</p>	64

Кричевская Т. Ю., Яковенко А.Л. Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ) Использование современных информационных технологий для описания конструкции двигателя внутреннего сгорания и его систем.....	66
Кричевская Т.Ю., Яковенко А.Л., Быков А.Д., Лямин В.А., Осипов С.С., Першутин Е.А., Сафонов Д.Ю., Швечков О.П. Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ) Трёхмерное моделирование топливных насосов бензиновых двигателей.....	68
Абрамчук Ф.И., Денисов А.В. Харьковский Национальный Автомобильно-Дорожный Университет Способы совершенствования закона топливоподачи и повышения давления впрыскивания в дизельной топливной системе непосредственного действия.....	70
Голубков Л.Н., Грачев А.Ю., Востриков А.Е., Гавриков А.Г. Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ) Моделирование роликовых топливоподкачивающих насосов, работающих на диметиловом эфире.....	72
Рыжкин С.В. Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ) Анализ и расчет свойств диметилового эфира как моторного топлива.....	74
Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет Расчёт процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания.....	76

Жуков В.А. Тарасов М.А. Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева, Тутаевский филиал Зависимость экономических и экологических показателей работы дизеля от режимов охлаждения.....	78
Жуков В.А. Курин М.С. Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева, Тутаевский филиал Комплексное влияние параметров наддува на токсичность и дымность отработавших газов дизеля ЯМЗ 8481.10.....	79
Лазарев В.М. Владимирский государственный университет Определение параметров жидкостной системы охлаждения тракторного дизеля.....	81
Кальней Е.Д., Максименко В.Н., Русаков М.М. Тольяттинский государственный университет Нагнетатель для наддува ДВС легкового автомобиля.....	83
Лисовал А.А. Национальный транспортный университет (НТУ, г. Киев) Микропроцессорное регулирование автотракторных дизелей СМД.....	85
Клейменов С.Ю. Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ) Влияние процессов газообмена соседних цилиндров на условия впуска в отдельном цилиндре.....	87



## Секция “Экологические проблемы в АТК”

- Трофименко Ю.В.  
Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)  
Принципы управления техносферной безопасностью  
автотранспортного комплекса.....90
- Трофименко Ю.В., Григорьева Т.Ю.  
Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ)  
Повышение надежности транспортных человеко-машинных  
систем управления на примере городских автобусов.....92
- Трофименко Ю.В., Евстигнеева Н.А.  
Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ)  
Контроль психофизиологического состояния водителя как  
фактор безопасности дорожного движения.....94
- Васильев А.В.  
Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти  
Мониторинг автотранспортного шума города Тольятти.....96
- Маринов Э.  
Русенский университет им. А. Кънчева, г. Русе, Болгария  
Васильев А.В.  
Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти, Россия  
О некоторых особенностях снижения внутреннего шума  
и вибрации, передающихся в кабину автотранспортного  
средства.....98
- Евгеньев Г.И.  
Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ)  
Эстетические свойства автомобильных дорог.....100

Самодурова Т.В. Гладышева О.В., Алимова Н.Ю. Воронежский государственный архитектурно-строительный университет Моделирование динамики снегоотложений на дорожном покрытии.....	103
Фридман В.С., Ерёмкин Г.С., Леонов А.П. Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова Оценка воздействия автодорожной сети на биоразнообразие природных территорий по степени трансформированности авифауны: эффекты, механизмы и критерии для оценки.....	105
Котиков Ю.Г., Чудаков Р.С. Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет Геоинформационные модели энергообеспечения автотранспорта мегаполиса.....	108
Корчагин В.А., Ляпин С.А. Липецкий государственный технический университет О взаимодействии автотранспорта металлургического комбината и окружающей среды.....	110
Корчагин В.А., Корчагина Т.В., Сысоев Д.К. Липецкий государственный технический университет Теоретико-методологические подходы формирования объекта научного исследования открытых систем.....	113
Донченко В.В., Казьмин Д.М. ОАО «Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта (НИИАТ)» Роль управления транспортным спросом в современной концепции охраны окружающей среды в городе.....	116

Брюховских О.А., Ворожнин В.С., Маркелов Ю.И. Институт промышленной экологии УрО РАН, г. Екатеринбург Опыт проведения исследований по оценке влияния автотранспорта на экологическую ситуацию в городах уральского региона на примере г. Салехарда.....	118
Михно М.В. Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина К вопросу снижения загрязнения атмосферного воздуха промышленных городов.....	121
Будник А.В., Галевко Ю.В., Мороз С.М. ФГУП «Научно-исследовательский центр по испытаниям и доводке автотехники» Парфенов Е.В. ОАО «Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта (НИИАТ)» Испытания по оценке влияния внешних условий на точность измерения внешнего шума автомобилей по ГОСТ Р 52231.....	123
Авенариус И.А., Лелюхин А.М. Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ) Анализ результатов измерений магнитного поля в троллейбусе и предложения по снижению его негативного воздействия.....	125
Дудников А.Н., к.т.н., доц. Автомобильно-дорожный институт ДонНТУ, г. Горловка, Украина Основная диаграмма состояний транспортного потока.....	128

Мягков И.А. МГТУ имени Н.Э. Баумана Применение гидродинамического вибрационного фильтрования для очистки высоковязких жидкостей от механических загрязнений.....	130
Мельникова Е.П. Автомобильно-дорожный институт Донецкого национального технического университета, г. Горловка, Украина Улучшение экологичности технологических процессов за счет применения вибрационной обработки (ВиО).....	132
Коротков М.В. Оренбургский государственный университет Совершенствование управления процессом эксплуатации автомобилей по критериям загрязнения атмосферы промышленных городов.....	135
Тольский В.Е., Толокин Л.И. Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ) Исследование шума дельтаплана российского производства.....	137
Васильев А.В., Пимкин В.В. Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти Программное обеспечение для расчета низкочастотного звука систем газообмена автомобильных ДВС с учетом активной компенсации.....	138
Галевко Ю.В., Иванова Т.В., Тюрин В.П., Попов Ю.Н., Елесин А.Н. ФГУП «Научно-исследовательский центр по испытаниям и доводке автотехники» Шум грузовых автомобилей, имеющих КПП с планетарным редуктором.....	141

Бакатин Ю.П., Дворковой В.Я., Ростовцев Ю.Н. Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ) Сравнительный анализ эффективности работы комплектов «экскаватор - самосвалы» с учетом удельного ущерба от загрязнения атмосферы вредными выбросами.....	143
Черемухин Д.В. Новиков А.И. Абрамов С.В., Полукаров А.В. Бакатин Ю.П. Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ) Повышение экологической безопасности технологических процессов и машин для зимнего содержания дорожных покрытий.....	144
Бакатин Ю.П., Стеблецкий С.В. Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ) Куда девать дымомеры?.....	145
Карев С.В. Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ) Обеспечение нормализации теплового состояния оператора АТС с учетом индивидуальных характеристик.....	148
Андреев А.В. Воронежский государственный архитектурно-строительный университет Экологические составляющие экономического эффекта при эксплуатации автомобильных дорог с покрытиями из шлаковых асфальтобетонов в зимний период.....	149
Смирнов С.С., Адамсон Б.И., Швагорова Л.А. Московский энергетический институт, г. Москва, Россия Аккумулятор для электромобиля.....	152

Довгаль Н.В. Бакатин Р.Ю.

Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ)

Обеспечение экологической безопасности автомобиля

через диагностику его технического состояния.....154

## Секция “Двигатели внутреннего сгорания”

Эфрос В.В.

Владимирский государственный университет

### Увеличение научного потенциала высшей школы – необходимое условие решения энергоэкологических проблем АТК

Сегодня необходимо знать - сколько и каких инженеров нужно России для решения энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе (АТК).

Оглянемся назад. Первая пятилетка (1928-1932 г.г.) выполнялась под знаком использования европейского и американского опыта. Были построены крупнейшие предприятия и определены стратегические цели подготовки инженеров, в том числе разработчиков новых силовых агрегатов средств транспорта. Все было ясно - страна ориентировалась на самодостаточность.

Прошло 80 лет, но наше отставание от западных технологий в сфере гражданского машиностроения не уменьшилось. Отметим, что после 1965 г., несмотря на наличие тысяч инженеров-разработчиков и израсходованные средства, мы не смогли поставить на массовое производство что-нибудь вызвавшее мировой интерес. Примером тому строительство и последующий демонтаж моторных производств на ГАЗе, в г.Ярцево (ЗИЛ), на АЗЛК, в г.г.Волгограде и Чебоксары, недопустимая задержка с внедрением впрыска бензина и турбонаддува на автомобильных двигателях и многое другое. Сегодня Германия более 50% выпускаемых легковых автомобилей оснащает дизелями, а Россия, имеющая опыт разработки лучших в мире двигателей этого типа военного назначения, создать дизель для легкового автомобиля и малотоннажных грузовых машин так и не смогла.

Сказанное можно объяснять многими причинами, но одной из них должного внимания не уделяется. Речь идет о критическом уменьшении научного потенциала высшей школы (ВШ), и как следствие, снижении качественного уровня преподавательского состава и несоответствии требованиям времени выпускаемых специалистов. Корни проблемы следует искать в приоритетном развитии оторванных от ВШ академических и отраслевых НИИ, оказавшихся в сегодняшних условиях нежизнеспособными.

В то же время передовые зарубежные технологии, обещающие качественные прорывы в энергоэкономических проблемах АТК, во многих случаях рождались и отрабатывались при непосредственном участии ВШ. Это методы CAJ, CCS, HCCJ, отто-дизели, системы Common Rail, электронного управления топливоподачей, синтетические топлива на базе биологического и природного газов и другие, нацеленные на 100-кратное уменьшение выбросов NO<sub>x</sub>, 10-15-кратное частиц сажи, 30-кратное расхода топлива. Уже сегодняшние результаты, достигнутые в сфере массовых зарубежных производств впечатляют - удельные мощности, КПД и надежность двигателей неуклонно растут, их удельные массы и габариты, токсичность ОГ и шумность работы стремительно уменьшаются.

Перспективное развитие АТК, в том числе при использовании водородных технологий, на 25-30, а, вероятно, и более лет, будет связано с поршневым ДВС. Наше отставание в этой области указывает на необходимость привлечения во все переделы АТК инвестиций под зарубежные разработки. Пугаться следует не этого, а потери времени на пути создания конструкций и технологий, требующихся после 2015 г. Для этой работы необходимы специалисты нового уровня, способные творчески принимать достижения в различных отраслях знаний и генерировать новые знания. Их подготовка требует новой учебной базы (интеллектуальной, материальной, методологической) и развития в ВШ значимых фундаментальных и прикладных исследований.



Сегодня мы имеем федеральные приоритетные направления развития науки, технологий и техники, а также перечень критических технологий. Силовые агрегаты АТК в них не забыты, но путь от указанных документов до конкретной кафедры или лаборатории столь сложен и затуманен, что когда и где будет достигнута реальная необходимая цель никто сказать не может. Действительно, в состав направления «Энергомашиностроение» наряду с ДВС входят плазменные энергетические установки; котлы и реакторостроение; газо-, паротурбинные установки; холодильная техника, кондиционирование. При этом сами ДВС подразделяются на автомобильные, тракторные, судовые, тепловозные, стационарные, средств малой механизации, летательных аппаратов и др. Выстроить правильные цели и сформировать рациональные пути их достижения в таком конгломерате в рамках действующей системы управления образованием, наукой и промышленностью невозможно. Для этого есть только один путь – совершенствование сложившейся системы путем отсечения от нее лишних звеньев и расширения влияния на принятие решений профессиональных объединений специалистов в конкретных областях и представителей бизнеса (обществ, советов, комиссий и др.). Подобная практика успешно функционирует в странах, развитие которых служит для нас примером. Применительно к ДВС, непосредственно влияющих на экологию и уровень машиностроения, а также поглощающих гигантские ресурсы, поиск эффективных путей ускорения прогресса является первостепенной задачей.

**Экономические и экологические показатели дизеля  
с разделенной камерой сгорания при его работе  
на рапсовом масле**

В связи с истощением нефтяных месторождений и повышением цен на нефтепродукты возникает необходимость применения в двигателях внутреннего сгорания моторных топлив, получаемых из альтернативных сырьевых ресурсов. К группе наиболее перспективных альтернативных топлив относятся растительные масла и топлива, получаемые на их основе. Наиболее целесообразным для применения в качестве моторного топлива является рапсовое масло (РМ).

Результаты проведенных ранее исследований показывают, что к работе на растительных маслах более адаптированы дизели с разделенными и полуразделенными камерами сгорания (КС). Для оценки экономических и экологических показателей дизеля с разделенной КС, работающего на рапсовом масле, проведены испытания дизеля ВАЗ-341 (4ЧН 7,6/8,4) завода «БарнаулТрансМаш», устанавливаемого на легковые автомобили ВАЗ-21045. Исследуемый дизель без наддува с вихрекамерным смесеобразованием имел рабочий объем  $iV=1,52$  л, степень сжатия  $\varepsilon=23$ , мощность  $N_e=40$  кВт при  $n=4800$  мин<sup>-1</sup>. Дизель оснащен топливной аппаратурой фирмы R. Bosch, включающей топливный насос высокого давления типа VE и штифтовые форсунки, отрегулированные на давление начала впрыскивания  $p_{\text{фо}}=12,5$  МПа. Испытательный стенд был оборудован комплектом необходимой измерительной аппаратуры, включающим газоанализатор Quintox 9106 (Великобритания).

Дизель был последовательно исследован на режимах внешней скоростной характеристики и нагрузочной характеристики (при частоте вращения коленчатого вала  $n=2200$  мин<sup>-1</sup>). При проведении

испытаний отмечено, что перевод дизеля с дизельного топлива (ДТ) на РМ сопровождался заметным увеличением часового расхода топлива  $G_T$  (при неизменном положении упора максимальной подачи). Такое увеличение часового расхода топлива при работе на РМ вызвано его большей плотностью ( $\rho_{PM}=917,4 \text{ кг/м}^3$ , у ДТ  $\rho_{DT}=825 \text{ кг/м}^3$ ) и вязкостью ( $\nu_{PM}=76 \text{ мм}^2/\text{с}$  против  $\nu_{DT}=3,8 \text{ мм}^2/\text{с}$  при  $t=20^\circ \text{ C}$ ), и меньшей сжимаемостью. В частности, на режиме максимального крутящего момента при  $n=2200 \text{ мин}^{-1}$  часовые расходы ДТ и РМ оказались равны соответственно  $G_T=5,44 \text{ кг/ч}$  и  $G_T=7,14 \text{ кг/ч}$ . На этом режиме отмечены следующие значения крутящего момента дизеля: для ДТ -  $M_e=86,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , для РМ -  $M_e=93,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . При этом удельный эффективный расход топлива составил: для ДТ -  $g_e=273,9 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ , для РМ -  $g_e=331,5 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$  при угле опережения впрыскивания топлива  $\theta=18,5^\circ$  поворота коленчатого вала до ВМТ. Увеличенный удельный эффективный расход топлива  $g_e$  при работе на РМ обусловлен тем, что низшая теплота сгорания РМ ниже чем теплота сгорания ДТ (соответственно  $H_U=39,34 \text{ МДж/кг}$  и  $H_U=42,21 \text{ МДж/кг}$ ). Поэтому для сравнения эффективности сгорания РМ и ДТ использован эффективный КПД двигателя. При переходе с ДТ на РМ эффективный КПД дизеля повысился  $\eta_e=0,2935$  до  $\eta_e=0,3092$ , т.е. на 5%. Такое повышение эффективности сгорания РМ, по-видимому, вызвано наличием в его составе около 10% кислорода, участвующего в процессе окисления топлива в КС дизеля.

Переход на работу с РМ оказал благоприятное влияние и на показатели токсичности отработавших газов (ОГ) дизеля. На режиме максимального крутящего момента перевод дизеля с ДТ на РМ позволил снизить содержание в ОГ двух нормируемых токсичных компонентов ОГ – оксидов азота  $C_{NOx}$  (с 584 до 528  $\text{мг/м}^3$ ) и монооксида углерода  $C_{CO}$  (с 1059 до 256  $\text{мг/м}^3$ ). Отмечено некоторое увеличение содержания в ОГ углекислого газа  $C_{CO_2}$  (с 9,8 до 10,8 %), но оно отчасти является следствием уменьшения концентрации  $C_{CO}$ .

### **Применение нейронных сетей для управления ДВС**

Повышающиеся экологические требования к перспективным моделям автомобилей заставляют производителей электронных систем управления разрабатывать и применять элементы интеллектуального управления двигателем непосредственно на борту автомобиля. Это может позволить в перспективе обеспечить поддержание заданных параметров работы двигателя не только при проведении сертификационных испытаний нового автомобиля, но и в процессе всей его эксплуатации.

Одним из направлений при создании интеллектуальных алгоритмов управления является использование искусственных нейронных сетей, которым в силу специфики структуры свойственно самообучение.

Практика показала их эффективное использование для решения широкого круга задач, связанных с выбором управления различными объектами, классификацией данных и т.д. Однако при разработке алгоритмов управления двигателем важным является возможность разработки и реализации нейросетевых структур на основе стандартных промышленно-выпускаемых электронных систем управления и программных средств, которые уже сейчас используются при разработке и отладке алгоритмов управления двигателем.

Поэтому в работе приводятся результаты моторных испытаний по практической реализации нейросетевого управления двигателем как при наличии нейросетевых структур непосредственно в электронном блоке управления, как части общего алгоритма управления двигателем, так и на персональном компьютере, работающем в режиме реального времени с двигателем. Нейронные сети используются в данном случае в качестве структур, компенсирующих состав

смеси на установившихся и динамических режимах работы двигателя.

**Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.А.**

Национальный транспортный университет, г. Киев

**Влияние добавок биоэтанола к бензину на протекание  
рабочего процесса**

**Абрамчук Ф.И., Тимченко Д.И.**

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

**Повышение топливной экономичности высокооборотных  
дизелей малой мощности путем изменения условий  
смесеобразования**

ДВС, в частности высокооборотные дизели малой мощности, благодаря своим высоким потребительским качествам получили широкое распространение, а на транспорте и в сельскохозяйственном комплексе являются основными силовыми агрегатами машин. Одновременно их широкое применение привело к появлению ряда проблем, вызванных истощением мировых природных запасов нефти и газа, а следовательно и ростом цен на моторные топлива, загрязнением вредными веществами и шумом окружающей среды, влиянием ДВС на глобальное потепление в природе и др. Единого подхода к пути устранения или уменьшения влияния этих и др. недостатков ДВС нет, а основное внимание разработчиков и эксплуатационников ДВС сосредоточено на повышении их экономичности и экологической безопасности, в первую очередь, за счет совершенствования рабочего цикла.

Смесеобразование является одним из основных процессов, определяющих эффективность рабочего цикла дизеля. На протекание его влияет комплекс конструктивных и регулировочных параметров. Зачастую это влияние не однозначно, а иногда и противоречиво. Поэтому для повышения эффективности смесеобразования, а следовательно достижения высоких технико-экономических и экологических показателей работы дизелей необходимо в каждом конкретном случае оптимизировать эти параметры, обеспечивая, таким образом, наилучшие условия смесеобразования.

Единого подхода к выбору направлений оптимизации параметров нет из-за многообразия конструктивных решений в дизелях и способах осуществления рабочего цикла. Поэтому, как правило, эта задача решается с учетом конструктивных особенностей каждого типа двигателей.

В работе рассматривается такое решение для высокооборотных дизелей малой мощности, для которых эти проблемы решаются особенно сложно (на примере дизеля 2Ч 8,2/8,8).

Разработаны комплексный расчетный метод исследования рабочего цикла в высокооборотных дизелях с объемно-пленочным способом смесеобразования в цилиндрической камере сгорания в поршне и его математическое обеспечение для реализации на ЭВМ. Этим методом проведено теоретическое исследование дизеля 2Ч 8,2/8,8, результаты которого дополнены данными экспериментального исследования. Определены параметры дизеля, оказывающие наибольшее влияние на процесс смесеобразования и установлены целесообразные пределы их изменения.

По результатам исследования при неизменных параметрах впускного канала в головке цилиндров, оцениваемого по «вихревому отношению»  $\Omega$ , установлено, что наибольшее влияние на показатели работы дизеля оказывают (в порядке удельного веса этого влияния): «доля пленочности»  $\overline{\delta_{пл}}$ , т.е. доля топлива, достигающего стенок КС; рациональность размещения факелов распыленного топ-

лива в объеме КС  $\overline{h_{T\Phi}}$ ; эффективное проходное сечение распыливающих отверстий форсунки  $\Sigma \mu f_p$ ; внутренний диаметр нагнетательного топливопровода  $d_{ТВН}$ ; давление предварительной затяжки пружины иглы форсунки,  $P_{ФН}$ .

Установлены рациональные их значения для дизеля 2Ч 8,2/8,8, при которых экономичность топлива на номинальных режимах работы дизеля снижена, по сравнению с базовой комплектацией, с 240 до 225,2 г/кВт·ч, т.е. на 6,3%, а дымность ОГ на 7,3%.

Учитывая, что для транспортного дизеля, каким является 2Ч 8,2/8,8, важна среднеэксплуатационная экономичность  $g_{е\text{ экпл.}}$ , в работе произведена оценка ее, для условий работы дизеля на самоходном шасси Т-16 в поле типизированных режимов работы.

Для этого случая значение  $g_{е\text{ экпл.}}$  улучшилось на 4,48%, а дымность снизилась на 4,2%, что существенно.

**Махов В.З.**

Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ)

### **Базовые макрокинетические закономерности процесса горения в дизеле**

Рассматривается процесс горения в дизеле как экзотермическая реакция с высокой энергией активации (или, что то же самое, с сильной положительной обратной связью по температуре).

Особенности процесса горения в дизеле: ограниченное количество сгорающего топлива, высокая турбулентность и наличие поверхности раздела между топливом и окислителем – изостехиометрической поверхности (ИСП) приводит к ряду нетривиальных выводов.

1. Скорость реакции сначала растёт до максимума – кинетический режим химической реакции, определяемый ростом температуры (период воспламенения), а затем резко падает – диффузионное

горение, в котором рост температуры в зоне горения сопровождается снижением скорости горения.

2. Условие  $Le = D/a = 1$ , следующее из определяющего влияния турбулентности на величины  $D$  и  $a$ , позволяет определить процессы смешения и сгорания как рост химической  $i_x$  и физической  $i_\phi$  энтальпий, и независимость в пределах допущений их суммы от того, происходит ли процесс горения или нет.
3. Установленная Д.А. Франк-Каменецким закономерность скорости диффузионного горения, как реакции первого порядка по недостающему компоненту, позволяет считать скорость смешения (скорость роста химической энтальпии) и диффузионного сгорания как поток компонента через ИСП, в результате чего этот компонент становится из избыточного недостающим.

Скорость тепловыделения при этом есть производная по времени количества смешавшегося топлива с окислителем  $\int W_{cm} d\tau$  и доли ИСП, охваченной пламенем  $F(\tau)$

$$W_{cr} = d/d\tau (F \int W_{cm} d\tau) = dF/d\tau \int W_{cm} d\tau + W_{cm} F.$$

Здесь первый член является скоростью тепловыделения в процессе воспламенения (до полного охвата пламенем топливной струи или ИСП, т.е. до  $F=1$  и  $dF/d\tau = 0$ ) а второй член – скорость диффузионного горения (в процессе воспламенения при  $F < 1$   $W_{cm} F$  и после воспламенения при  $F=1$  -  $W_{cm}$ ).  $\int W_{cm} d\tau$  и  $F(\tau)$ , учитывая, что  $W_{cm}(\tau)$  и  $dF/d\tau$  являются кривыми с нулевыми начальными и конечными значениями, описываются S-образными кривыми.

Рассматриваются некоторые закономерности протекания двух основных стадий сгорания в дизеле. На основании приведенных и некоторых других закономерностей и выводов из них предлагается общий подход к расчёту процесса сгорания в дизеле как

$$W_{cr} = \iint W_{crs} dn dF,$$

где  $F$  и  $n$  – величина ИСП и координата по нормали к ней.

Приводятся некоторые результаты экспериментов, подтверждающие вышеприведённые положения, а также наличие опреде-



ляющего влияния на результаты процессов в дизеле величины ИСП.

**Кавтарадзе Р.З. , Шибанов А.В., Гайворонский А.И.**

МГТУ им. Н.Э. Баумана, ВНИИГАЗ

**Влияния формы камеры сгорания  
на образование оксидов азота в газовом двигателе**

Целью данной работы являлась исследование локальных концентраций оксидов азота в цилиндре газового двигателя, созданного на базе серийного дизеля, в зависимости от конструкции камеры сгорания. Были исследованы 4 различные варианты камер сгорания газового двигателя (симметричная, смещенная,  $\omega$ -образная и коническая, см. рис.1). Камеры отличались друг от друга только по форме и по расположению относительно оси цилиндра, при этом для всех камер степень сжатия  $\varepsilon = 11,25 - 11,27 \approx \text{const}$ , что в  $\sim 1,5$  раза меньше по сравнению с базовым дизелем.

Предварительно были проведены экспериментальные работы, в результате которых были обеспечены основные требования, соблюдение которых необходимо при конвертации дизеля на газ: 1. Снижение степени сжатия газового двигателя по сравнению с базовым дизелем, в целях исключения возникновения детонации, что было осуществлено увеличением (расточкой) объема серийной камеры, расположенной в поршне под желаемую степень сжатия; 2. Обеспечение внутреннего смесеобразования путем подачи природного газа во впускную систему и его интенсивное перемешивание с воздухом; 3. Принудительное воспламенение (посредством электрической искры) топливо - воздушной смеси в цилиндре в конце процесса сжатия.

Моделирование турбулентного движения и сгорания в цилиндре газового двигателя осуществлялся основе трехмерных нестационарных уравнении переноса с источниковыми членам. Основная си-

система уравнений состоит из уравнений количества движения (Навье-Стокса), энергии, неразрывности и диффузии. Применяв известную операцию осреднения, получаем систему уравнений О. Рейнольдса, для замыкания которой используется k-ε модель турбулентности.

Численная реализация модели осуществляется программным комплексом FIRE, разработанным фирмой AVL List GmbH (Австрия). Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE.

На рис. 1-а приведены локальные значения кинетической энергии турбулентности

$$k \stackrel{\text{def}}{=} \frac{1}{2} \sum \overline{W_i^2} = \frac{\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}}{2} \quad \text{для исследуемых вариан-$$

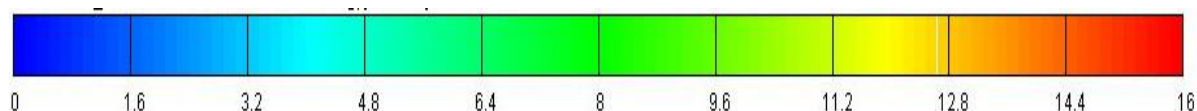
тов камеры сгорания в характерных моментах рабочего цикла газового двигателя. В момент подачи электрической искры, когда поршень перемещается вверх, наиболее высокой кинетической энергией характеризуется ω-образная камера сгорания. Действительно, в большинстве зон этой камеры, и особенно в районе кромки поршня, кинетическая энергия турбулентности имеет практически максимальное значение  $k \approx 16 \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Наиболее «тихим» в этом смысле является коническая камера сгорания, где максимальные значения k имеются в центральной части камеры, и они на ~ 30% меньше по сравнению с ω-образной камерой. Кроме того, из рис. 1-а хорошо видно, что во всех вариантах камер сгорания в периферийных частях (в районе жарового пояса гильзы цилиндра) имеются небольшие зоны, где  $k \rightarrow 0$ . Это означает, что турбулентные флуктуации скорости в этих зонах сведены до минимума.

Поля скоростей в исследуемых камерах сгорания в момент приближения поршня к ВМТ (в момент подачи электрической искры) указывают на определенную корреляцию с кинетической энергией турбулентности, что очевидно. Скорости на кромках к моменту подачи искры в зависимости от формы камер меняются от ~12 м/с (коническая камера) до ~24 м/с (ω-образная камера), однако по мере дальнейшего перемещения поршня к ВМТ их значения растут.

Локальные температуры в камере сгорания в значительной мере определяют локальные тепловые нагрузки на поверхности камеры сгорания и обуславливают образование локальных концентрации оксидов азота. На рис. 1-б приведены температурные поля рабочего тела в исследуемых камерах сгорания газового двигателя. Высокий уровень турбулентности, имеющиеся в  $\omega$ -образной камере как до, так и в начале процесса сгорания (рис.1-а), приводит к более быстрому (по сравнению с другими камерами) сгоранию и уже в ВМТ большая часть камеры занята высокотемпературными продуктами сгорания (рис.1-б). Высокой скоростью характеризуется и смещенная камера, а коническая камера сгорания приводит к наиболее затянутому процессу сгорания. Температурные поля, полученные при  $\varphi=370^\circ$  (рис. 1-б), подтверждают этот факт: в  $\omega$ -образной и смещенной камерах практически не остается несгоревших зон, за исключением периферийных областей надпоршневого объема, тогда как в симметричной и, особенно, конической камере, фронт пламени до пристеночных зон камеры в поршне еще не дошел. Следует также отметить высокий уровень локальных температур рабочего тела, особенно в районе свечи зажигания ( $\sim 2900$  К в случае  $\omega$ -образной камеры). При таких высоких температурах может иметь место диссоциация продуктов сгорания, что отрицательно влияет на положительную работу цикла.

а) Локальные значения кинетической энергии турбулентности,

$$k=[\text{м}^2/\text{с}^2]$$

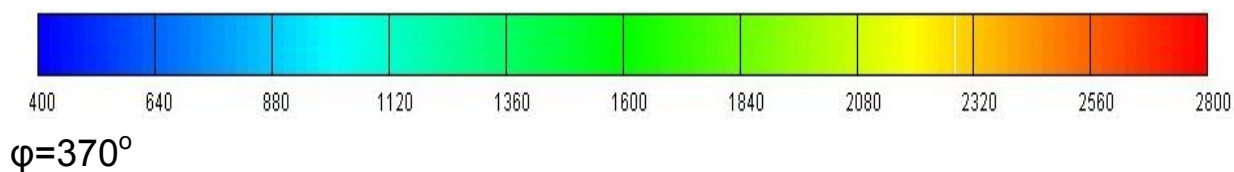


симметричная                      смещенная                       $\omega$ -образная                      коническая

$\varphi=360^\circ$  (положение ВМТ)



б) Локальные значения температуры рабочего тела  $T$ , К



в) Локальные значения массовых долей оксидов азота  $\text{NO}_x$ .

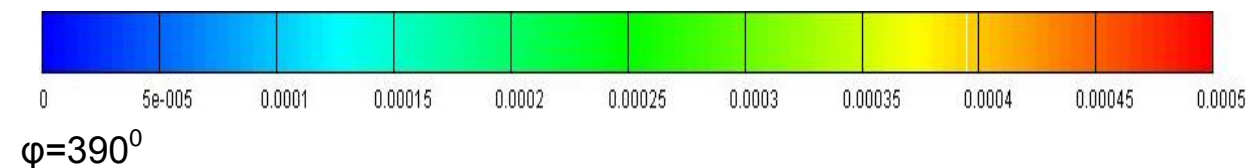


Рис. 1. Изменение локальных значений кинетической энергии (а), температуры (б) и концентраций оксидов азота (в) в цилиндре газового двигателя в зависимости от формы камеры сгорания

Величины локальных температур играют решающую роль в образовании оксида азота, локальные концентрации которого приведены на рис. 1-в. В основу алгоритма расчета  $[\text{NO}]$  заложен расширенный механизм Я.Б. Зельдовича. Как видно из рис. 1-в минимальная концентрация оксидов азота получается в случае применения камеры конической формы.

**Голубков Л.Н., Шатров М.Г., Емельянов Л.А.,  
Дьяконова К.П., Михальченко Д.А.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

**Расчетно-теоретическое исследование путей улучшения  
экологических показателей автомобильного дизеля**

В настоящее время все большее распространение на автомобильном транспорте получают дизельные двигатели. Дизели при-

меняют не только на автомобилях большой и средней грузоподъемности, которые традиционно оснащаются такими двигателями, но и на легковых и малотоннажных автомобилях.

В МАДИ (ГТУ) разработан и используется комплекс математических моделей процессов топливоподачи и рабочего цикла дизеля, включающий в себя математические модели процессов подачи, впрыскивания, распыливания, испарения и сгорания топлива, а также математическую модель рабочего процесса 4-х тактного дизеля. В дальнейшем комплекс методов дополнен математической моделью аккумуляторной топливной системы типа Common Rail и моделью шумообразования от рабочего процесса дизеля.

Основная цель разработки комплекса заключалась в обеспечении связи конструкции и параметров топливной системы дизеля не только с показателями впрыскивания и распыливания топлива, но и с индикаторными показателями цикла, с оценками выбросов токсичных составляющих отработавших газов и уровня звуковой мощности.

Метод гидродинамического расчета аккумуляторной топливной системы (АТС) с электрогидравлической форсункой (ЭГФ) типа Common Rail основан на численном интегрировании дифференциальных уравнений, описывающих неустановившееся движение вязкого топлива в топливопроводе, соединяющем аккумулятор и ЭГФ, с учетом граничных условий на входе (аккумулятор) и на выходе из топливопровода (ЭГФ).

Математическая модель шумообразования разработана в МАДИ (ГТУ) И.В. Алексеевым и М.Г. Шатровым. В основу моделирования спектров звуковой мощности положен частотный метод.

Уровень звуковой мощности для всего определяемого диапазона частот

$$L_{p\Sigma} = 10 \lg(P_{w\Sigma} / 10^{-12}), \text{ дБ.}$$

В докладе приведены данные, подтверждающие адекватность как отдельных математических моделей комплекса (метода и про-

грамм расчета АТС с ЭГФ типа Bosch, метода и программы расчета шумообразования в дизеле от рабочего процесса), так и комплекса в целом.

Показано, что отдельные токсические составляющие ОГ и уровень звуковой мощности могут быть снижены на большинстве режимов с помощью предвпрыска. Эффект предвпрыска увеличивается с уменьшением его объема (до 1 мм<sup>3</sup>) и с использованием оптимального для каждого режима интервала между предвпрыском и основным впрыском. Подтверждено положительное влияние на экологические показатели (включая уровень звуковой мощности) увеличения давления впрыскивания и использования в качестве топлива диметилового эфира.

**Тимченко И.И., Жадан П.В., Ефремов А.А., Тимченко Д.И.**  
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

### **Биогаз как альтернативное моторное топливо** **для транспорта Украины**

В мире с каждым годом увеличивается напряженность с нефтью и газом, особенно как моторными топливами для транспортных средств. В Украине в последние годы добывается около 12% нефти и до 25% природного газа от необходимых. Остроту этой проблеме придают постоянно ужесточающиеся требования к экологической безопасности транспортных установок с ДВС. Поэтому при выборе перспективных альтернативных моторных топлив следует исходить из этих положений.

Биотоплива, в том числе биогаз являются постоянно восстанавливаемыми источниками энергии, что объясняет повышенный интерес к ним. Отметим, также, что отходы при получении биогаза являются ценным органическим удобрением, дефицитным для страны, а очистка территорий от отходов жизнедеятельности людей, животных, производств и др. повысит общую экологическую чистоту.

Применение биогаза вместо бензинов при непосредственной замене связано с рядом недостатков, среди которых основными являются: уменьшение до 20-22% мощности ДВС; ухудшение динамики транспортных установок; уменьшение грузоподъемности и пробега на одной заправке и ряд др.

Поэтому выработка решений по эффективному использованию биогаза в ДВС – задача работы.

Основные причины недостатков, биогаза как моторного топлива, следующие:

- меньшие значения низшей теплоты сгорания,  $H_u$ , а соответственно и энергетических показателей работы ДВС;

- меньшая скорость сгорания, а из-за этого растягивание его на такте расширения и как результат, уменьшение мощности,  $N_e$ , кВт и увеличение удельного эффективного расхода топлива,  $g_e$ , г/кВт·ч;

- меньшее массовое наполнения цилиндров свежим зарядом,  $\eta_v$  из-за подогревания его во впускной системе в ДВС традиционных конструкций, что приводит к уменьшению  $N_e$  и повышенного  $g_e$ ;

- более высокое значение температуры воспламенения топлива, а отсюда трудности при запуске ДВС.

Вместе с тем биогаз имеет значительно более высокое (126), чем у бензинов (76-98), значение октанового числа (ОЧ), что позволяет устранить полностью или частично отмеченные недостатки. Уже в традиционных бензиновых ДВС.

Для более эффективного использования биогаза, как моторного топлива в работе раскрываются механизмы, которые влияют на эти процессы, и оценивается влияние на них основных конструктивных и эксплуатационных параметров и факторов ДВС, определяющих это влияние.

Исследование проводилось как расчетно-экспериментальное. Для чего был предложен комплексный метод исследования, результаты эксперимента в котором использовались для оценки адекватности модели реальным процессам и уточнения коэффициентов и

показателей при симплексах и комплексах в расчетных зависимостях. Модель включала в себя как известные ранее, так и разработанные авторами расчетные методики, а экспериментальная установка включала современные устройства, датчики и приборы. Эксперименты проводились с использованием методов МПЭ.

Результаты исследования позволили установить удельный вес влияния каждого из перечисленных факторов, конструктивных и регулировочных параметров двигателя на показатели его работы, выбрать наиболее существенные из них и установить рациональные пределы их варьирования.

Результаты позволили также сформулировать условия для обеспечения наиболее эффективного применения биогаза как моторного топлива. Сформулированы требования к различным ДВС, работающим на биогазе, и конструктивные изменения в них для обеспечения наиболее эффективной работы. Основные из них:

Для ДВС традиционной конструкции - дооборудование ДВС газовой аппаратурой; уменьшение толщины уплотнительной прокладки между головкой и блоком цилиндров; создание локальных турбулизаторов в КС; замена системы зажигания более энергоемкой; изменение  $\theta_{\text{оп.зж.}}$ ; реализация способов облегчения пуска ДВС.

Для специализированных ДВС для работы на биогазе - уменьшение объема КС до  $\varepsilon = 13^{+1}$  единиц; оптимизация формы КС; применение системы питания биогазом, обеспечивающей расслоение заряда; оптимизация формы канала в головке цилиндров; оптимизация  $\theta_{\text{оп.зж.}}$  и применение многоступенчатого зажигания; применение энергоемкой системы зажигания или факельного зажигания.



**Патрахальцев Н.Н., Соболев И.А., Голубев С.А.**  
Российский университет дружбы народов (РУДН)

**Возможности корректирования**  
**внешних скоростных характеристик дизеля**  
**изменением физико – химических свойств топлива**

Внешние, корректорные, абсолютные скоростные характеристики дизеля, как статические, так и динамические, в значительной степени определяют эффективность эксплуатации транспортного средства, его динамические показатели, т.е. время разгона, приёма нагрузки, пусковые характеристики и т.д.

Одним из методов форсирования дизеля и воздействия на форму, протекание его скоростных характеристик может стать метод изменения физико – химических и моторных свойств топлива, впрыскиваемого в цилиндры. Этот метод подразумевает ввод различных добавок к топливу во время работы дизеля, т.е. при оперативном изменении состава топлива. В качестве таких добавок могут рассматриваться сжиженный нефтяной газ, легко воспламеняющиеся жидкости, спирты, синтетические углеводороды, вода и водные растворы каталитически активных веществ, различные присадки к топливу, а также газы, в том числе и не горючие.

Разработка дизельных систем топливоподачи с регулированием начального давления (РНД) позволила реализовать этот метод, причём, во многих случаях путём модернизации топливной аппаратуры, т.е. без существенного изменения её конструкции. При этом использование жидких добавок позволяет воздействовать не только на состав смесового топлива, но и на такие параметры топливоподачи, как начальное и остаточное давления в линиях высокого давления.

Созданное таким образом смесовое топливо может обладать повышенными или пониженными показателями теплоты сгорания, цетановых чисел, вязкости, плотности и т.д. При этом теплоты сго-

рания горючих смесей на базе этих углеводородных топлив мало отличаются от теплот сгорания горючих смесей на базе дизельного. В то же время отличия других свойств обеспечивает достижения различных эффектов. Например, снижение дымности ОГ, повышение развиваемой мощности, как благодаря повышению экономичности работы двигателя, так и благодаря возможности форсирования дизеля по составу горючей смеси без превышения допустимого предела дымления. Возможность применения высокоцетановых добавок обеспечивает повышение эффективности пусков дизеля из «холодного» состояния при низких температурах окружающего воздуха, причём, без значительных механических перегрузок, благодаря организации процесса с внутренним смесеобразованием.

Для уменьшения возимых на борту автомобиля ёмкостей с добавками, последние могут использоваться лишь в условиях необходимого форсирования дизеля по мощности, т.е. в зоне повышенных подач топлива (например, при положениях рейки 75 – 110%).

Специальная система регулирования дизеля этим методом работает при полных подачах топлива и воздействует на работу дизеля без смещения рейки ТНВД. Необходимое корректирование или «антикорректирование» скоростных характеристик происходит с помощью штатной системы автоматического регулирования, оснащённой соответствующими корректорами по положению рейки. Быстродействие системы зависит от места расположения клапана РНД, а объём линии высокого давления от клапана РНД до форсунки определяет время переходного процесса замещения части дизельного топлива соответствующей добавкой. Уменьшение этого объёма сокращает время стабилизации концентрации добавки к топливу при сохранении удовлетворительно равномерного перемешивания основного топлива с добавкой. Уменьшение этого объёма снижает также отрицательное влияние повышенной сжимаемости ряда добавок.

Добавка газообразных, как горючих, так и негорючих, веществ меняет практически только характеристики распыливания и распре-

деления топлива по камере сгорания, так как массовый расход газообразного вещества через клапан РНД составляет доли процента от полной подачи (но до 300% - по объёму в нормальных условиях). Конечно, добавка водорода или кислорода дополнительно влияет и на характеристики воспламенения – сгорания, сажеобразования и проч.

Для сокращения названия метода иногда пользуются термином «физико – химическое регулирование» (ФХР) дизеля. Термин пока не устоялся и очевидно, требует уточнения. Метод ФХР принципиально известен и применялся сравнительно давно. Например, при переходе судового дизеля на тяжёлое топливо после пуска его на дизельном. Этим же методом регулируется рабочий процесс газодизеля со смешанным смесеобразованием, когда подача газа включается – выключается в диапазоне пониженных нагрузок и частот вращения дизеля. Метод ФХР по – существу реализуется на двухтопливных (бензин – газ) двигателях с принудительным зажиганием, что реализуется всё же более простыми средствами, чем на дизеле - двигателе с внутренним смесеобразованием.

**Врублевский А.Н., Григорьев А.Л.**

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,  
Национальный технический университет  
«Харьковский политехнический институт»

**Математическая модель для углублённого исследования  
динамики дизельной форсунки CR**

В КП ХКБД ("Завод им. Малышева") и ряде институтов Харькова ведутся работы по созданию отечественной дизельной топливной аппаратуры с электронным управлением впрыскивания. Исследования проводятся по ряду альтернативных направлений, в т.ч. – при использовании новых физических принципов и материалов.

Научная часть проекта финансируется за счёт средств госбюджета Украины.

Одним из этапов этой работы является детальное изучение имеющихся аналогов, в частности – электромагнитной форсунки CR, выпускаемой фирмой BOSCH для автомобильных дизелей. Для выполнения расчётной части исследования разработана математическая модель форсунки, отличающаяся от аналогов рядом оригинальных элементов.

Известно, что усилие электромагнита зависит не только от силы тока, но и от величины зазора между якорем и магнитопроводом, а также (при наличии вихревых токов) – от скорости перемещения якоря. Движение якоря влияет на изменение тока в управляющей цепи и зарядку бустерного конденсатора. Поэтому в новой методике расчёт гидромеханических процессов, происходящих в полостях форсунки и её запорных элементах, выполняется одновременно с моделированием электродинамических процессов в цепи управления и в электромагните.

Известная методика расчёта магнитной цепи быстродействующего электромагнита клапанного типа дополнена рядом уточнений. В частности, учтён магнитный гистерезис и вихревые токи в якоре, а также неоднородность магнитной цепи, связанная с особенностями геометрии магнитопровода. Учтено влияние потоков рассеивания и магнитное насыщение цепи, наблюдаемое в её зазорах при работе форсунки, зависимость проницаемости материала магнитопровода от напряжённости поля и температуры. При моделировании цепи управления соленоидом описаны реальная электрическая схема и алгоритм, определяющий фазы работы форсунки для короткого и длинного импульса, серии импульсов, импульса зарядки конденсатора. Методика расчёта электромагнита не трудоёмка (сводится к интегрированию двух дифференциальных уравнений), но при определении коэффициентов этих уравнений компьютер строит петли гистерезиса для вложенных частных циклов.

Характерной особенностью форсунки CR является скоротечность переходных процессов, что повышает требования к качеству их моделирования. Для описания гидромеханических процессов использована динамическая модель высокого уровня, в которой учтено большинство известных факторов, влияющих на давления топлива в полостях форсунки, а также скорости иглы, управляющего клапана и якоря.

Для многих элементов форсунки использованы модели с распределёнными параметрами. Усилия пружин (иглы, клапана, якоря и опоры) определяются с учётом колебаний их витков, для чего используется модель эквивалентного стержня и её аналитические формулы. Аналогичные модели использованы для описания напряжённо-деформированного состояния иглы, штанги гидротолкателя и стержня управляющего клапана. Деформация штанги в этой системе соизмерима с ходом иглы, а её интенсивные колебания могут приводить к нарушениям в работе форсунки. Для описания течения топлива линия высокого давления разбивается на отрезки (постоянного сечения), в пределах которых применяется модернизированный, с учетом особенностей гидромеханической схемы, метод характеристик.

Модели с сосредоточенными параметрами использованы для полостей высокого и низкого давления (включая гидроаккумулятор), а также якоря, его опоры и торцевых масс (запорных конусов иглы и гидротолкателя, шарика с нижней опорой клапана, движущейся опоры пружины клапана). В полостях высокого давления учитывается сжимаемость топлива. В полостях низкого давления инерционность топлива при перемещениях клапана, якоря и его опоры создаёт эффекты присоединенных масс, соизмеримых с массами этих элементов. Особое внимание уделено моделированию сил, возникающих при вытеснении топлива из малых зазоров, а также при "прилипанию" клапана к опоре и соударениях элементов. При определении величины зазоров, в т.ч. и в магнитной цепи, учтено влия-

ние рабочей температуры ( $100^{\circ}\text{C}$  и более) на изменение размеров деталей.

На основе модели разработана методика и программа динамического расчёта форсунки (в среде MathCAD). Применение этой методики позволило изучить основные принципы, положенные в основу выбора конструктивных параметров форсунки CR, а также выявить имеющиеся недостатки, что является отправной точкой для её совершенствования. В частности, оказалось, что асимметрия магнитных полюсов уменьшает влияние технологических отклонений на характеристики движения клапана. Реализованное шихтование якоря не даёт права пренебрегать вихревыми токами. Для сохранения стабильности процесса топливоподачи необходимо ограничивать скорость гидротолкателя при ударе запорного конуса о дно втулки. Используемая конструкция опоры якоря для многофазного впрыскивания малоэффективна.

Разработанная методика, помимо решения указанных задач, станет составной частью диагностического комплекса для СТО.

**Мальчук В.И., Дунин А.Ю.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

### **Метод расчета рабочего процесса системы совместной подачи двух топлив в камеру сгорания дизеля через одну форсунку**

На сегодняшний день одна из актуальных задач состоит в комплексном решении экологических и топливно-энергетических проблем дизелей. Один из путей решения указанных проблем состоит в организации совместной подачи в камеру сгорания (КС) дизельного и альтернативного топлив в виде смеси. При этом с позиции сохранения рабочего процесса дизеля и рационального сочетания компонентов топливной смеси ставится вопрос о коррекции состава смеси непосредственно в процессе ее впрыскивания в КС в зависимости от режима работы двигателя.

Изложенные требования к способу организации подачи смеси топлив в КС дизеля могут быть удовлетворены с помощью системы совместной подачи двух топлив (СПСТ), которая была разработана в МАДИ (ГТУ) и защищена патентами РФ № 2029128, № 2204048.

Особенность предложенной СПСТ состоит в том, что для подачи альтернативного топлива (присадка) используется аккумуляторная топливная аппаратура (ТА), а для подачи дизельного топлива (основное топливо) – традиционная ТА разделенного типа. При этом смешение двух компонентов происходит непосредственно в форсунке у основания запирающего конуса иглы распылителя, куда оба топлива поступают по разным каналам в корпусах форсунки и распылителя.

Для рассмотрения как отдельного, так и совместного влияния различных факторов на работу СПСТ была предложена математическая модель и алгоритм расчета рабочего процесса системы по заданным характеристикам впрыскивания и изменению состава смеси топлив в процессе впрыскивания. Такой подход объясняется тем, что параметры впрыскивания могут быть получены различными, но не произвольными, сочетаниями конструктивных параметров СПСТ. При этом выбор параметров отдельных элементов системы может быть приоритетным.

Принципиальное отличие указанной модели состоит в учете неравномерности распределения состава смеси топлив по каналам форсунки. Модель базируется на теории неустановившегося течения сжимаемой жидкости в топливопроводе, которое принимается одномерным, изотермическим, а плотность топлива и скорость распространения импульса давления – постоянными.

Рабочий процесс СПСТ описывается системой уравнений, состоящей из решения уравнений неустановившегося течения жидкости и уравнений граничных условий. Расчетная схема СПСТ включает топливный насос высокого давления (ТНВД), систему подачи присадки аккумуляторного типа и форсунку. Так как система подачи основного топлива, входящая в СПСТ, представляет собой обычную

топливную систему разделенного типа, то расчетная схема ТНВД, граничные условия и допущения, на которых они основаны, взяты без изменения в соответствии с методикой И.В. Астахова.

На основе предложенной математической модели создан алгоритм и пакет программ, в который входят блоки расчетов рабочих процессов форсунки, системы подачи присадки, ТНВД. Эти блоки могут быть использованы вместе и не зависимо друг от друга.

**Гусаков С.В., Довольнов А.М., Макаревский А.С.**  
Российский университет дружбы народов (РУДН)

### **Комбинированный рабочий процесс поршневого двигателя с гомогенным рабочим зарядом**

В 1979 г. была опубликована статья Ониши (Onishi) о реализации нового рабочего процесса в 2-тактном двигателе внутреннего сгорания с самовоспламенением гомогенного заряда от сжатия, в которой процесс обозначался аббревиатурой АТАС (от англ. Activated Thermo - Atmosphere Combustion). В дальнейшем более употребительным стало сокращение HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), более точно отражающее суть этого рабочего процесса, интерес к которому неуклонно растет. Причиной тому является сочетание высокой топливной экономичности с низким уровнем эмиссии вредных веществ с отработавшими газами.

По сравнению с двигателями с искровым зажиганием, HCCI двигатели имеют более высокий КПД (приближаясь к двигателям с воспламенением от сжатия) из-за следующих трех факторов: отсутствия потерь на дросселирование, использование высоких степеней сжатия, и меньшей продолжительности сгорания из-за отсутствия распространения пламени в цилиндре. Выбросы NOx в HCCI двигателях значительно (примерно на два порядка) меньше, чем двигателях с искровым зажиганием.



По сравнению с двигателями с воспламенением от сжатия, HCCI двигатели имеют существенно более низкие выбросы дисперсных частиц (PM) и NOx. Низкие выбросы PM и NOx в HCCI двигателях - результат бедной однородной (гомогенной) топливовоздушной смеси и низких температур горения. Продолжительность сгорания в HCCI двигателях намного меньше, чем в двигателях с воспламенением от сжатия, так как нет ограничения скоростью смешивания топлива с воздухом, что дает HCCI двигателю преимущество в КПД.

Другим преимуществом HCCI сгорания, что было неоднократно подтверждено экспериментально, является возможность работы двигателя на бензине, дизельном топливе, и большинстве альтернативных топлив, таких как метанол, этанол, диметил эфир, сжиженный нефтяной газ, природный газ и т.д.

Технология HCCI потенциально применима фактически к каждому размерному классу транспортных двигателей от ДВС мотороллеров до больших судовых двигателей, конечно включая легковые и грузовые автомобили.

Хотя устойчивая работа HCCI двигателя и его существенное преимущество по сравнению с классическими типами организации рабочего процесса в ДВС было подтверждено многочисленными экспериментальными исследованиями, несколько технических задач должно быть решено, прежде чем такие двигатели получат широкое распространение:

1. управление началом сгорания;
2. управление скоростью сгорания во всем скоростном и нагрузочном диапазоне работы двигателя;
3. пуск холодного двигателя.

Решение первой задачи, управления началом самовоспламенения в двигателе HCCI процессом возможно с помощью следующих методов:

- изменением подогрева рабочей смеси на впуске;

- рециркуляцией отработавших газов через трубопровод, соединяющий выпускной и впускной коллекторы;
- внутренней рециркуляцией отработавших газов, с использованием изменения фаз газораспределения;
- оперативным изменением степени сжатия;
- регулированием химического состава топлива;
- плазменной активацией свежего заряда в камере сгорания;
- торможением реакций самовоспламенения воздействием на термохимическое состояние заряда.

Решение второй задачи состоит в обеспечении высоких удельных мощностных показателей двигателя, т.е. обеспечении возможности работы двигателя на стехиометрических смесях без превышения допустимых нагрузок на кривошипно-шатунный механизм (ограничении максимального давления сгорания и скорости нарастания давления). В настоящее время ее решение, в основном, лежит в области отработки конструкции ДВС.

Третьим требованием к HCCI двигателю является то, что он должен запускаться в холодном состоянии без подвода большой вспомогательной мощности. Одним из решений этой проблемы является установка в головку цилиндров свечей зажигания. С их помощью двигатель запускают из холодного состояния и работают на частичных нагрузках с принудительным воспламенением смеси, до тех пор, пока не будет достигнуто температурное состояние, при котором возникает самовоспламенение.

В докладе приводятся данные расчетного анализа возможности организации комбинированного рабочего процесса, с переходом от искрового зажигания к самовоспламенению рабочей смеси.

**Жуков В.А. Корытов С.В.**

Рыбинская государственная авиационная технологическая  
академия имени П.А. Соловьева

**Совершенствование процесса впрыска топлива  
в аккумуляторных системах топливоподачи дизелей**

Современный автомобильный дизель должен обладая высокой топливной экономичностью удовлетворять требованиям нормативов Euro III и Euro IV. Для достижения этого обязательным является применение совершенной системы топливоподачи, способной обеспечить впрыск и распыливание топлива, обеспечивающие его полное выгорание.

Совершенствование топливоподачи характеризуется рядом параметров, к основным из которых относятся: характеристика впрыскивания, продолжительность впрыскивания, период разгрузки линии высокого давления, коэффициент подачи системы, давление впрыскивания.

Преимущества повышения давления очевидны: за счет увеличения максимального давления удается достигнуть высокой дисперсности распыливания, сократить продолжительность впрыска. Увеличить длину топливной струи. Максимальные давления впрыска современных высокооборотных автотракторных двигателей составляют 70 – 100 МПа.

Для перспективных моделей топливных систем выдвигается требование обеспечения максимального давления впрыска на режиме холостого хода не менее половины от максимального давления на номинальной мощности. При этом по мнению ряда специалистов увеличение максимального давления впрыска более 150-170 МПа для разделенных систем топливоподачи нецелесообразно с точки зрения затрат мощности на привод высокого давления,

надежности топливоподающей аппаратуры и трубопроводов. Таким образом актуальна задача поиска более совершенных способов повышения давления впрыска, позволяющих избежать указанных проблем.

Одним из возможных вариантов является использование гидравлического удара в аккумуляторных системах топливоподачи, которые получают все более широкое распространение.

Предлагаемая модернизированная система топливоподачи отличается от существующих в настоящее время тем, что форсунка является основным элементом системы, выполняющим функции создания давления впрыска, дозирования топлива и распыливания его в цилиндре. Гидравлический удар возникает вследствие удара толкателя по игле распылителя, которые установлены с зазором.

Расчеты показали, что давление впрыска при использовании гидравлического удара составит около 200 МПа. Давления превышающие 200 МПа способны привести к разрушению некоторых конструктивных элементов в существующих системах топливоподачи. При использовании форсунки разрабатываемой конструкции такая опасность исключается, так как одновременно с увеличением давления открывается клапанная щель распылителя. Топливо впрыскивается в цилиндр бесконечным числом струй – полым конусом. Продолжительность впрыска постоянна для всех режимов работы и составляет 0,5 мс. Сокращение длительности впрыскивания за счет интенсификации нагнетания способствует интенсификации смесеобразования, способствует повышению экономичности двигателя и удовлетворению требований по токсичности и дымности отработавших газов.

**Матейчик В.П., Цюман Н.П.**

Национальный транспортный университет, г. Киев

**Особенности моделирования рабочего процесса двигателя  
с нейтрализатором**

Получение механической энергии от двигателя внутреннего сгорания происходит за счет сложного превращения химической энергии топлива в механическую энергию, в результате чего ее часть непременно теряется.

Часть энергии теряется за счет так называемых тепловых потерь, которые составляют 30 – 55 % энергии топлива. Это потери теплоты в результате несовершенства рабочего цикла, теплообмена с окружающей средой, потери теплоты с отработанными газами.

Другая часть энергии теряется за счет механических потерь, которые составляют 20 – 30%. Это потери механической энергии на осуществление процессов газообмена (15% механических потерь), потери на привод вспомогательных механизмов (15%), потери на трение (70%) в кинематических парах кривошипно-шатунного механизма.

Совершенство двигателя внутреннего сгорания может быть достигнуто лишь уменьшением всех видов потерь. Потому вопрос усовершенствования двигателей, повышения их эксплуатационных качеств стоит рядом с вопросом определения механических потерь и анализом факторов, что на них влияют.

Существует несколько экспериментальных методов определения суммарных механических потерь: индицирование, прокручивание, отключение цилиндров и выбег. Основными недостатками экспериментальных методов является высокая погрешность измерения величины механических потерь (прокручивание, отключение цилиндров, выбег), высокая трудоемкость и сложность измерений (инди-

цирование), невозможность применения этих методов для определения механических потерь двигателей на стадии проектирования, а также применяя экспериментальные методы достаточно тяжело оценить механические потери по составляющим и определить влияние разных конструктивных и регулировочных параметров и других факторов на изменение составляющих механических потерь. Для определения механических потерь проектируемых двигателей используют приближенный метод расчета для номинального режима, согласно с которым суммарные механические потери определяются в зависимости от скорости поршня и коэффициентов, которые учитывают тип камеры сгорания для дизелей и соотношения хода поршня к диаметру цилиндра для бензиновых двигателей. Недостаток этого метода – невозможность применения его для определения механических потерь на режимах частичных нагрузок.

Учитывая вышесказанное, можно сделать вывод о необходимости применения аналитических методов определения механических потерь двигателя и разработки на основе этих методов математической модели, для анализа влияния разных факторов на изменение механических потерь.

В данной статье рассмотрены особенности определения механических потерь двигателя с использованием модели рабочего процесса, построенной на основе метода объемного баланса. Модель рабочего процесса позволяет рассчитать параметры состояния рабочего тела в цилиндре двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала, выходя из геометрических размеров кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, параметров впускных и выпускных систем, режимов работы двигателя.

Потери на трение во вращательных и поступательных кинематических парах кривошипно-шатунного механизма рассчитываются методом координат планов. Исходными параметрами для расчета есть геометрические и массовые параметры механизма, давление газов в цилиндре.

Поршневые кольца, рассматриваются как поступательная кинематическая пара. Силы, что действуют на поршневые кольца, определяются давлением газов в цилиндре и силами упругости кольца. Для определения коэффициентов трения учитывается влияние скорости элементов кинематических пар, вязкости масла, толщины масляной пленки между поверхностями трения, суммарного давления трущихся поверхностей на масляный слой, формы профиля поверхностей трения.

Потери энергии на осуществление процессов газообмена рассчитывается на основе метода объемного баланса. При этом учитывается влияние на параметры рабочего тела в цилиндре параметров газа в впускной и выпускной системах, рассчитанных с использованием дифференциальных уравнений движения и неразрывности для нестационарного газового потока.

Такой подход в теперешних условиях актуален, поскольку позволяет определять основные составляющие механических потерь поршневого двигателя – потерь на трение и газообмен. Используя его можно оценить влияние на эффективные показатели двигателя систем нейтрализации, которые в последнее время широко используются для уменьшения вредных выбросов двигателями автомобилей.

**Поздняков Е.Ф.**

ОАО «НЗТА», г. Ногинск

**Марков В.А., Трифонов В.Л., Шленов М.И.**

МГТУ им. Н.Э. Баумана

### **Регулятор частоты вращения с последовательными корректирующими звеньями для дизеля**

Системы автоматического регулирования (САР) дизелей формируют различные принципы регулирования частоты вращения. В современных электронных регуляторах наиболее часто реализуется

пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) закон регулирования, однако и его реализация не всегда позволяет удовлетворить современные жесткие требования к статическим и динамическим свойствам САР. Другим эффективным методом улучшения показателей качества САР является включение в структуру регулятора последовательных корректирующих устройств (звеньев). Наибольшее применение нашли пассивные электрические корректирующие устройства, представляющие собой звенья из R-, C- и L-элементов, не содержащие дополнительных источников электродвижущих сил. Обычно используются замедляющее (пассивное интегрирующее), форсирующее (пассивное дифференцирующее) и интегро-дифференцирующее (подавляющее или режекторное) звенья.

Это обстоятельство учитывалось при разработке САР частоты вращения дизель-электрического генератора АД-40 на базе дизеля Д-246 (4 ЧН 11/12,5) с электронными регуляторами ЭР 1,5/4,5 и ЭР 0,25 для топливных насосов высокого давления (ТНВД) типа УТНМ производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА). В этих ТНВД для привода дозирующего органа (рейки) используется исполнительный механизм непрямого действия с электромеханическим преобразователем типа «сопло-заслонка». При разработке регулятора с последовательными корректирующими звеньями исходный пропорциональный (П) регулятор был дополнен двумя последовательно включенными корректирующими звеньями – форсирующим и интегро-дифференцирующим. Таким образом, регулятор содержит три последовательно соединенных звена – пропорциональное усилительное и два корректирующих звена. Включение в структуру регулятора этих звеньев позволяет «исправлять» исходные (некорректированные) логарифмическую амплитудно-частотную характеристику (ЛАЧХ) и логарифмическую фазочастотную характеристику САР. При этом наличие интегро-дифференцирующего звена позволило подавить экстремум ЛАЧХ в области средних частот, а наличие форсирующего звена – продлить горизонтальный участок ЛАЧХ в область больших частот.



Для исследования динамических свойств дизеля с регуляторами различных типов разработаны математические модели элементов САР. Переходные процессы и частотные характеристики САР с регуляторами различных типов рассчитывались с использованием программы электронного моделирования ELECTRONICS WORKBENCH. Для САР с ПИД-регулятором с оптимальными значениями коэффициентов ПИД-закона регулирования получены следующие показатели переходного процесса наброса нагрузки: время переходного процесса  $t_n=1,5$  с, перерегулирование (заброс частоты вращения)  $\sigma=3,8\%$ , наклон регуляторной характеристики  $\delta=0$  (астатический регулятор). Аналогичные показатели для переходного процесса сброса нагрузки составили:  $t_n=1,8$  с,  $\sigma=3,9\%$ .

Анализ динамических показателей дизеля с ПИД-регулятором показывает, что полученные для переходного процесса сброса нагрузки значения  $t_n$  и  $\sigma$  близки к их предельно допустимым значениям для САР первого класса ( $t_n=2,0$  с и  $\sigma=5,0\%$ ). Лучшие динамические показатели получены для САР с П-регулятором с последовательными корректирующими звеньями. При степени неравномерности регуляторной характеристики  $\delta=0,5\%$  эти показатели оказались следующими: время переходного процесса наброса нагрузки  $t_n=0,3$  с, перерегулирование  $\sigma=1,7\%$ . При наклоне регуляторной характеристики  $\delta=3,0\%$  был получен переходный процесс без перерегулирования продолжительностью  $t_n=0,25$  с.

Осциллографирование переходных процессов дизель-электрического генератора АД-40 с электронными регуляторами ЭР 1,5/4,5 и ЭР 0,25 с последовательными корректирующими звеньями подтвердило возможность достижения параметров, полученных расчетным путем. Результаты проведенных исследований свидетельствуют о высокой эффективности разработанного пропорционального регулятора частоты вращения с последовательными корректирующими звеньями. Его установка на двигатели дизель-генераторных установок позволяет обеспечить динамические и ста-

тические показатели, соответствующие первому классу точности САР. Целесообразно применение такого регулятора и в дизелях транспортных установок.

**Каминский В.Н.**  
НПО «Турботехника»

**Работы НПО «Турботехника» в области развития современных  
автотракторных двигателей и их систем**

**Черняк Б.Я., Онищук Ф.С., Бездикиан.Э., Саркисян Э.**  
Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

**Перспективы развития самонастраивающихся контуров  
ЭСУ ДВС**

Современные электронные системы управления двигателями /ЭСУ ДВС/ являются комплексными программно-адаптивными системами связанного многопараметрического управления с локально-замкнутыми контурами, которые и способны менять свою структуру, программы и алгоритмы в зависимости от режима работы двигателя и ряд внешних факторов. В процессе адаптации ЭСУ ДВС применительно к определенной модели двигателя они должны быть предварительно настроены /прокалиброваны/.

Процесс настройки весьма трудоемок, так как включает такие работы, как: калибровку измерительных каналов; выбор таблиц связанных задающих воздействий для комплексного программного управления двигателем на установившихся режимах; отработку алгоритмов замкнутого управления; определение необходимой коррекции управления по возмущениям на статических и динамических режимах, включая разработку динамических наблюдателей, моде-

лей динамической коррекции и прогнозирования показателей переходных процессов; разработку алгоритмов и выбор критериев для оценки качества управления и выявление дефектов в работе двигателя и его систем, отработку алгоритмов выходных команд и многие другие.

Однако даже если такая исходная калибровка выполнена идеально, программные системы не могут адаптироваться к различиям имеющимся между серийными двигателями, к изменениям состояния двигателя и автомобиля в процессе эксплуатации, к изменению ряда эксплуатационных факторов, например, к меняющемуся качеству топлива, к различному стилю вождения автомобиля и др. Для использования этих резервов улучшения показателей автомобиля, необходимы системы управления способные автоматически обучаться или подстраиваться в процессе эксплуатации.

Уже сегодня в ЭСУ ДВС имеются контуры, способные настраиваться в эксплуатации. Например: контур коррекции характеристик датчика массового расхода воздуха; контур подстройки управления УОЗ с ограничением по началу детонации, управление ХХ и др. Но для того чтобы система настраивалась в эксплуатации необходимо иметь возможность настройки всех важнейших контуров, указанных выше. И это является одной из важнейших перспектив развития ЭСУ ДВС.

Основная проблема при разработке таких систем связана с трудностью получения на борту автомобиля информации о значения целевой функции, и критериев для настройки отдельных контуров. Очевидно, что возможны два пути решения такой задачи: разработка датчиков для измерения необходимых параметров (например: датчиков содержания CO, CH, NO в ОГ, датчиков крутящего момента или индикаторного давления) и построение наблюдателей позволяющих по результатам косвенных измерений восстановить значение критерия качества управления или работы определенного контура. На первом этапе, можно использовать предварительную настройку наблюдателей, а на втором - обеспечить самонастройку или под-

стройку наблюдателей в процессе эксплуатации. Таким образом, декомпозиция общей задачи создания самонастраивающихся СУ приводит к необходимости разработки целого комплекса специальных контуров, методик и алгоритмов. Следует отметить, что мировой опыт создания OBDII и систем «моментного» управления автомобильными двигателями подтверждает возможность решения такой задачи.

На кафедре ТиАТД МАДИ проведена разработка и исследование ряда самонастраивающихся контуров:

- автоматизированного определения базовых матриц управления на установившихся режимах; /Аманов К.А.,Хавторин С.В./;
- обучающегося контура управления УОЗ с ограничением по началу детонации; /Воцанкин С.В./;
- самонастраивающегося динамического корректора подачи топлива в переходных процессах; /Дубренский, С.В., Смирнов А.Б./;
- обучающегося контура управления двигателем на режиме ХХ; /Илиев А.Л.,Воцанкин С.В./;
- самонастраивающегося измерителя угла поворота коленчатого вала, /Онищук В.С/;
- измерителя неравномерности вращения коленчатого вала;/Кузин Р.О. Здражевский С. /;
- наблюдателя текущего количества пленки на стенках впускного тракта /Смирнов А.Б./;
- Измерителя количества рециркулирующих газов поступивших в цилиндр, /Панкратов А.А. /;

На стадии разработки находятся настраивающиеся наблюдатели крутящего момента и  $P_i$ . /Онищук.Ф.С. Бездикиан Э. Саркисиан Э/.

Гоц А.Н., Эфрос В.В.

Владимирский государственный университет

**Анализ параметров и тенденций развития двигателей  
для средств малой механизации**

Для привода средств малой механизации (СММ) и лёгкой техники используют в основном двух- и четырёхтактные бензиновые двигатели и четырёхтактные дизели.

Бензиновыми двухтактными двигателями с рабочим объёмом  $V_h$  до 0,05 л и мощностью  $N_e = 2...2,5$  кВт в первую очередь комплектуются механизированный инструмент (например, садово-огородный), с  $V_h = 0,07...0,15$  л,  $N_e \leq 4$  кВт – механизированный инструмент, имеющий опорные элементы, и реже – одноосные малогабаритные тракторы лёгкого типа. Двухтактные двигатели большего рабочего объема и мощности с воздушным охлаждением используются в основном для мототехники. Ведущими фирмами по их производству являются: «Kawasaki», «Mitsubishi», «Honda», «Yamaha». В Европе к основным фирмам, производящим двигатели этого типа, относятся: итальянские «Efko», «Acme», «Tecumseh».

Для привода одно- и двухосных малогабаритных тракторов применяются четырёхтактные бензиновые двигатели чаще с воздушным охлаждением ( $V_h = 0,1...0,4$  л,  $n = 3000...4000$  мин<sup>-1</sup>, мощность 3...14 кВт).

Анализ параметров и показателей выпускаемых для СММ бензиновых двигателей и дизелей (объем выборки по 200 моделей в каждом мощностном диапазоне) показал, что большая часть бензиновых двигателей имеет  $S/D = 0,84...0,90$ , их литровая мощность  $N_l$  по данным выборки  $N_l = 18...22$  кВт/л, среднее эффективное давление  $p_e = 0,66...0,70$  МПа, а удельная масса –  $m_{уд} = 3,6...4,2$  кг/кВт.

Удельный расход топлива на режиме номинальной мощности у лучших образцов достигает 362 г/(кВт·ч).

Рост выпуска грузовых мотороллеров вызвал расширение применения дизелей малого литража (объём одного цилиндра  $V_h \leq 0,5$  л) как более экономичных и надёжных. В дальнейшем дизели с воздушным охлаждением фирм «Yanmar» (Япония), «Kirloskar Oil» (Индия) дизели применяются там, где раньше использовались только бензиновые двигатели ( $N_e = 2,0 \dots 3,2$  кВт). Дизели для СММ ( $V_h \leq 0,5$  л) разделим на три группы: I – одноцилиндровые мощностью  $N_e = 6 \dots 12$  кВт; II –  $N_e = 15 \dots 20$  кВт; III –  $N_e = 20 \dots 40$  кВт. Они используются для привода двухосных средних и тяжелых тракторов, коммунальных и строительно-дорожных машин, промышленных установок, генераторов, холодильных агрегатов, а также лёгкой техники различного назначения. Наиболее часто используемое S/D находится в диапазонах для групп: I – 0,89...0,93; II – 0,97...1,02; III – 1,05...1,15; среднее значение литровой мощности  $N_l$  (кВт/л):

I –  $N_l = 13,5 \dots 15,0$ ; II –  $N_l = 13,0 \dots 15,0$ ; III –  $N_l = 16,5 \dots 17,5$ ; удельные массы  $m_{уд}$ , кг/кВт: I –  $m_{уд} = 7,5 \dots 9,5$ ; II –  $m_{уд} = 7,0 \dots 9,0$ ; III –  $m_{уд} = 3,4 \dots 4,4$ . Среднее эффективное давление  $p_e = 0,55 \dots 0,60$  МПа для мощностной группы I,  $p_e = 0,57 \dots 0,65$  МПа для групп II и III.

Средние удельные расходы топлива  $g_e$  дизелей на режиме номинальной мощности 235...237 г/(кВт·ч), минимальные – 228...230 г/(кВт·ч). Анализ изменения  $g_e$  в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$  у дизелей с неразделёнными (НК) и вихревыми разделёнными (ВК) камерами сгорания показал, что при увеличении  $n$  для дизелей с ВК кривая  $g_e = f(n)$  протекает более полого.

В дизелях с  $V_h \leq 0,5$  л наряду с разделёнными камерами сгорания (ВК или ПК) («Kubota», «Lombardini», «Lister-Petter») применяются и НК («Honda», «Lister-Petter», «Hatz», «Ruggerini», «Yanmar» и др.). Снизить удельные расходы топлива у дизелей малой размерности до уровня, характерного для дизелей  $V_h \geq 0,5$  л, традиционными методами не удаётся. Даже применение турбонаддува в этом

случае оказывается менее эффективным, чем, например, у дизелей среднего литража.

Так, «Isuzu Motors» для привода СММ (двухосный тяжелый трактор) разработала дизель 4ЧН 7,5/8,4 с рабочим объемом  $V_h = 1,496$  л и мощностью  $N_e = 34,5$  кВт при  $n = 2800$  мин<sup>-1</sup>. Номинальный удельный расход топлива у него составил 231 г/(кВт·ч), т.е. как у дизелей среднего литража без наддува. Отсутствие наддува в дизелях с  $V_h \leq 0.5$  л объясняется трудностью реализации эффективного смесеобразования в КС малого объема, а кроме того, относительно невысоким значением КПД агрегатов наддува малой производительности.

Лучшие образцы зарубежных дизелей имеют минимальные расходы топлива: с НК – 228...240, с ВК – 255...265, с ПК – 270...280 г/(кВт·ч).

Применяемые виды охлаждения дизелей малого литража – воздушное, жидкостное, масляное или комбинированное (воздушно-масляное). Применяется топливная аппаратура различных конструкций: топливные насосы высокого давления плунжерного типа («Honda», «Kubota»), с двухфазным впрыском топлива («Honda»), насосы-форсунки («Lombardini», «Steyer-Daimler-Puch»), индивидуальные топливные насосы высокого давления секционного типа («Lombardini», «Lister-Petter»).

На основе статистического анализа нами получены зависимости для ориентировочного выбора мощности двигателя для привода мотоблоков массой  $m_m \leq 150$  кг  $N_e = -0,534 + 0,0556m_m$ , а также минитракторов массой  $m_t \leq 1500$  кг:  $N_e = 1,753 + 0,0175m_t$

На основе экспертных оценок и технико-экономических расчетов показано, что до 3,7 кВт более экономичен бензиновый двигатель, в диапазоне 3,7...7,8 кВт целесообразно использовать как бензиновые двигатели, так и дизели, а при мощности свыше 8 кВт экономичнее становится дизель.

Срок службы двигателей для СММ определяется в зависимости от их назначения. Годовая загрузка дизелей, устанавливаемых на мотоблоки (до 7 кВт), составляет 350...500 ч, дизели мини-тракторов – около 1500 ч.

**Мягков Л.Л., Маластовский Н.С.**  
МГТУ им. Н.Э.Баумана.

### **Моделирование течения охлаждающей жидкости в полости охлаждения крышки цилиндра двигателя**

Форсирование судовых быстроходных дизелей по среднему эффективному давлению является основным направлением развития двигателей. Несмотря на снижение удельного расхода топлива, что является важнейшей задачей двигателестроения, повышаются тепловые потоки в стенки деталей, образующих камеру сгорания.

Температурное состояние зависит от температуры охлаждающей жидкости и величины коэффициента теплоотдачи. Точность расчетов температурных полей огневого днища во многом определяется достоверностью данных по граничным условиям, как со стороны газа, так и со стороны охлаждающей жидкости. В этих условиях возникает необходимость гидродинамического и теплового расчета полости охлаждения.

Представленная работа посвящена исследованию параметров потока жидкости и теплообмена между внутренней поверхностью крышки цилиндра и охлаждающим агентом.

Постановочная часть содержит обзор методов решения поставленной задачи а так же математическую модель турбулентного течения в полости охлаждения.

Гидродинамическая часть задачи состоит из двух этапов:

1. На первом этапе проверяется адекватность проводимого расчета исходя из результатов полученных при проведении физического эксперимента;



2. На втором этапе исследуется эффективность предложенных методов интенсификации теплоотдачи.

Выполненная работа даёт представление о характере движения охлаждающей жидкости в полости крышки цилиндра, а также позволяет определять параметры потока влияющие на процесс теплообмена. В частности в районе пускового клапана наблюдается застой жидкости, вызывающий местный перегрев крышки цилиндра. Наиболее благоприятные условия работы созданы в районе впускного канала, который по всей высоте активно омывается потоком жидкости. В неблагоприятных условиях находятся один выпускной и впускной каналы.

Для интенсификации теплоотдачи, основываясь на результатах первого этапа работ, было предложено использовать пробки - заглушки для закрытия литейных отверстий с направляющими каналами.

В итоге были получены следующие результаты:

-Показана эффективность применения численного моделирования для определения поля скоростей в условиях сложной геометрии

-Подтверждена правильность предложенной схемы интенсификации теплоотдачи в охлаждающую жидкость.

-Результаты исследования подтверждают возможность решения сопряженной задачи теплообмена жидкость – крышка цилиндра двигателя.

**Григорьев Е.А., Васильев А.В., Долгов К.О.**

Волгоградский государственный технический университет

**Анализ влияния компоновочной схемы на колебания  
шестицилиндрового семейства двигателей**

Картина колебательного процесса двигателя на подвеске в составе наземно-транспортной системы во многом определяется ком-

поновочной схемой, обуславливающей его уравновешенность и массогабаритные показатели. Однако до сих пор отсутствовала методика, оценивающая данную взаимосвязь. В связи с этим на базе обобщенного метода анализа номинальной уравновешенности двигателя разработана единая методика определения неуравновешенных силовых факторов для двигателей с различными компоновочными схемами, расчета основных массогабаритных показателей компоновок, а также параметров их виброактивности.

Представляет интерес выявить влияние компоновочной схемы ДВС на уровень его колебаний в составе транспортной системы (ТС). Для исследования были взяты шестицилиндровые V-образные двигатели с углами развала цилиндров  $\gamma = 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ .

В данных кривошипных схемах колебания силового агрегата могут вызываться моментами сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс первого и второго порядков, а также крутящим моментом двигателя. В ходе исследования массы компоновок принимались постоянными, неизменными оставались схема и параметры подвески, а также номинальная частота вращения. Величины главных центральных моментов инерции двигателей определены по расчетной методике с использованием стандартного пакета программ AutoCad. Расчет колебаний проводился на основе обобщенной математической модели колебательной системы двигателя, установленного на ТС, в которой могут задаваться неуравновешенные силовые факторы, представленные в общем виде. Таким образом, были определены параметры виброактивности данных кривошипных схем, установленных на неподвижном основании ТС.

В соответствии со схемой расположения опор, выбранными жесткостями и коэффициентами демпфирования данные силовые агрегаты совершают линейные поперечные  $X_1$  и угловые колебания ( $\psi_1$  и  $\chi_1$ ) относительно продольной  $Y_1$  и вертикальной  $Z_1$  осей.

В ходе анализа выявлено, что максимальные амплитуды вынужденных колебаний возбуждаются в шестицилиндровых компоновках с  $\gamma = 60^\circ$ ,  $90^\circ$  и  $150^\circ$ , для которых характерна наибольшая неравномерность чередования вспышек. Так, амплитуда резонанса поперечных колебаний  $X_1$  составляет 0,58 мм (компоновка с  $\gamma = 90^\circ$ ), а максимальные амплитуды угловых ( $\psi_1$  и  $\chi_1$ ) – 0,495 и 0,108 град соответственно.

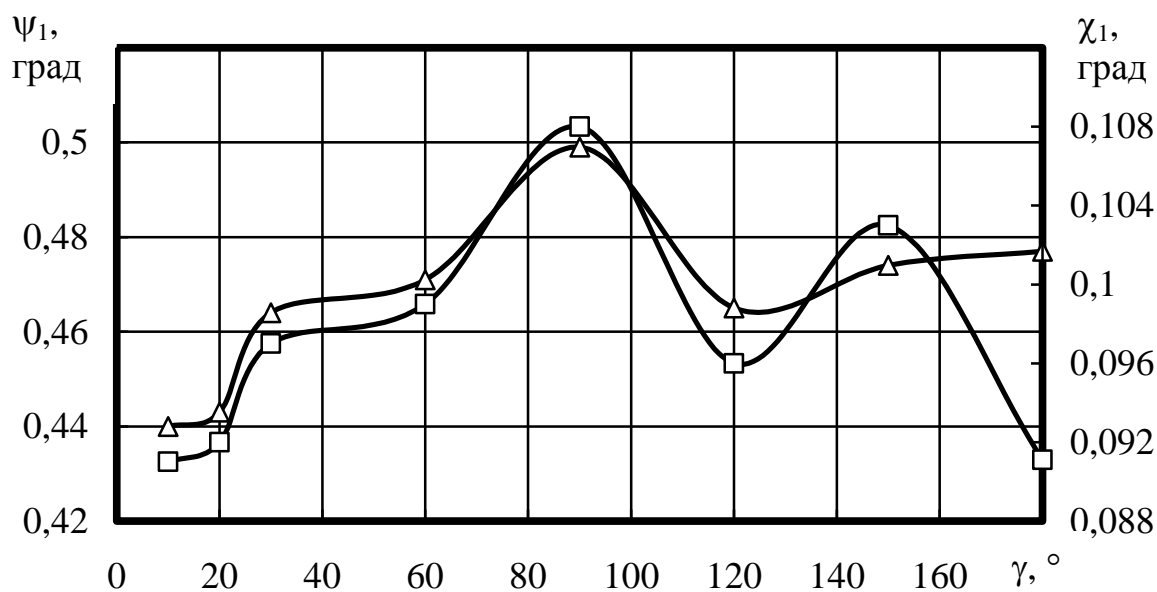


Рис. Зависимость амплитуд резонанса угловых колебаний шестицилиндровых компоновок от угла развала цилиндров: относительно продольной  $\Psi_1$  (Δ) и вертикальной  $\chi_1$  (□) осей

Виброактивность шестицилиндровых двигателей с углами развала цилиндров  $\gamma = 10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $180^\circ$  достаточно мала. Например, амплитуда резонанса поперечных колебаний  $X_1$  шестицилиндровой компоновки с  $\gamma = 10^\circ$  составляет 0,54 мм, а максимальные амплитуды угловых ( $\psi_1$  и  $\chi_1$ ) – 0,44 и 0,091 град. Данное обстоятельство объясняется высокой равномерностью крутящего момента двигателя для схем с  $\gamma = 10^\circ$  и  $20^\circ$  и равномерным чередованием вспышек в компоновке с  $\gamma = 120^\circ$ .

**Шатров М.Г., Набиль Гадир**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

**Моделирование спектров звуковой мощности**  
**двигателя от переключений поршней**

Поршень совершает при переключении одновременно два вида движения: поступательное, под действием силы  $\mathbf{N}$ , и вращение относительно оси поршневого пальца.

Силовой фактор, возбуждающий колебания в структуре двигателя, складывается из боковой силы  $\mathbf{N}$  и ударов поршня о цилиндр, сопровождающих его перемещение в пределах зазора.

Таким образом, силовой фактор, возбуждающий колебания структуры двигателя при переключениях поршней, может быть представлен суммой  $\mathbf{N}_d = \mathbf{N} + \mathbf{X}_{уд}$ . Его спектральная плотность может быть найдена как суперпозиция спектральных плотностей слагаемых  $\mathbf{G}(kf_0) = \mathbf{G}_N(kf_0) + \mathbf{G}_{X_{уд}}(kf_0)$ .

При расчёте спектральной плотности совокупности ударных взаимодействий поршня и структуры двигателя -  $\mathbf{G}_{X_{уд}}(kf_0)$  следует иметь в виду, что за полный цикл его работы имеет место 6...8 переключений каждого поршня. В результате силовой фактор  $\mathbf{X}_{уд}$ , как показано на рис.1, представляет собой многоимпульсное возбуждение конструкции ДВС. Это случай близкий к классическому генератору "белых шумов" системой беспорядочно следующих друг за другом коротких импульсов. Из сказанного следует, что спектр силового фактора  $\mathbf{X}_{уд}$  представляет собой спектральную функцию с постоянной спектральной плотностью  $\mathbf{G}_{X_{уд}}(kf_0) = \mathbf{const}$  во всём диапазоне звуковых частот. Расчёт параметров импульсов, формирующих

силовой фактор  $X_{уд}$  затруднителен, в основном, вследствие сложности определения параметров упругого взаимодействия поршня и цилиндра при их соударении.

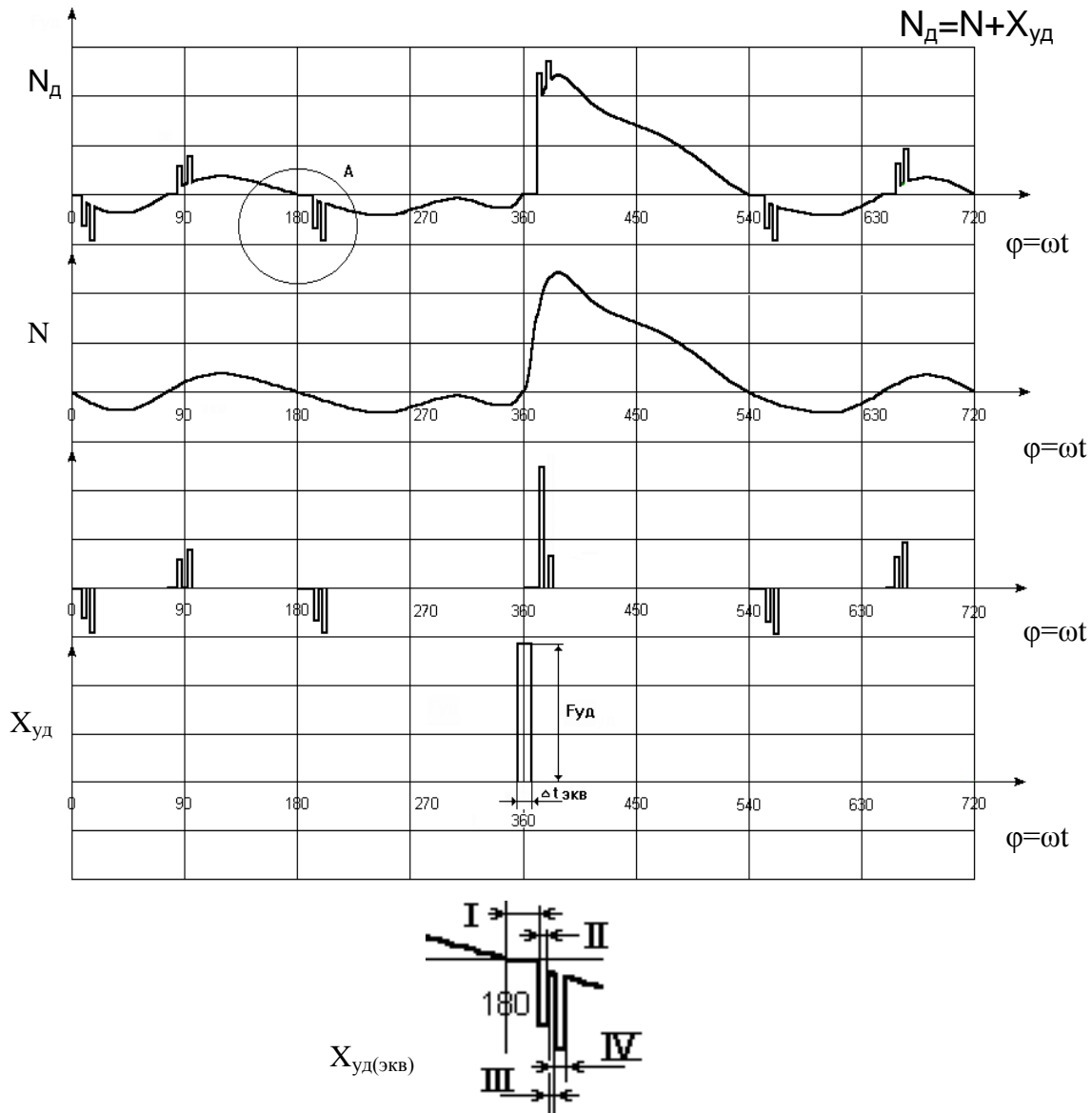


Рис.1. Силовые факторы, действующие на поршень в момент его перекадки

Подобным же спектром обладает одиночный прямоугольный импульс взаимодействия поршня и структуры двигателя, представленный на рис.1. Спектральная плотность такого импульса опреде-

ляется только двумя его параметрами - длительностью  $\Delta t_{\text{экв}}$  и амплитудой  $F_{\text{уд(экв)}}$ :

$$G_{\text{уд(экв)}}(kf_0) = F_{\text{уд(экв)}} \cdot \Delta t_{\text{экв}} \cdot \frac{\sin(\pi \cdot kf_0 \cdot \Delta t_{\text{экв}})}{\pi \cdot kf_0 \cdot \Delta t_{\text{экв}}} \approx G_{\text{худ}}(kf_0).$$

Расчётная длительность эквивалентного импульса -  $\Delta t_{\text{экв}}$  может быть установлена нормированием на заданном уровне [К] спада характеристики  $G_{\text{уд(экв)}}(kf_0)$ . Величина спада [К] устанавливается на уровне требований решаемой задачи и обычно принимается равной 3дБ. В этом случае

$$\Delta t_{\text{экв}} \leftarrow \frac{[G_{\text{уд(экв)}}(kf_0)]_{f=20\text{Гц}}}{[G_{\text{уд(экв)}}(kf_0)]_{f=4000\text{Гц}}} = [К] = 3\text{дБ}. \quad \text{Здесь величина}$$

$\Delta t_{\text{экв}}$  определяется методом итераций на основании уравнения (1).

Удовлетворительное совпадение результатов расчёта и натурального эксперимента свидетельствует об адекватности предлагаемой расчётной модели.

**Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Сергеев С.С.**  
МГТУ им. Н.Э. Баумана

### Численное исследование трехмерного турбулентного течения газа в системе «ресивер-цилиндр»

Современные двигатели внутреннего сгорания должны обладать высокими технико-экономическими и экологическими показателями. Одним из факторов, влияющих на данные параметры, является качество процесса смесеобразования и сгорания. Для их оптимизации широко применяются впускные каналы специальной формы, позволяющие создать закрутку потока в тангенциальном направлении, что приводит к интенсификации процессов тепло- и массообмена и увеличению уровня турбулентности заряда в цилиндре.

Развитие и оптимизация компонентов двигателя внутреннего сгорания требуют больших затрат времени и средств. Один из способов снижения этих затрат – использование специализированных программных комплексов математического моделирования. В данной работе рассматривается влияние формы впускного коллектора на характер движения свежего заряда в цилиндре двигателя, а именно на скорость закрутки потока. Решается краевая задача трехмерного турбулентного течения, где в качестве граничных условий задаются значения параметров (расход, температура, турбулентная кинетическая энергия газа и масштаб турбулентности) во входном сечении коллектора. Форма и размеры впускной системы, а также давление на выходе, известны.

Решение задачи предусматривает определение локальных параметров газа (скорость, давление, температура) во всей расчетной области течения. Решение осуществляется с помощью пакета программ FIRE 8.1. На первом этапе расчетная область представляется в виде конечного числа контрольных объемов (количество расчетных ячеек равно 628836, рис.1).

Физические свойства воздуха определяются по известным справочным данным. В качестве основной используется система уравнений Рейнольдса, полученная путем осреднения уравнений Навье - Стокса. Для замыкания системы уравнений Рейнольдса используется  $k-\epsilon$  модель, где  $k$  – турбулентная кинетическая энергия,  $\epsilon$  - скорость ее диссипации. Система нестационарных уравнений сохранения, записанная в обобщенных координатах для приращений независимых переменных, в качестве которых выбираются декартовы составляющие скорости, решается с помощью процедуры коррекции давления. В соответствии с ней, на шаге «предиктор» при решении уравнений движения среды определяются предварительные поля скоростей при замороженном поле давления. Далее, на шаге «корректор» сначала рассчитывается поле поправок давления, чтобы удовлетворить уравнению неразрывности в каждой ячейке сетки, а затем корректируются поля составляющей скорости и дав-

ления. В итоге, поля зависимых переменных оказываются согласованными. Эта процедура реализована в использованном алгоритме SIMPLE, разработанный Сполдингом и Патанкарком. Расчет осуществляется с заданным числом итераций. Для описания подъема клапана используется стандартная кривая, имеющая форму параболы, которая была получена усреднением широкого спектра различных экспериментальных кривых. Применение такой кривой оправдано тем, что она служит только для сравнения усредненных параметров течения в каналах различных размеров и определения тем самым их качества.

В результате расчетов появляется возможность следить за изменением полей скоростей в любом сечении расчетной области, а также визуально оценить турбулентное течение системы впуска, как в двух, так и в трехмерной постановке. На основании полученных параметров течения определяется безразмерный коэффициент расхода. Вычисляется вихревое число – параметр, характеризующий интенсивность закрутки заряда в цилиндре.

Практическая ценность проведенного исследования заключается в определении рациональной формы впускного коллектора, обеспечивающего наполнение цилиндра двигателя с минимальными потерями, а также оптимальную закрутку потока.

**Кузнецов А.Г., Трифонов В.Л., Боковиков А.Н.**  
МГТУ им. Н.Э. Баумана

**Вопросы разработки стенда полунатурного моделирования**  
**динамических режимов систем управления**  
**транспортными дизелями**

В связи с необходимостью ускоренного проектирования и доводки двигателей и систем управления ими возникла задача создания и внедрения в практику методов полунатурного моделирования, которые позволяют разрабатывать и отлаживать на реальные ре-



жимы работы двигателя микропроцессорные средства систем управления одновременно с созданием самого двигателя. Полунатурное моделирование позволяет также экономить средства, затрачиваемые на испытания двигателей. При полунатурном моделировании реальная микропроцессорная система управления в процессе отладки программного обеспечения сопрягается с математической (компьютерной) моделью создаваемого или испытываемого двигателя. В натурную часть стенда входят микропроцессорный контроллер, управляющее устройство, датчики и исполнительные устройства системы управления. Цифровая компьютерная модель описывает динамические свойства двигателя и транспортной установки.

Для моделирования переходных процессов системы управления в реальном времени необходимо согласование в фиксированные моменты времени натурной и модельной части стенда. Сопоставление быстродействия контроллера и времени расчета параметров дизеля по используемым в настоящее время программам, основанным на стационарных уравнениях рабочего процесса, свидетельствует о необходимости создания более быстрых – динамических моделей дизеля как объекта управления и транспортной установки. Рассмотрен набор исходных данных, на основе которых могут быть построены модели, пригодные для описания динамических процессов систем управления дизелем. Проведен анализ вариантов сопряжения натурной и модельной частей стенда с учетом особенностей современных операционных систем. Все необходимые программные средства стенда могут быть реализованы на одном компьютере в современной операционной системе. Возможно использование в составе стенда двух компьютеров: в одном записана модель дизеля и транспортной установки (упрощенная конфигурация компьютера), другой служит средством связи оператора со стендом – с него осуществляется задание, в том числе оперативное, настроек системы управления и отображение результатов моделирования. Для первого варианта стенда разработаны аппаратурные и

программные средства связи внешних натуральных устройств с компьютером, содержащим программу модели.

Реализация полунатурного моделирования процессов управления проводится в настоящее время для тепловозного и автомобильного дизелей.

**Кричевская Т. Ю., Яковенко А.Л.**

Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ)

**Использование современных информационных технологий  
для описания конструкции двигателя внутреннего сгорания  
и его систем**

В условиях современного развития технологий проектирования и производства в промышленности инженер должен владеть навыками работы в CAD-системах, уметь разрабатывать конструкторскую документацию (чертежи, спецификации и т.д.) и создавать трехмерные модели.

Информационное обеспечение описания конструкции современного поршневого двигателя внутреннего сгорания предполагает формирование его трехмерной модели, которая используется на этапах проектирования и дальнейшей модернизации ДВС.

Принятие решений по конкретному двигателю при его проектировании с использованием трехмерного моделирования позволяет:

- формировать конечно-элементные модели двигателя для оценки напряженно-деформируемого состояния и колебаний его элементов.
- определять массово-инерционные характеристики деталей ДВС, которые в дальнейшем могут быть использованы при анализе динамики кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов двигателя;

- рассчитывать площадь наружных поверхностей деталей ДВС для оценки его структурного шумоизлучения.

Ранее данные задачи решались на уровне использования статистических соотношений.

Разработка типовых (обобщенных) параметрических моделей деталей двигателя позволить существенно сократить время на формирование образов конкретных деталей проектируемого ДВС.

Данные модели на кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» разрабатываются с использованием комплекса твердотельного моделирования T-flex CAD 3D.

Комплекс применяется в двух аспектах:

- разработка системы автоматизированного проектирования ДВС, которая формируется на кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» МАДИ (ГТУ);
- обучение студентов основам работы в системе трехмерного моделирования с последующим их использованием при выполнении учебных (бакалаврской работы и дипломного проекта) и профессиональных задач.

В настоящее время реализована первая версия системы моделей, позволяющих описать элементы кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов.

Отдельные элементы системы были реализованы в рамках выполнения учебного задания студентами группы 4ДВС, результаты которого оценены 1-м местом в номинации «Применения автоматизированного проектирования в учебном процессе» и 2-м местом в номинации «Автоматизация проектирования и конструкторской подготовки производства» по итогам Всероссийского конкурса применения продуктов T-flex CAD 2004, 2005 и 2-м местом в номинациях «Курсовые проекты» и «Использование отечественных CAD/CAM/CAE систем» по итогам Всероссийского конкурса «Компьютерный инжиниринг 2005». Также результаты работы демонстрировались в рамках выставок на ВВЦ: «Soft Tool - 2004», «Soft Tool - 2005» и «Soft Tool - 2006», а также на Выставочном комплексе

«Красная Пресня» - «Высокие технологии XXI века - 2005» и «Высокие технологии XXI века - 2006».

На кафедре сформированы методики разработки параметрических твердотельных моделей и обучения студентов формированию параметрических моделей.

Разработан набор параметрических моделей, описывающих конструкцию разных систем и механизмов двигателя внутреннего сгорания, создана анимация в виде avi-файлов, визуализирующая работу механизмов.

Результаты работы используются:

- в качестве иллюстрации возможных технических решений в САПР ДВС;
- в компьютерной лекции по системам питания двигателей с искровым зажиганием;
- в интерактивных электронных технических руководствах.

**Кричевская Т.Ю., Яковенко А.Л., Быков А.Д., Лямин В.А.,  
Осипов С.С., Першутин Е.А., Сафонов Д.Ю., Швечков О.П.**  
Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ)

### **Трехмерное моделирование топливных насосов бензиновых двигателей**

Уровень современного развития промышленности требует от инженера умения разрабатывать конструкторскую документацию и трехмерные модели с использованием комплексов твердотельного моделирования.

На кафедре «Теплотехника и автотракторные двигатели» проводится обучение студентов специальности 140501 основам трехмерного моделирования с использованием комплекса T-flex CAD 3D. Преимуществом данного комплекса является понятная и простая система параметризации.

В рамках системы обучения предусматривается выполнение студентами реальной работы по описанию конкретного узла, элемента системы ДВС, которые пополняют базу параметрических моделей элементов конструкции ДВС, разрабатываемую на кафедре.

В докладе представлено задание, выполненное студентами. Оно состояло в создании параметрических чертежей и моделей 3 типов топливных насосов бензиновых двигателей: роликового, шестеренчатого и лопастного.

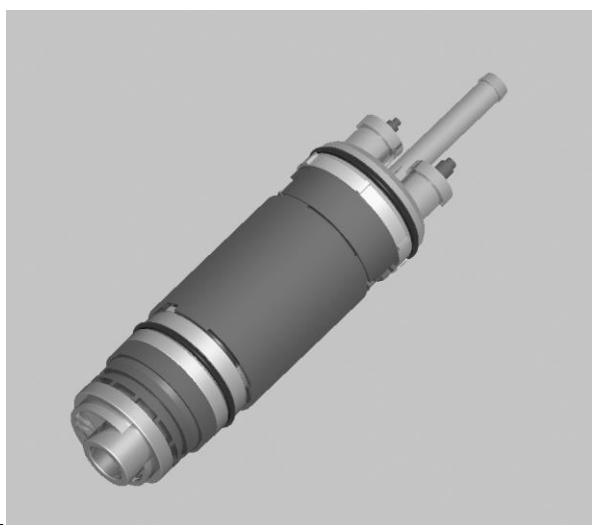
Работа выполнялась на основе натуральных насосов. Вся учебная группа была разбита на 3 подгруппы, каждая из них создавала модель одного из типов насосов.

Итог работы - параметрические чертежи и трехмерные модели насосов в сборе и их деталей и анимации в виде avi-файлов, визуализирующие работу насосов.

Выполненная работа будет использована многоаспектно:

- в компьютерной лекции по системам питания двигателей с искровым зажиганием;
- в качестве примеров возможных технических решений;
- в интерактивных электронных технических руководствах.

Результаты работы пополнят базу данных по конструкции ДВС.



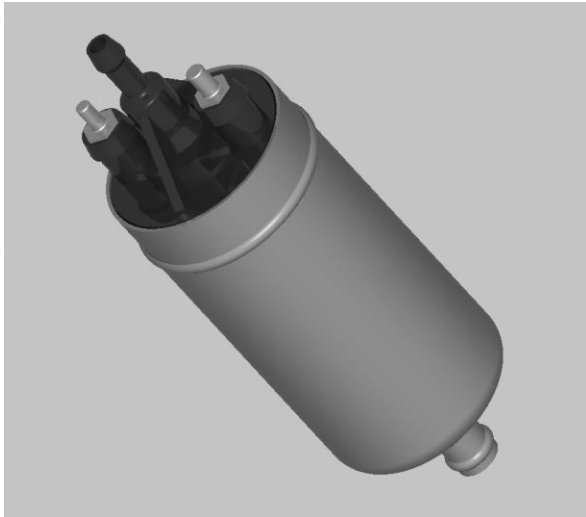


Рис. 1. Примеры результатов работы

**Абрамчук Ф.И., Денисов А.В.**

Харьковский Национальный Автомобильно-Дорожный Университет

**Способы совершенствования закона топливоподачи**  
**повышения давления впрыскивания**  
**в дизельной топливной системе непосредственного действия**

На кафедре ДВС ХНАДУ совместно с КП ХКБД наряду с разработкой и исследованием топливных систем с электронным управлением ведутся работы по модернизации топливных систем непосредственного действия для высокооборотных автомобильных дизелей. Целью данного исследования является получение характеристики впрыскивания, позволяющей оптимизировать процесс сгорания и тем самым уменьшить уровень шума работы дизеля, а также сократить выбросы вредных веществ, в первую очередь  $\text{NO}_x$ . Для решения этой задачи используются методы, основанные на изменении протекания волновых явлений в линии высокого давления.

Основой теоретического исследования является разработка математической модели гидродинамического расчета процесса топливоподачи для высокооборотного автомобильного дизеля. В качестве базовой методики для моделирования работы топливной системы была использована методика Ю.Я.Фомина, дополненная проф. А.Л. Григорьевым. Указанная методика потребовала уточне-

ний, связанных с особенностями конструкции исследуемой топливной аппаратуры. А именно: нагнетательный клапан двойного действия, диаксиальный привод плунжера топливного насоса высокого давления, организация работы форсунки без отвода утечек. При определении усилия пружин форсунки, толкателя насоса, нагнетательного клапана учтены колебания их витков. Для описания течения топлива линия высокого давления разбивается на отрезки, в пределах которых применяется метод характеристик.

На основе математической модели разработана методика и программа гидродинамического расчета топливной системы высокооборотного автомобильного дизеля. Применение этой методики позволяет определить эффективность известных решений и предложить новые способы получения необходимого закона топливоподачи.

Проведенные нами при помощи математического моделирования численные эксперименты показали, что использование традиционных подходов для форсирования ТС по давлению впрыскивания малоэффективны. Так, изменение диаметра плунжера ТНВД с 7,5 мм до 9,0 мм позволяет увеличить давление впрыскивания на 30%. Однако такая модернизация повлечет за собой мероприятия по изменению внутреннего диаметра топливопровода высокого давления, усилению привода ТНВД и т.д. Следовательно, требуются новые нестандартные подходы к решению поставленной задачи, основанные на глубоком анализе процессов, происходящих в топливной системе. Так изменение протекания волновых явлений в линии высокого давления позволяет организовать предварительную подачу топлива, а также повысить уровень давления впрыскивания. Добиться этого можно при помощи дополнительного устройства, представляющего собой отдельно расположенный подпружиненный поршень, задача которого заключается в отводе и возврате в определенный момент объема топлива.

Эффективность применения данного решения определяется выбором диаметра, хода поршня, величиной предварительной затяжки пружины поршня, а также местом его установки.

Недостатком этой системы является зависимость ее эффективной работы от режима работы двигателя. Получить предварительное впрыскивание можно лишь на определенных режимах работы дизеля.

Наиболее перспективным решением, на наш взгляд, является конструкция форсунки закрытого типа с дополнительным дифференциальным поршнем, разработанная в КП ХКБД (г. Харьков) совместно с кафедрой ДВС ХНАДУ. Конструктивной особенностью форсунки является использование одной пружины для запираания иглы и дифференциального поршня. Данная конструкция позволяет организовать двухфазное впрыскивание топлива на наиболее важных рабочих режимах дизеля.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили эффективность предложенного способа для организации двухфазного впрыскивания в топливной системе непосредственного действия. В результате работы дифференциального поршня общая продолжительность впрыскивания уменьшилась за счет увеличения скорости посадки иглы. Данный эффект следует рассматривать как положительный, т.к. при этом исключается вероятность подвпрыскиваний. Скорость иглы с точки зрения надежности находится в допустимых пределах.

Конструкция форсунки с дифференциальным поршнем может быть использована в топливной системе перспективного высокооборотного дизеля 4ДТНА.

**Голубков Л.Н., Грачев А.Ю., Востриков А.Е., Гавриков А.Г.**  
Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

**Моделирование роликовых топливоподкачивающих насосов, работающих на диметиловом эфире**



Применение диметилового эфира (ДМЭ) в дизелях позволяет полностью исключить выбросы сажи, снизить уровень шума и существенно уменьшить выбросы оксидов азота. Отсутствие в отработавших газах сажи и соединений серы позволяет эффективно использовать окислительные нейтрализаторы и рециркуляцию отработавших газов и в итоге обеспечить выполнение самых жестких норм по токсичности. Возможность производства ДМЭ из возобновляемых источников позволяет кардинально решать и проблему выбросов  $\text{CO}_2$ .

Если методы гидродинамического расчета линии высокого давления (топливной аппаратуры) разработаны и широко применяются, то математические модели агрегатов линии низкого давления практически отсутствуют.

В докладе приводятся результаты твердотельного параметрического моделирования (с использованием T-flex) роликового топливоподкачивающего насоса (ТПН), а также результаты математического моделирования работы ТПН на ДМЭ.

Гидродинамический расчет процессов в роликовом ТПН описывается системой уравнений массового баланса:

$$\left. \begin{aligned} V_{cj} \frac{\partial \rho_{cj}}{\partial t} &= f_c C_{cj} \rho_{cj} + q_{всj} + q_{нj}; \\ V_{нн} \frac{\partial \rho_{нн}}{\partial t} &= \sum_1^5 q_{нj} - q_{ж}. \end{aligned} \right\}$$

Замыкает систему уравнение Тета, связывающее давление  $p$ , плотность  $\rho$  и объемную долю газовой фазы  $\varepsilon$ :

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \varepsilon \left[ \frac{p_0 + B_1}{p + B_1} \right]^{\frac{1}{n_1}} + (1 - \varepsilon) \left[ \frac{p_0 + B_2}{p + B_2} \right]^{\frac{1}{n_2}}$$

Первое уравнение – уравнение массового баланса для каждой  $j$  – той секции ТПН ( $j=1\dots 5$ ). Здесь:  $V_c$  и  $\rho_c$  – объем и плотность ДМЭ в секции;  $f_c$  – площадь между соседними роликами,  $C_c$  – радиальная

скорость движения площади  $f_c$ ,  $q_{вс}$  – массовый расход ДМЭ из баллона в секцию,  $q_n$  – массовый расход из секции в полость подкачивающего насоса. Второе уравнение – уравнение массового баланса для объема ТПН (исключая объемы  $V_{c_j}$ ). Здесь:  $V_{пн}$  и  $p_{пн}$  – объем и давление ДМЭ,  $\sum_1^5 q_{нj}$  – суммарный массовый расход в полость  $V_{пн}$  из всех пяти секций,  $q_{ж}$  – массовый расход через жиклер из полости  $V_{пн}$  к полости низкого давления ТНВД (давление в которой считаем постоянным).

В уравнении Тета:  $n$  – показатель степени;  $B$  – параметр, характеризующий молекулярные силы и силы поверхностного натяжения; индексы: 1 – газовая фаза, 2 – жидкость, 0 – указывает, что параметр берется при давлении насыщенных паров.

Система уравнений решается численным интегрированием (методом Эйлера). Математическая модель была реализована в виде программы на языке C++ Builder 6 Дьяконовой К.П.

**Рыжкин С.В.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

### **Анализ и расчет свойств диметилового эфира как моторного топлива**

Одним из перспективных направлений развития двигателей внутреннего сгорания и в частности автотракторных дизелей является использование новых топлив, позволяющих существенно улучшить экологические показатели ДВС. Несмотря на то, что попытки использования диметилового эфира (ДМЭ) в качестве топлива были начаты сравнительно недавно, ДМЭ считается одним из перспективных топлив для автотракторных дизелей.

Диметиловый эфир (ДМЭ)  $CH_3-O-CH_3$  в отличие от большинства низших спиртов и их эфиров характеризуется высокими значе-

ниями ЦЧ. Вместе с тем ДМЭ имеет ряд недостатков, прежде всего высокие давления насыщенных паров при низких температурах, в результате чего при атмосферном давлении он переходит в газовую фазу при отрицательных температурах, что создает при его использовании определенные трудности. Тем не менее сочетание высокого ЦЧ и малой склонности к дымлению делает применение ДМЭ весьма перспективным. Так, принято решение о переводе в г. Москве ряда автомобилей с дизельными двигателями на диметиловый эфир. В связи с этим существенно вырос интерес к определению свойств ДМЭ.

Надо отметить, что ДМЭ в основном рассматривался как возможный хладагент, поэтому его свойства наиболее подробно изучались при отрицательных и низких температурах. Наиболее подробный цикл исследований в последнее время проведен в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре Э-6 под руководством А.А. Жердева. Разработаны программы расчета ряда термодинамических показателей ДМЭ с использованием уравнения состояния Редлиха-Квонга, а также предложены уравнения для расчета его отдельных физических свойств. Вместе с тем не рассмотрены некоторые важные (с точки зрения организации процессов топливоподачи и теплоиспользования) свойства ДМЭ (например, сжимаемость, скорость звука и отношение теплоемкостей  $c_p/c_v$ , и др), а ряд предлагаемых соотношений либо сложны по структуре, либо могут быть использованы лишь в ограниченном диапазоне изменения температур. Предлагаются относительно простые методы расчета свойств ДМЭ (вплоть до критической температуры). При этом опубликованные результаты, полученные в МГТУ им. Н.Э. Баумана, на фирме AVL и др. используются как базовые для сравнения.

Определены аппроксимирующие расчетные зависимости для следующих характеристик ДМЭ: давления насыщенных паров  $p_s=f(T)$ ; скрытой теплоты парообразования  $r=f(T)$ ; удельных объемов кипящей жидкости  $v'=f(T)$  и насыщенного пара  $v''=f(T)$ ; теплоемко-

стей кипящей жидкости  $s'$  и насыщенного пара  $s''$  в функции температуры и т.д.

Полученный комплекс уравнений для определения термодинамических свойств диметилового эфира в состоянии насыщения в диапазоне температур вплоть до критической, контролируется выполнением уравнения Клапейрона-Клаузиуса  $\frac{dp}{dT} = \frac{r}{T(v'' - v')}$  и подтверждается опубликованными данными.

Погрешность расчета в среднем 1 %, что показывает достоверность полученных расчетных уравнений и возможность их совместного применения с достаточной точностью.

**Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н.**

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

### **Расчёт процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания**

Процесс горения в цилиндре ДВС является сложным комплексом физических и химических явлений, который в настоящее время очень сложно описать аналитически без каких-либо допущений. Поэтому для расчёта рабочего процесса целесообразно использовать упрощённую модель, которая определяет закономерность тепловыделения.

Для исследования газового ДВС с высокоэнергетической системой зажигания была выбрана методика Вибе И.И., которая благодаря своей простоте и надёжности получила широкое распространение во всём мире.

Однако данная модель имеет недостаток. В качестве исходных данных основная величина, определяющая характер протекания процесса сгорания во времени – показатель сгорания  $m$  – задаётся

как постоянная величина, в то время как известно, что этот показатель изменяется с течением времени.

Следовательно, возникает необходимость разработки методики для исследования процесса сгорания в ДВС подобного типа с переменным показателем  $m$ , что возможно сделать только основываясь на результатах экспериментальных исследований.

Исходя из вышесказанного, целью данного исследования является разработка метода определения величины переменного показателя  $m$  в процессе сгорания, а также разработка математической модели расчёта процесса сгорания газового ДВС с высокоэнергетической системой зажигания, используя переменный показатель  $m$ .

Кроме того, была разработана методика для определения переменного показателя  $m$  в процессе сгорания из экспериментальных индикаторных диаграмм

$$m_i = -1 - \log_{t_i} \frac{-6.908}{\ln(1 - x_i)},$$

где  $m_i$  – показатель сгорания;

$t_i$  – относительное время,  $t_i = t_i/t_z$ ;

$x_i$  – доля топлива, которая выгорела к моменту  $t_i$ ;

$i$  – порядковый номер элемента в массиве.

При обработке индикаторных диаграмм была выведена зависимость показателя  $m$  от основных параметров рабочего процесса

$$m_i = 0.093 + 13.866 \cdot t_i \cdot \frac{0.1 \cdot N_e + 10.32}{0.1 \cdot N_e + 9.21} + 10.67 \cdot t_i^2 \cdot \frac{\alpha \cdot 1.9}{\alpha + 1} - 85.98 \cdot t_i^3 \cdot \frac{0.089 \cdot n}{0.089 \cdot n + 2.261} + \dots$$

$$\dots + 69.78 \cdot t_i^4 \cdot \frac{\Theta}{\Theta + 1.326},$$

где  $t_i$  – относительное время,  $t_i = t_i/t_z$ ;

$N_e$  – эффективная мощность, кВт;

- $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;
- $n$  – частота вращения коленчатого вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;
- $\Theta$  – угол опережения зажигания, град. пкв до ВМТ;
- $i$  – порядковый номер элемента в массиве.

**Жуков В.А. Тарасов М.А.**

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева, Тутаевский филиал

**Зависимость экономических и экологических показателей работы дизеля от режимов охлаждения**

Эксплуатационные (температура и давление охлаждающей жидкости) и вводно-химические (состав и свойства охлаждающей жидкости) режимы охлаждения оказывают существенное влияние на экономичность работы двигателя, его экологические характеристики. Это влияние обусловлено зависимостью от указанных режимов интенсивности охлаждения в зарубашечном пространстве, количества теплоты, отводимой через систему охлаждения и теплового состояния деталей цилиндро-поршневой группы.

Одним из основных условий, необходимых для обеспечения высокой экономичности поршневого двигателя и удовлетворения им современным экологическим требованиям является поддержание оптимального теплового состояния деталей цилиндро-поршневой группы. Под оптимальным тепловым состоянием следует понимать такое температурное состояние, которое обеспечивает

минимальные тепловые потери без перегрева деталей, приводящего к снижению прочностных свойств материалов и интенсивной эмиссии высокотоксичных оксидов азота.

Поставленная цель может быть достигнута путем повышения температуры охлаждающей жидкости или воздействия на ее теплофизические свойства. Переход на высокотемпературное охлаждение возможен только при условии повышения давления в системе охлаждения. Уменьшение температурного градиента на границе гильза цилиндров – охлаждающая жидкость позволяет сократить тепловые потери, повысить температурный уровень деталей ЦПГ, что особенно важно на режимах частичных нагрузок. Проведенные экспериментальные исследования показали, что наиболее существенное влияние на процессы теплообмена в полостях охлаждения ДВС оказывает введение в охлаждающую жидкость водорастворимых полимеров и поверхностно-активных веществ, которые даже при введении в охлаждающую в малых концентрациях обеспечивают ламинеризацию пристеночного слоя жидкости и уменьшение коэффициента теплоотдачи от стенки к жидкости.

Уменьшение количества теплоты, отводимой через систему охлаждения на 3-5 %, и увеличение доля теплоты, эквивалентной эффективной работе на 1-1,5 %. Результатом такого перераспределения тепловых потоков является снижение удельного эффективного расхода топлива на 2-4,5 %.

Повышение температурного уровня в цилиндре двигателя во время процесса сжатия за счет воздействия на теплофизические свойства охлаждающей жидкости и ее температуру сокращает период задержки воспламенения на 15 %.

Сокращение периода задержки воспламенения топлива приводит к уменьшению скорости нарастания давления в процессе сгорания и жёсткости работы двигателя, снижению температуры и давления в конце сгорания. Поэтому мероприятия направленные на уменьшение периода задержки воспламенения будут благоприятно

сказываться на эмиссии токсичных веществ, прежде всего оксидов азота  $\text{NO}_x$  и альдегидов  $\text{R}^*\text{COH}$ .

**Жуков В.А. Курин М.С.**

Рыбинская государственная авиационная технологическая  
Академия имени П.А. Соловьева, Тутаевский филиал

**Комплексное влияние параметров наддува на токсичность и  
дымность отработавших газов дизеля ЯМЗ 8481.10**

Для дизелей форсированных по наддуву с объёмным смесобразованием и неразделёнными камерами сгорания токсичность и дымность отработавших газов в существенной мере зависит от коэффициента избытка воздуха, который в свою очередь определяется цикловой подачей топлива и сочетанием температуры и давления наддувочного воздуха. С целью установления комплексного влияния температуры и давления наддувочного воздуха на состав отработавших газов были произведены исследования дизеля ЯМЗ - 8481.10, производства ОАО «Тутаевский моторный завод».

Исследования проводились методами численного моделирования, результаты которого затем проверялись стендовыми испытаниями. Численное моделирование было проведено для пяти скоростных режимов: 1100, 1300, 1500, 1700, 1900  $\text{мин}^{-1}$ . Задаваемые характеристики топливоподачи соответствовали параметрам, которые обеспечивает штатный ТНВД, и предоставленные заводом-изготовителем (АО «Топливоподающие системы»).

Результаты стендовых испытаний, проведенных в испытательном боксе ОАО «Тутаевский моторный завод» на сертифицированном оборудовании подтвердили адекватность численного моделирования и справедливость сделанных заключений.

Охлаждение наддувочного воздуха значительно снижает выбросы оксидов азота. Это объясняется тем, что при снижении температуры наддувочного воздуха повышается плотность воздушного



заряда и коэффициент избытка воздуха, а также снижается максимальная температура цикла, которая и оказывает определяющее влияние на эмиссию оксидов азота.

Увеличение давления наддува при неизменной цикловой подаче и температуре наддувочного воздуха вызывает рост выбросов оксидов азота. Это также обусловлено ростом максимальных температур цикла.

Снижение глубины охлаждения и повышение температуры наддувочного воздуха приводят к росту максимальной температуры цикла. В результате этого происходит интенсификация процесса диссоциации диоксида углерода с образованием угарного газа и сажи, одновременно с этим улучшается испарение топлива, приводящее к снижению образования сажи. Исследования показали, что для двигателя ЯМЗ 8481.10 с увеличением температуры наддувочного воздуха преобладает диссоциация  $\text{CO}_2$  и выброс «твёрдых частиц» увеличивается.

С увеличением давления наддува выбросы «твёрдых частиц» снижаются.

Рост выброса твердых частиц на долевых скоростных режимах связан с уменьшением турбулентности воздушного заряда в цилиндре.

Проведенные исследования позволили установить наиболее предпочтительные сочетания температуры и давления наддувочного воздуха для различных режимов работы двигателя ЯМЗ 8481.10.

**Лазарев В.М.**

Владимирский государственный университет

### **Определение параметров жидкостной системы охлаждения тракторного дизеля**

В практике применяются различные методики расчета узлов и агрегатов, в том числе регулирующих устройств, определяющих

массогабаритные показатели, капитальные и эксплуатационные затраты на работу системы охлаждения дизеля. Однако единого подхода к выбору и оценке параметров системы охлаждения дизелей различного назначения в настоящее время не существует.

Для тракторного дизеля характерны использование в различных почвенно-климатических зонах, на режимах близких к номинальным, в условиях высокой запыленности, отсутствии набегающего потока воздуха и т.д. При этом конструкция дизеля должна быть максимально проста и надежна. Известные методологии расчета систем жидкостного охлаждения дизелей указанного назначения, предусматривают в основном дискретное определение параметров узлов без учета особенностей их совместной работы, что приводит к увеличенной производительности отдельных агрегатов и соответственно, к увеличению затрат мощности на охлаждение.

Современные принципы проектирования направлены на неуклонное сокращение времени отводимого на выпуск конструкторской документации и подготовку к производству нового дизеля. В этом случае применение традиционных «поузловых» методов расчета систем охлаждения не эффективно. Необходима разработка комплексного метода расчета системы охлаждения, определяющего оптимальные соотношения между поверхностью охлаждения, расходами теплоносителей и затратами мощности на их перемещение.

Выполненные расчетно-экспериментальные исследования системы охлаждения дизеля 4ЧН10,5/12,0 ОАО «ВМТЗ» мощностью 85 л.с. при частоте вращения коленчатого вала  $2000 \text{ мин}^{-1}$  (конверсия дизеля с воздушным охлаждением в дизель с жидкостным охлаждением) выявили наличие минимума потребляемой системой охлаждения мощности при расходах охлаждающей жидкости  $G_{ж}=9000 \text{ кг/ч}$  и воздуха  $G_{в}=3300$ , соответствующих частотам вращения насоса ( $3800 \text{ мин}^{-1}$ ) и вентилятора ( $2400 \text{ мин}^{-1}$ ).

С индивидуальными приводами насоса и вентилятора в указанных скоростных режимах расход мощности составил 3,1 кВт, однако в реальной конструкции исследуемого дизеля указанные агре-

гаты размещены на одном валу, что приводит к необходимости их использования на режиме  $2400 \text{ мин}^{-1}$ . В этом случае затраты возрастают до 3,6 кВт, т.е. увеличиваются на 16%.

Поиск путей реализации выявленного серьезного эффекта вызвал необходимость дополнительных исследований, направленных на оптимизацию характеристик всего комплекса агрегатов. Указанные исследования в настоящее время завершаются.

**Кальней Е.Д., Максименко В.Н., Русаков М.М.**

Тольяттинский государственный университет

### **Нагнетатель для наддува двс легкового автомобиля**

В современных автомобилях применяются объемные нагнетатели для наддува двигателя. В частности, для легковых автомобилей они необходимы для увеличения момента двигателя при разгоне. Особенно это актуально в городе для сокращения времени разгона и, тем самым, повышения комфортности езды. В основном для этих целей применяются роторные компрессоры, приводимые в движение от коленчатого вала двигателя.

Компрессоры, имеющие геометрическую степень сжатия  $\square_k = 1$ , обычно соединяют с коленчатым валом ременной передачей. Компрессоры с внутренним сжатием, такие как винтовые с  $\square_k > 1$ , целесообразно приводить через отключаемые муфты [1].

Отсечкой процесса впуска такой нагнетатель можно перевести из режима компрессора в режим расширительной машины – экспандера [2], при этом за счет отдачи мощности на вал двигателя можно достичь до 5% экономии расхода топлива.

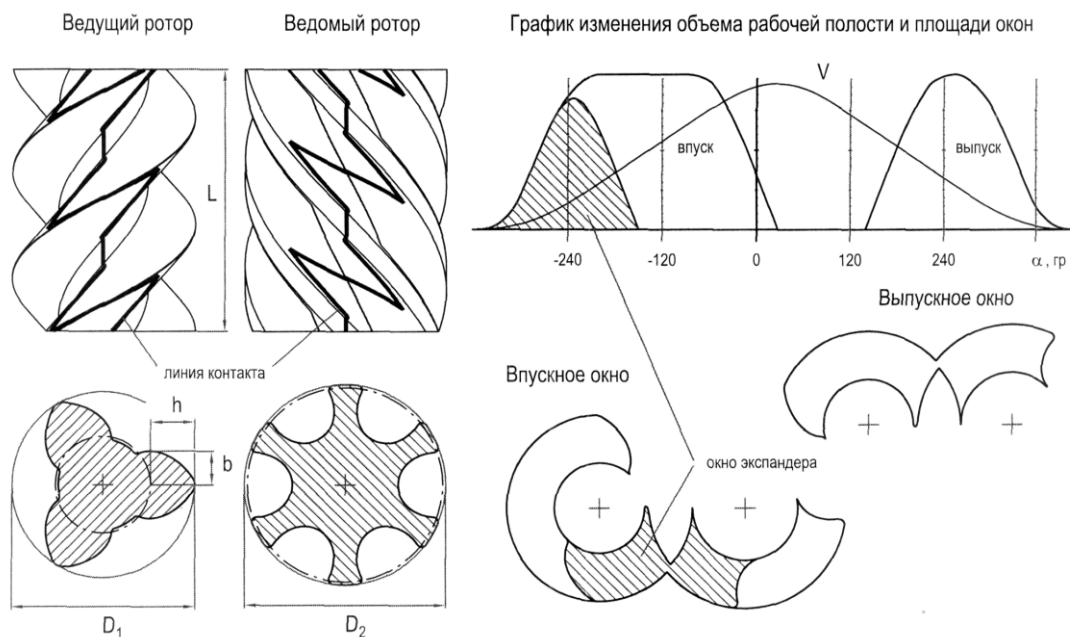
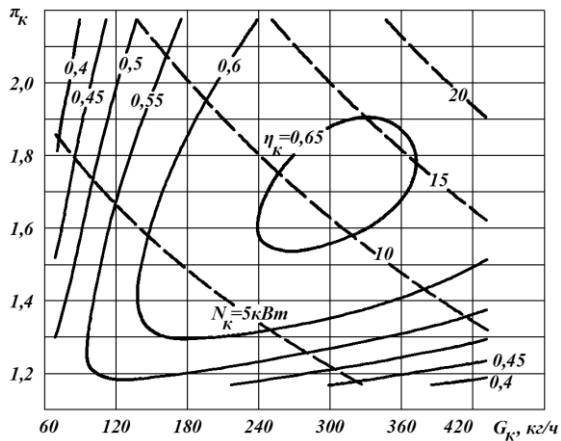


Рис.1. Геометрия рабочих органов винтового нагнетателя

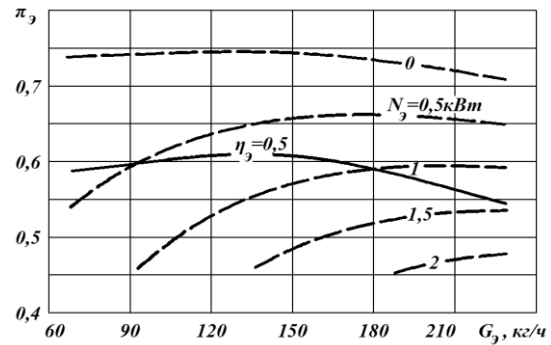
Комплексный расчет геометрии представленного на рисунке 1 винтового нагнетателя был выполнен с помощью специально разработанного пакета программного обеспечения, позволяющего провести последовательно подготовку всех исходных данных, необходимых для моделирования рабочего процесса: изменения объемов полостей и площадей окон, длины щелей и линии контакта, зазоров в уплотнениях и т.п. При расчете были приняты следующие значения параметров: число зубьев ведущего/ведомого ротора  $z_1/z_2 = 3/6$ ; параметр стороны зуба симметричного профиля  $b/h = 0,7585$ ; наружные диаметры ведущего и ведомого роторов  $D_1 = 78,8$  мм,  $D_2 = 80,5$  мм; относительная длина роторов  $L/D_1 = 1,4$ ; угол закрутки винта ведущего ротора  $\alpha = 294^\circ$ ; геометрическая степень сжатия в компрессоре  $\epsilon_k = 1,4$ ; геометрическая степень расширения в экспандере  $\epsilon_s = 2,0$ ; объемная подача  $V_1 = 0,403$  л/оборот.

Характеристики работы нагнетателя в режимах компрессора и экспандера, полученные методом математического моделирования, представлены на рисунках 2 и 3.



— линии адиабатного КПД компрессора  
 - - - линии мощности привода компрессора

Рис.2. Характеристики работы винтового компрессора



— линии адиабатного КПД экспандера  
 - - - линии мощности на валу экспандера

Рис.3. Характеристики работы экспандера

Из полученных результатов следует, что разрабатываемый нагнетатель будет иметь высокие значения адиабатного КПД в широком диапазоне изменений массового расхода воздуха  $G$  и отношения давлений  $\pi_k = p_2/p_1$ . Это позволит экономично применять его без отключения привода как для наддува, когда  $\pi_k > 1$ , так и при работе в качестве экспандера, когда  $\pi_k < 1$ .

**Лисовал А.А.**

Национальный транспортный университет (НТУ, г. Киев)

### Микропроцессорное регулирование автотракторных дизелей СМД

Для выполнения требований европейских норм на выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами (ОГ) дизелей необходимо применение комплексных мероприятий. Основные из них – это применение новых топливных систем с высокими давлениями впрыскивания 130...200МПа, регулирование давления турбонаддува, рециркуляция или каталитическая нейтрализация ОГ и др. Наши теоретические исследования показали, что перспективными являются аккумуляторные системы топливоподачи типа Common

Rail(CR). Системы CR не могут работать без микропроцессорного регулирования.

На кафедре "Двигатели и теплотехника" начата разработка микропроцессорного регулятора (МР) для дизелей семейства СМД. К разработке привлечены специалисты-электронщики с АН Украины.

Пока разрабатывается МР для рядного ТНВД. Поставлена задача - реализовать связанное регулирование подачи топлива и воздуха из турбокомпрессора.

Разработана методика создания МР, которая базируется на многолетнем опыте разработок систем регулирования под руководством проф. Долганова К.Е. и включает опыт разработки и внедрения на Чугуевском заводе топливной аппаратуры механического регулятора для ТНВД типа ЧЗТА-435 и 635.

Разработан макетный образец МР, основным элементом которого – электронный блок управления. Последний выполнен на базе микропроцессора Микрочип серии PIC16F. Исполнительный орган, который присоединяется к рейке ТНВД, является серводвигателем с обратной связью по положению вала.

Электронный блок управления с датчиками и связью с компьютером мы назвали программно-измерительным комплексом (ПИК). Создано программное обеспечение для ПИК, который является составной частью любого МР.

Проведены безмоторные испытания МР и моторные испытания ПИК на автомобильном дизеле СМД-23.07. Основная цель испытаний доработка элементов МР и программного обеспечения ПИК.

В ходе безмоторных испытаний на топливном стенде NS-110 формировалась внешняя скоростная характеристика, двухрежимные и пологие частичные характеристики ТНВД.

Моторные испытания ПИК на дизеле СМД-23.07 проводились для записи переходных процессов при разгонах и замедлениях дизеля под нагрузкой и в режиме свободного ускорения. Исследова-

лись различные варианты настройки турбокомпрессора ТКР-7,5ТВ. ПИК опрашивал и обрабатывал информацию от датчиков: частоты вращения коленчатого вала; положения рычага управления регулятором ТНВД (аналог электронной педали); давлений в системе турбонаддува; дымности ОГ; положения вала исполнительного механизма МР; отметки времени начала и конца расхода 50г топлива. Опрос датчиков и запись в файл данных осуществлялась с частотой 50Гц.

Результаты испытаний подтвердили работоспособность элементов МР и правильность написания программного обеспечения ПИК как составной части МР.

**Клейменов С.Ю.**

Московский автомобильно–дорожный институт (ГТУ)

### **Влияние процессов газообмена соседних цилиндров на условия впуска в отдельном цилиндре**

Известно, что волновые явления, вызванные процессами впуска в соседних цилиндрах, существенным образом влияют на характер изменения давления перед впускными клапанами отдельного цилиндра многоцилиндрового двигателя.

Объектом исследования был выбран 4-х цилиндровый 4-х тактный двигатель с равномерным чередованием вспышек в цилиндрах. Этапы эксперимента включали в себя регистрацию параметров на двух скоростных режимах двигателя ( $2000\text{мин}^{-1}$  и  $3000\text{мин}^{-1}$ ) при различных условиях. Для исключения влияния рабочего процесса коленчатый вал двигателя прокручивался от электротормозной установки без подачи искрового разряда и топливно-воздушной смеси в цилиндры.

Смена фаз газораспределения проводилась путем перестановки цепи привода распределительного вала на одно звено (смещение РВ относительно начального на 9,475 °п.р.в. или 18,95 °п.к.в.).

Исключение влияния соседних цилиндров на волновые процессы, инициируемые одним цилиндром осуществлялось путем остановки клапанов, для чего были демонтированы рычаги привода, обеспечивающие кинематическую связь между РВ и клапанами. Такой способ позволил исключить конструктивное вмешательство в газовоздушный тракт двигателя и полностью сохранить его геометрические размеры и форму.

На рис.1 представлена зависимость подъема впускного ( $h_{\text{кл вп}}$ ), выпускного ( $h_{\text{кл вып}}$ ) клапанов и изменения перепада давления воздуха перед впускным клапаном ( $\Delta P$ ) исследуемого цилиндра на режиме прокрутки при остановленных клапанах остальных цилиндров двигателя. Из данной зависимости хорошо видно момент зарождения волны разрежения в момент открытия впускного клапана, ее распространение и затухание с течением времени.

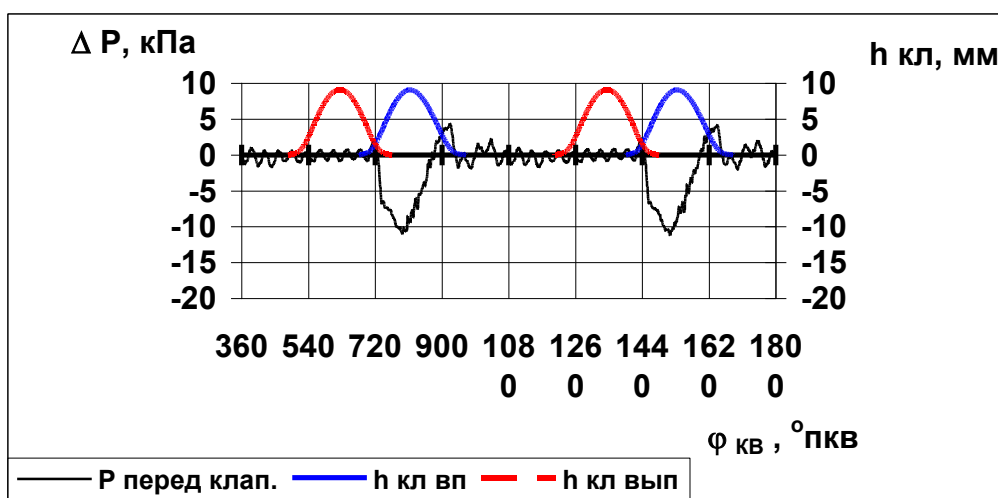


Рис.1. Изменение давления перед впускным клапаном на режиме прокрутки при  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  без учета влияния соседних цилиндров

Анализ представленных графических зависимостей позволяет сделать вывод о том, что при работе двигателя на колебательные процессы перед впускным клапаном отдельно взятого цилиндра



многоцилиндрового двигателя оказывают влияние не только отраженная волна давления, инициируемая данным цилиндром, но и волны, возникающие от процессов впуска в других цилиндрах (рис.2).

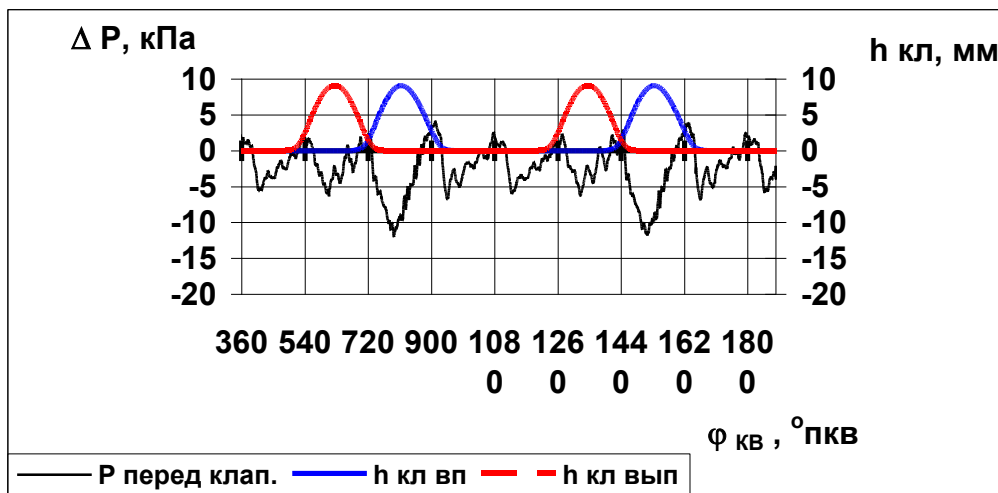


Рис.2. Изменение давления перед впускным клапаном на режиме прокрутки при  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  с учетом влияния соседних цилиндров

Характерные всплески разрежения перед клапаном, равномерно чередующиеся через каждые  $180^\circ$  п.к.в., образованы процессами впуска в соседние цилиндры (рис.2). Величина воздействия соседних цилиндров зависит от их удаленности от исследуемого, так как амплитуда волны значительно уменьшается с течением времени при распространении по впускному тракту двигателя.

Характер волн между экстремумами давления перед клапаном имеет не плавное а «пилообразное» изменение. Это объясняется наложением суммы амплитуд затухающих колебаний, образованных несколькими цилиндрами на амплитуды «основных» волн чередующихся через  $180^\circ$  п.к.в.

Данный эксперимент позволяет скорректировать разрабатываемую математическую модель нестационарного движения газа по впускной системе многоцилиндрового двигателя, а также проверить адекватность модели для одного цилиндра двигателя.

## Секция “Экологические проблемы в АТК”

Трофименко Ю.В.

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

### Принципы управления техносферной безопасностью автотранспортного комплекса

Инженерная экология как область знаний продолжает бурно развиваться в части уточнения воздействия хозяйственной деятельности человека на природу, включая процессы энерго- и ресурсопотребления, выявления закономерностей функционирования и способов создания искусственных биоценозов для выполнения тех или иных технологических процессов, обеспечения устойчивости, заданной экономической, культурной и технологической эволюцией. Причем речь идет не о мониторинге воздействия или обеспечения устойчивости, а об управлении техносферной безопасностью АТК в рамках природно-технических системы (ПТС) «АТК-ОС».

Под «техносферной безопасностью» понимается совокупность состояний, процессов и действий, обеспечивающая экологический баланс в окружающей среде и не приводящая к жизненно важным ущербам, наносимым природной среде и человеку в результате воздействия технических и техногенных объектов. Принципиально управлять техносферной безопасностью АТК возможно, если отыскать экстремум функции

$$J_F = \Phi \left[ \bar{\varepsilon}_a \left( \sum_{i=1}^n e_i \right); \bar{\varepsilon}_b \left( \sum_{i=1}^n e_i \right) \right] \rightarrow opt$$

где  $\bar{\varepsilon}_a, \bar{\varepsilon}_b$  - векторы, характеризующие  $i$ -е параметры системы, поддающиеся и не поддающиеся управлению;  $e_i$  - значение  $i$ -го параметра. Управляемые параметры зависят от мероприятий, связанных с разработкой безопасных транспортных средств, «интеллектуальных» алгоритмов управления дорожным движением, использованием безотходных технологий восстановления работоспо-

способности и утилизации техники, биотехнологий и др. К неуправляемым относятся параметры, вероятностные законы распределения которых известны на всем множестве состояний системы (например, гидрометеорологические), либо известны области изменения, но неясны законы распределения вероятностей состояний (состояния технобиоценозов природных ландшафтов и др.).

Алгоритм управления техносферной безопасностью АТК в упрощенном виде содержит три компонента: программно-целевое планирование, учет и контроль. Инструментом реализации является комплекс расчетно-экспериментальных методов мониторинга и прогнозирования интенсивности диссипативных потоков энергии и вещества между объектами АТК и компонентами окружающей среды.

На основании расчетных моделей и экспериментов выявлены особые точки и состояния диссипативных процессов массо- и энергопереноса в ПТС «АТК – ОС», воздействуя на которые можно повысить эффективность управления – достичь желаемых результатов с минимальными издержками в заданный временной промежуток. Из всей совокупности объектов АТК это, прежде всего, участки дорог с коэффициентом загрузки движением более 0,8, а также транспортные сооружения с движением транспорта в условиях ограниченного воздухообмена (транспортные тоннели, паркинги), а также объекты дорожного сервиса (автозаправочные станции, станции технического обслуживания).

Важным моментом, имеющим практическое значение, является уровень (степень) детализации объектов АТК в природно-технической системе. Многолетние исследования в этой области показали, что оценку и управление техносферной безопасностью АТК можно производить на четырех уровнях детализации:

уровень 1 (объектовый) - «транспортное средство – оператор - среда обитания» (транспортные эргатические системы управления) или «инженерное сооружение – депонирующая среда – биота»;

уровень 2 (локальный) – «транспортный поток – участок дороги (инженерное сооружение) – здоровье людей в зоне влияния участка дороги (свойства экосистем на локальных территориях);

уровень 3 (региональный) – «парк машин – сеть дорог - урбанизированная территория – здоровье населения (свойства экосистем на территории региона);

уровень 4 (межрегиональный) – «транспортная система – территория государства».

На каждом из рассмотренных уровней детализации используются свои критерии, допущения, методы оценки и алгоритмы управления. Оценки можно вести параллельно и последовательно.

Проблемы управления состоят в необходимости учета в алгоритмах управления техносферной безопасностью «человеческого фактора» на каждом уровне детализации ПТС: начиная от формализации поведения водителя (оператора) в эргатических системах управления на нижнем уровне, поведения групп водителей в транспортном потоке, диспетчеров в системах управления движением на следующем уровне, и, наконец, формализации поведения лиц, принимающих решение, групп населения на основании их мотивации в социально-экономических системах на более высоких уровнях детализации ПТС (регион, государство).

**Трофименко Ю.В., Григорьева Т.Ю.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

### **Повышение надежности транспортных человеко-машинных систем управления на примере городских автобусов**

Профессиональная деятельность водителей городских автобусов (операторов в транспортных человеко-машинных системах управления (ЧМСУ)), определяющая надежность ЧМСУ, связана с работой в неблагоприятных условиях (напряженность, загазованность, шум, сложные условия движения по маршрутной сети), что

негативно сказывается на состоянии их здоровья и является одной из причин повышенной текучести (до 80%) кадров. Большинство дорожно-транспортных происшествий (ДТП) происходят по причине ошибок водителей.

Для количественной оценки надежности водителя и мероприятий по ее повышению влияющие на водителя факторы объединяются в три основные группы: внешние (параметры внешней среды и индивидуальные характеристики автобусного маршрута), внутренние (параметры, действующие на рабочем месте водителя) и социальные (характеристики самого водителя) и анализируются с помощью интегральных критериев: безопасности маршрута и риска заболеваемости. Интегральная оценка безопасности маршрутов с учетом их влияния на водителя предусматривает кластеризацию маршрутов по следующим показателям: длина, частота остановочных пунктов, светофоров, «лежачих полицейских», крутых поворотов, скорость на маршруте, интенсивность движения, наполняемость салона, средняя концентрация загрязняющих веществ в атмосферном воздухе, частота ДТП и др. (всего 13 факторов).

$$Y_{\text{вод}}(t) = F\left[\sum_{i=1}^n \text{БМ}_i, \sum_{j=1}^m \text{РЗ}_j(t)\right] \rightarrow \text{opt}, \quad (1)$$

где БМ – безопасность маршрута, РЗ – риск заболеваемости.

В результате исследований установлено, что из 161 автобусного маршрута 9% анализируемых маршрутов получили оценку менее 25 баллов (безопасные маршруты), 64% - 25...35 баллов (средней опасности) и 27% - более 35 баллов (опасные). Т.е. при прочих равных условиях надежность водителя автобуса будет тем выше, чем меньшую опасность представляет для него маршрут движения.

Достигнуть повышения надежности водителя можно путем применения интеллектуальных телематических систем (установка автоматизированных систем контроля пассажиропотоков (АСКП)) и создание оптимальных параметров среды на рабочем месте води-

теля с помощью фотокаталитических воздухоочистителей (ФКО).

Установка ФКО приведет к снижению концентраций вредных веществ на рабочем месте водителя автобуса, что положительным образом отразится на их надежности, путем снижения рисков заболеваемости водителей автобусов на 14,4%. Система АСКП частично освобождает водителей от необходимости продавать билеты (уменьшение контакта с пассажирами, сквозняков и пр.) и позволяет снизить риски заболеваний на 8,4%. Кроме того, установка систем воздухоочистки приведет к повышению уровня безопасности автобусных маршрутов: количество безопасных для водителя маршрутов увеличится на 23%, маршрутов средней опасности – на 4%, количество опасных маршрутов сократится на 27%.

В результате использования систем ФКО можно повысить надежность водителя ориентировочно на 4,9...7,8% за счет снижения вероятности возникновения ДТП.

**Трофименко Ю.В., Евстигнеева Н.А.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

### **Контроль психофизиологического состояния водителя как фактор безопасности дорожного движения**

В настоящее время фиксируются дорожно-транспортные происшествия (ДТП) с последующим определением обстоятельств, условий и причин их возникновения, что, по сути, является решением обратных задач. Наибольшая доля ДТП (60...80%) связывается с ошибочными действиями водителей. Таким образом, эффективность работы системы «водитель – автомобиль – дорога – среда» во многом зависит от работоспособности водителя – состояния, позволяющего водителю выполнять трудовые обязанности в конкретных условиях в течение определенного периода времени.

На производствах с напряженными условиями труда, высоким уровнем ответственности, монотонностью и сложностью выполняе-

мой работы, высокой ценой ошибки оператора вводятся службы психофизиологического обследования работающих. Так, на предприятиях Минатома РФ внедрены комплексы аппаратно-программного психофизиологического контроля при предсменных медицинских осмотрах, призванные предотвратить допуск к работе специалистов в нетрудоспособном состоянии, обусловленном болезнью, интоксикацией, расстройством адаптации.

Представляется целесообразным имеющиеся методики оценки психофизиологического состояния (ПФС) использовать для прогнозирования вероятности ДТП и разработки превентивных мероприятий по аварийности на автомобильном транспорте.

С этой целью планируется проведение исследований по уточнению влияния ПФС водителя на возникновение ДТП в различных условиях движения в течение рабочей смены под воздействием производственных факторов трудовой деятельности (микrokлиматических параметров, запыленности и загазованности, виброакустических характеристик рабочего места, качества освещения, степени сложности маршрута), а также непроизводственных факторов (режима труда и отдыха и пр.).

Исследования планируется осуществлять не на дороге, а с использованием аппаратно-программного комплекса (комплексного автомобильного тренажера), моделирующего системы автомобиля и возможные дорожные ситуации на основе современных вычислительных средств и технологий. Комплекс должен обеспечивать:

- визуальную имитацию дорожной обстановки (обзор из кабины водителя дорожной обстановки),
- моделирование работы систем управляемого автомобиля, динамики его перемещения и перемещения других участников дорожного движения (ДД) – с отображением результатов моделирования на приборных панелях, содержащих приборы, индикаторы и органы управления, адекватные реальному автомобилю;
- моделирование факторов производственной среды на рабочем месте водителя;

- предварительную подготовку программ исследований (в том числе разработку маршрутов движения, сценария поведения других участников ДД, ввод характерных неисправностей и отказов механизмов и систем управляемого автомобиля);
- автоматизированный контроль действий водителя и параметров его ПФС в нормальных и критических ситуациях, а также при отказах систем и механизмов;
- регистрацию параметров испытаний.

В докладе рассматриваются требования к такому тренажерному комплексу, его отдельным системам и приборам.

**Васильев А.В.**

Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти

### **Мониторинг автотранспортного шума города Тольятти**

Город Тольятти является типичным индустриальным городом, для которого характерно наличие ряда крупных промышленных предприятий и транспортных парков значительной интенсивности, оказывающих значительное акустическое воздействие на прилегающую селитебную территорию. Специфическая особенность города - наличие значительного автотранспортного парка, существенную часть которого составляют легковые автомобили. Это обуславливает интенсивные транспортные потоки на улицах города, генерирующие значительное шумовое воздействие. Проблема усугубляется тем, что ряд предприятий и автотранспортных магистралей вплотную примыкает к селитебной зоне, в результате чего значительная часть населения города подвергается воздействию значительного уровня шума.

Сотрудниками научно-исследовательской лаборатории "Виброакустика, экология и безопасность жизнедеятельности" Тольяттинского государственного университета в 2001-2006 гг. были проведены исследования влияния внешних источников шума на се-



литебную территорию города. Всего было обследовано свыше 100 точек, причем для оценки эквивалентных уровней звука в каждой из этих точек согласно требованиям ГОСТ было проведено 360 отсчетов уровней звука. Были проведены измерения в дневное и в ночное время. Измеренные уровни шума оценивались в соответствии с гигиеническими требованиями СН 2.2.4/2.1.8.562-96.

Установлено, что наибольшие уровни звука зафиксированы на селитебной территории г. Тольятти, примыкающей к транспортным магистралям. В Центральном районе в дневное время по ул. Мира в районе остановки "Дом природы" величина превышения по эквивалентному уровню звука составляет 6 дБА, по ул. Баныкина - 4 дБА, по ул. Мира, 114 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 4 дБА, по максимальному уровню звука - 3 дБА. По максимальным уровням звука полученные акустические характеристики в основном соответствуют нормативным требованиям. В ночное время по ул. Ленина, 98 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляла 10 дБА, по максимальному уровню звука - 5 дБА; по ул. Мира, 60 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 12 дБА, по максимальному уровню звука - 12 дБА. В Комсомольском районе в дневное время в точке К-10 по ул. Чайкиной, 67 величина превышения норматива по максимальному уровню звука составляет 9 дБА; в точке К-13, Ярославской, 61 - 9 дБА. В ночное время в точка К-07 по ул. Матросова, 60 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 8 дБА, по максимальному уровню - 6 дБА; в точке К-12, ул. Ярославской, 11 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 5 дБА, по максимальному уровню звука - 8 дБА. В Автозаводском районе в дневное время в точке А-04 по ул. Тополиной 21 величина превышения норматива по максимальному уровню звука составляет 19 дБА; в точке А-12, ул. Дзержинского, 31 величина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 3 дБА. В ночное время в точке А-32 по ул. Дзержинского, 31 ве-

личина превышения норматива по эквивалентному уровню звука составляет 8 дБА, по максимальному уровню - 3 дБА.

Для удобства оценки уровней звука улично-дорожная сеть районов г. Тольятти была смоделирована с использованием теории графов и различного цветового графического представления участков территории с разным уровнем звука. Зеленым цветом показаны участки селитебной территории, примыкающие к транспортным магистралям, для которых измеренный уровень звука не превышает нормативный - 65 дБА. Участки, для которых наблюдается превышение установленных нормативных значений, показаны соответственно желтым (уровень звука от 65 до 67 дБА), оранжевым (уровень звука от 67 до 69 дБА) и красным (уровень звука свыше 69 дБА) цветами.

В целом исследования воздействия транспортного шума на селитебную территорию показали, что уровень звука в г. Тольятти в целом возрастает на 0,5 дБА в год (а в некоторых зонах и больше). Особо тревожная ситуация складывается с воздействием шума в ночное время: для измерений в ночное время значения в большинстве измеренных точек превышали нормативные. Таким образом, можно с уверенностью говорить о существовании реальной проблемы обеспечения шумовой безопасности города Тольятти.

**Маринов Э.**

Русенский университет им. А. Кънчева, г. Русе, Болгария

**Васильев А.В.**

Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти, Россия

### **О некоторых особенностях снижения внутреннего шума и вибрации, передающихся в кабину автотранспортного средства**

Автотранспортные средства можно рассматривать в качестве элемента системы человек-машина-окружающая среда. В

настоящей работе рассмотрено воздействие шума и вибрации на человека – оператора транспортного средства и пути его снижения.

Как известно, длительное воздействие повышенных шума и вибрации на водителя автотранспортного средства приводит к возникновению профессиональных заболеваний: тугоухости и виброболезни. Нарушается работа вестибулярного аппарата, угнетаются центральная нервная и сердечно-сосудистая системы. От нормальных условий труда водителя зависит не только его здоровье и производительность труда, но и безопасность движения автомобиля. Поэтому для современных автотранспортных средств важной является задача обеспечения минимальных значений шума и вибрации в кабине.

На грузовом автомобиле при частотах 1-3 Гц возбуждаются колебания подрессоренной массы, 6-20 Гц - колебания силового агрегата, кабины, мостов (как твердых тел). При частоте 7-11 Гц проявляются первые формы изгибных и крутильных колебаний рамы длиннобазного грузового автомобиля. При частотах свыше 30 Гц выявляются формы изгибных колебаний рамы грузового автомобиля с большим числом узлов и пучностей. На легковом автомобиле при частотах 25-30 Гц проявляются первые формы изгибных и крутильных колебаний кузова, собственные колебания рулевого колеса и др. Основным источником шума и вибрации в кабине автотранспортного средства является двигатель.

Традиционным путем снижения шума и вибрации в кабине является использование звуко- и виброизолирующих материалов. Ими облицовываются кабина и моторный отсек двигателя. Также широко используются виброизолирующие подвески. Очевидно, что шум и вибрация в кабине зависят также от правильной эксплуатации двигателя.

С использованием современной виброакустической аппаратуры авторами проведены исследования внутреннего шума и вибрации следующих марок автомобилей: "Вольво", "Ивеко" и "Рено".

Комплексное снижение шума и вибрации ДВС, передающегося в кабину автотранспортного средства, может быть достигнуто при условии использования эффективных средств снижения шума в области низких частот, одним из которых является активная компенсация шума и вибрации, позволяющая достичь снижения шума и вибрации двигателя в кабине при одновременном снижении веса автомобиля.

Шум двигателя в автомобиле вызван не только передачей вибрации через опоры двигателя. Обычно существуют боковые пути через другие механические присоединения к двигателю и акустическая передача от выхлопа и впуска. Для комплексного снижения шума ДВС необходима компенсация шума и этих путей. С практической точки зрения трудно использовать активную компенсацию непосредственно всех боковых путей, но может быть использована объединенная акустическая и виброакустическая система активной компенсации с активными узлами и внутренними микрофонами, структурными акселерометрами и микрофонами в качестве датчиков погрешности. Такая система будет снижать вибрации от доминирующего пути и акустически регулировать остающийся звук от боковых путей. Авторами разработана система, использующая одиночную активную опору и два внутренних громкоговорителя, регулируемых с использованием алгоритма многократной погрешности по методу наименьших квадратов для минимизации возведенных в квадрат выходных данных от одиночного акселератора и четырех внутренних микрофонов.

**Евгеньев Г.И.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

### **Эстетические свойства автомобильных дорог**

Дорога требует соблюдения технических требований, соответствующих ее категоричности, безопасности, видимости, и освещен-

ности. В эти понятия органично входят и эстетические свойства.

Архитектура - художественная форма, которая связана с практическими, техническими и экономическими соображениями, с «чувством места» и физических условий участка местности.

Архитектура дорог отличается от строительной архитектуры тем, что дорога является линейным сооружением и в значительной степени находится под воздействием меняющихся условий окружающей среды. Она часто описывается как равновесие и координация эстетических, функциональных, и технологических аспектов. Разработка вопросов архитектуры дорог состоит в наблюдении и понимании этих качеств и объединения их в эстетическое восприятие дороги.

Следует отметить, что, хотя и считается, что эстетические взгляды людей невозможно учесть («на вкус и цвет...»), однако существуют определенные базовые понятия, размерные соотношения, пропорции, которые воспринимаются положительно большинством людей. Наше восприятие ландшафта консервативно, большинство людей предпочитает привычный ландшафт. Ландшафт, который характеризуется как естественный, обычно вызывает положительные реакции. Если ландшафт изменен, мы говорим, что он потерял свою ценность. Это означает, что мы часто ограничиваем действия, которые могут изменить статус-кво. Например, не разрешается строительство в водоохраных полосах, проектировщики стремятся сохранить горизонтальные элементы, типы лесов и отдельных растений, живых изгородей, других элементов.

При разработке проект новой или реконструкции существующей автомагистрали мосты, здания, вспомогательные сооружения, оборудование, объекты сервиса часто являются самостоятельными подразделами проекта. Много вариантов автозаправочных станций, ресторанов, мотелей разработаны архитекторами, но их коммерческое назначение часто идет в ущерб их архитектурной выразительности. Эти сооружения должны быть скоординированы, чтобы производить впечатление архитектурной целостности и согласованно-

сти с ландшафтом. Автомагистрали и другие дороги часто кажутся приятными пользователю, если его не беспокоит (не раздражает или, наоборот, не отвлекает) окружающий ландшафт.

Придорожные растения играют доминирующую роль в архитектурной выразительности дороги. Они могут также существенно воздействовать на ландшафт, подчеркивая или скрывая здания, конструкции и элементы окружающей среды. К придорожным растениям можно отнести все формы растительности вдоль дорог: придорожные деревья, леса, живые изгороди, защитные лесополосы, кустарники, трава, цветы. Использование таких объектов в дорожной окружающей среде должно основываться на проекте художественного оформления с учетом существующего ландшафта. Кроме их эстетических свойств, придорожные растения очень важны для флоры и фауны, микроклимата, ориентации пользователей в пространстве. Новые объекты образуют новые элементы естественной среды и могут помочь объединить экосистему ландшафта. Условия роста деревьев и кустарников в современной обстановке часто настолько плохи, особенно в крупных городах, что деревья прекращают расти прежде, чем достигают их необходимого размера и вида.

Можно предложить три концепции обустройства растительности вдоль автомобильных дорог.

1. Новые растения должны соответствовать существующей растительности и климату. Новые проекты затрагивают леса, живые изгороди, водно-болотные угодья, кусты, индивидуальные деревья. Дорога может быть объединена в ландшафт при помощи новых растений, органично соответствующих существующим.

2. Вновь высаживаемая растительность должна также работать и «на дорогу», аналогично защитным посадкам. Хотя они были первоначально устроены для защиты проезжей части от снега, ветра и других негативных погодных явлений, а не по эстетическим причинам, они представляют пример сегодняшних проектировщиков.

3. Растительность может использоваться, чтобы создать полностью новый ландшафт, ранее имевший недостатки.

**Самодурова Т.В., Гладышева О.В., Алимова Н.Ю.**

Воронежский государственный архитектурно-строительный  
Университет

### **Моделирование динамики снегоотложений на дорожном покрытии**

Безопасность движения на автомобильных дорогах и экологическая безопасность придорожных территорий в зимний период обеспечивается комплексом работ, которые проводит дорожно-эксплуатационная служба. Эффективность проведения работ зависит от того, насколько выбранные технологии адекватны погодным условиям.

Отложения снега, образующиеся после прохождения метелей и снегопадов, приводят к образованию скользкости на дорожном покрытии, снижению скорости движения транспорта, а использование хлоридов и увеличение уровня выбросов приводят к дополнительной экологической нагрузке на окружающую среду.

Для поддержания высоких транспортно-эксплуатационных показателей дорог в сложных погодных условиях необходимо своевременно проводить профилактические и снегоуборочные работы. Обоснование необходимых ресурсов на их проведение является одной из актуальных задач управления зимним содержанием дорог. Для расчета ресурсов необходимо обосновать цикличность работ на основе специальных расчетов, моделирующих возможное состояние покрытия в зависимости от погодных и дорожных условий. Кроме того, должен проводиться расчет количества снега, которое подлежит уборке с дороги, с учетом его отложений при метелях.

При моделировании состояния дорожных покрытий необходимо анализировать, кроме погодных, большое количество дорожных

факторов: геометрические параметры земляного полотна, тип поперечного профиля, высотное положение участка дороги, элементы придорожной ситуации. Полученные до настоящего времени модели учитывают разовое воздействие погодных условий и постоянные значения дорожных параметров, что позволяет решать с их помощью ограниченное количество задач стратегического управления зимним содержанием дорог - проектирование снегозащитных мероприятий, расчет сезонных ресурсов на снегоуборку.

Для решения задач оперативного управления разработана математическая модель, учитывающая динамику изменения геометрических параметров земляного полотна за счет слоя снегоотложений на его откосах и в придорожной полосе. На изменение высоты и плотности снегоотложений в придорожной полосе влияет выпадение осадков, оттепели в зимний период, испарении и уплотнении снежного покрова от ветрового воздействия, работы по снегоочистке дорожных покрытий.

С учетом всех этих параметров, влияющих на снеготранспортируемость дороги, модель изменения во времени количества снегоотложений  $Q_{отл}(t)$  можно представить в общем виде:

$$Q_{отл}(t) = f(h_i(t), a_i(t), t), \quad (1)$$

где  $h_i(t)$  – множество погодных факторов;  $a_i(t)$  – множество дорожных факторов;  $t$  – время.

Для количественной оценки снеготранспортируемости различных типов поперечного профиля земляного полотна автомобильной дороги (нераскрытых и раскрытых выемок и насыпей) исследованы процессы их обтекания снеговетровым потоком с учетом динамики изменения их геометрических параметров при накоплении снега на откосах земляного полотна и в придорожной полосе в течение зимнего периода. Разработанные математические модели позволяют определять количество снега на автомобильной дороге после прохождения метели или снегопада с учетом ранее накопленных снежных отложений. Это дает возможность количественно оценить объемы работ и выбрать оптимальные технологические параметры



(время между проходами снегоочистителей, количество техники, необходимое для проведения работ, необходимость использования противогололедных материалов и т.д.) в зависимости от требований к уровню содержания дороги.

Моделирование произведено с использованием данных метеостанций, проверка адекватности модели осуществлялась на опытных участках дорог в ходе специальных снегомерных съемок.

Разработанные модели могут быть включены в информационные системы оперативного управления зимним содержанием автомобильных дорог в виде алгоритма поддержки принятия решений при организации работ по содержанию дорог. Форма внедрения – электронные журналы оперативного дежурного центра управления производством.

**Фридман В.С., Ерёмкин Г.С., Леонов А.П.**

Московский государственный университет им. М.В.Ломоносова

**Оценка воздействия автодорожной сети на биоразнообразие природных территорий по степени трансформированности авифауны: эффекты, и механизмы и критерии для оценки**

Фрагментация природных ландшафтов под воздействием линейных инженерных сооружений влечет как плюсы, так и минусы для фауны. Функционирование и развитие сети автодорог, с одной стороны, создает коридоры трансформированного ландшафта, инициирует появление новых биотопов и т.п., с другой – расчленяет изначально непрерывный локальный ареал обитания видов, оттесняет чувствительные виды к центру ненарушенных массивов. Воздействие фрагментации неодинаково сказывается на популяционные системы разных видов. Наиболее чувствительные из них испытывают существенный «стресс», что определяется как непосредственно действием автодороги: для птиц - это 1) оттеснение из краевой зоны, 2) разрежение плотности локальных поселений, 3) инсультари-

зация населения и 4) выпадение из локальной фауны при максимальной силе воздействия, - так и действием отсроченных эффектов, обусловленных изменениями на экосистемном уровне - трансформации биоценозов и фаунистического комплекса в целом. Другие виды, напротив, в условиях измененного ландшафта и деградации «коренного» сообщества приобретают определенные выгоды и потенциал для заселения новых территорий.

Таким образом, задача оценки воздействия автодорог и их сети на локальную фауну сводится к определению не только результатов непосредственного действия эффектов в придорожной полосе, но и анализа системных последствий происходящих изменений. Для практического решения задач по оценке рисков и ущерба от воздействия сети автодорог требуется разделение величин ущерба от каждого из действующих факторов и от системного эффекта – риска устойчивости (восстанавливаемости) экосистем и их компонент.

Ранжирование видов птиц местной фауны в зависимости от их чувствительности к автодорожному воздействию и степени нарушения их популяционных систем определило две группы, противоположно реагирующих на усиление воздействия. Первые – «климаксовые» виды, наиболее чувствительные к росту интенсивности движения автотранспорта, оттеснялись к центру ненарушенных массивов вплоть до полного исчезновения из локальной фауны при максимальной фрагментации ландшафта сетью магистралей (особенно редкие и малочисленные виды). Вторые – «пионерные» виды, также подверженные воздействию в полосе автодороги (см. 4 эффекта выше), в ряде случаев не только не снижали своей численности, но и осваивали «новые» местообитания, занимая в т.ч. экотопы видов первой категории, а при максимальной трансформации формировали синантропную фауну. Кроме этого, возникновение коридоров трансформированной растительности, чередующихся с населенными пунктами и с/х угодьями, создает дополнительные возможности для проникновения видов из фаунистических комплексов других зон.

Соотношение в локальной фауне числа видов птиц разных категорий и их вклада в разнообразие коррелировало с их положением относительно дорожной сети. При этом снижение уровня разнообразия орнитофауны на градиенте увеличения автодорожного воздействия сопровождается трансформацией в целом экосистем района и изменениями их пространственной и хронологической структуры – замедлением хода естественных восстановительных процессов (сукцессии) и практически невозможностью смены вторичных лесов на коренные сообщества. Оба эти процесса определяют общее снижение уровня разнообразия и устойчивости природных сообществ, а при постоянном уровне воздействия приводят к необратимым процессам вследствие наличия положительной обратной связи и, следовательно, взаимоусиления двух процессов: 1) трансформации биоценозов, 2) изменения фауны, играющей регуляторную роль в этих биоценозах.

Для оценки фаунистических изменений в зависимости от степени развитости сети автомобильных дорог проведено зонирование территории. На основании сравнения орнитокомплексов разных зон и подзон были выделены соотношения двух указанных категорий видов в локальной фауне для оценки степени трансформации и устойчивости коренных экосистем:

- сохранение возможности естественного восстановления стационарного состояния таёжных экосистем вероятно в районах, по размеру достаточных для сохранения полночленной фауны климаксных видов, в отдельных лесных массивах - если климаксные виды составляют около  $3/4$  состава гнездовой авифауны и  $9/10$  её биоразнообразия;

- сужение возможности восстановления стационарного состояния таёжных лесов, замедление восстановительных сукцессий вероятно для территорий, включающих  $2/3-1/4$  фауны климаксных видов, в отдельных лесных массивах - если климаксные виды составляют  $2/3$  регулярно гнездящихся и  $1/2$  биоразнообразия фауны;

- направленное уменьшение возможности восстановления стационарного состояния таёжных лесов (при постоянстве транспортного воздействия) вероятно на территориях, где доля климаксных видов составляет 1/3, состав их фауны включает 1/2 региональной фауны климаксных видов, в отдельных лесных массивах - если климаксные виды составляют 1/3 состава регулярно гнездящихся и 1/4 биоразнообразия фауны.

Приведенные соотношения предложены в качестве индикаторов текущего состояния и возможности самовосстановления коренных экосистем для использования в мониторинге территории.

**Котиков Ю.Г., Чудаков Р.С.**

Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет

### **Геоинформационные модели энергообеспечения автотранспорта мегаполиса**

Автотранспорт поглощает значительную часть энергии, расходуемой мегаполисом. Рост цен на топливо усугубляет энергоэкономические диспаритеты. Гармонизация энергетических, экологических и экономических интересов требует решения крупномасштабных сетевых логистических задач, что требует использования ГИС-инструментария.

Продвижение в решении обозначенного комплекса задач целесообразно вести по цепочке: 1) определение границ рынка на прямой, соединяющей двух конкурентов (в однородной среде); 2) развертка ареалов двух конкурентов на плоскости; 3) переход к ареалам для трех ближайших конкурентов; 4) сеть конкурентов в регионе (все еще в однородной среде); 5) сеть конкурентов на реальной неоднородной дорожной сети; 6) учет статистики пространственного статического (исходного) распределения единичных потребителей топлива (отдельно взятых машин); 7) учет статистики транспортного

потока – как массового подвижного потребителя топлива – в ареале единичной АЗС; 8) оптимизационное моделирование взаимодействия (через точки контактов) двух систем: обобщенного транспортного потока дорожно-транспортной системы региона и наведенной на него сети АЗС; 9) моделирование подсистемы доставки топлива из хранилищ до АЗС; 10) расслоение общей системы топливообеспечения на корпоративные системы и учет конкуренции корпоративных систем в регионе; 12) моделирование утилизации транспортным потоком (подвижным составом) топлива в транспортную работу; 13) крупномасштабное моделирование утилизации энергии топлива, поставляемого ТЭК, в транспортную работу АТК.

Проведена оцифровка земельных и водных ресурсов, УДС г. Санкт Петербурга и сети АЗС. Оцифровка УДС выполнена с требованиями под Network Data Set модуля Network Analyst ArcGIS с Поворотами (Turns) для всех перекрестков и ограничениями движения.

Использована географическая система координат GCS Pulkovo 1995 и система координат проекции Local с авторской привязкой центра системы координат к Адмиралтейскому шпилью.

Основной идеей вышеприведенных этапов исследования 1 – 4 являлось представление общих затрат единичного АЗС в форме объема фигуры под конусом стоимостного расстояния в пределах ареала выгодного сбыта этого источника. Аналитически на плоскости затраты по ареалу предприятия рассчитываются как двойной интеграл по полярному углу и радиусу

$$C_{\Sigma(L)} = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} d\theta \int_{\rho=0}^{\rho(\theta)} \Omega_{xy} (C_{pA} + C_{tA} \rho) \rho d\rho ,$$

где  $C_{pA}$  – стоимость топлива, руб/л.;  $C_{tA}$  - транспортный тариф, р/(км.л);  $\Omega_{\rho\theta}$  – плотность распределения потребителей по ареалу, потр./((км·град);  $\rho$  - радиус охвата, км.

Отработка идеи велась с привлечением ППП Maple 9.5. С помощью этого ППП отработывалась и топологическая модель сети

АЗС в условно однородном пространстве региона, ее визуализация в виде квадрона (яичной решетки) из множества конусов.

В рамках этапа 5 исследование велось с помощью Network Analyst в форме решения задачи определения зон обслуживания множества источников в регионе. Реализован ряд оригинальных способов визуализации существенно деформированного квадрона, зависящего от реальной УДС, а также – выкладок с результатами анализа и расчета.

После определения ареалов сбыта множества источников появляется возможность создания общей стоимостной поверхности региона, объем фигуры, под которой представляет собой общую сумму средств, переходящих от потребителей топлива к поставщикам. Минимизация последнего показателя является целевой функцией задачи эффективного топливообеспечения, При этом с уменьшением расхода топлива улучшается и экологическая обстановка.

В докладе рассматривается также состав необходимых исследовательских действий по этапам 6 – 13.

**Корчагин В.А., Ляпин С.А.**

Липецкий государственный технический университет

**О взаимодействии автотранспорта металлургического комбината и окружающей среды**

Реализация многих проектов, осуществляемых в рамках экономических преобразований в регионах России в течение последнего десятилетия, зачастую приводит к углублению противоречий между функционированием экономической и экологической систем, что в конечном итоге ставит под сомнение дальнейшее развитие научно-технических и производственных достижений. Необходимость обеспечения экономически эффективной и экологически безопасной работы предприятий и транспорта обуславливают важность и значимость проблем, связанных с разработкой методов, направленных

на повышение эффективности использования материальных и социальных ресурсов, поиском согласованных решений в социальных эколого-экономических системах (СПЭС) для всестороннего улучшения качества управления функционированием автотранспортного комплекса и отдельных его элементов.

В настоящее время развитие СПЭС подчиняется экономическим приоритетам, что приводит СПЭС в неустойчивое состояние. При реализации концепции социоэкоразвития объектом управления вместо экономической системы следует рассматривать СПЭС. Принципиальные отличия между этими двумя объектами управления состоят в том, что в экономической системе критерием оптимизации работы и оценки уровня эффективности является получение максимума прибыли при равных затратах, т.е. при выборе вариантов отбирается наиболее эффективный по показателю прибыли на рубль издержек. И вся структура управления строится исходя из подчинения этому критерию.

Одним из факторов обеспечения непрерывного и эффективного функционирования процесса основного производства металлургического комбината является своевременный вывоз отходов на захоронение и вторичную переработку. В настоящее время комбинат перерабатывает большую часть металлургических шлаков в товарную продукцию, которая реализуется предприятиям стройиндустрии и дорожно-строительного комплекса. Для этого на предприятии успешно функционирует цех переработки металлургических шлаков (ЦПМШ), который включает в себя несколько отделений и участков.

При организации работы логистической системы доставки техногенных отходов металлургического комбината рекомендовано использовать функционально-логистический подход. Его реализация позволяет применять новые решения в области организационной структуры предприятия, основанный на идеях реинжиниринга с ориентацией на потребителя. Выбор в качестве ориентира деятельности участников логистической системы – максимальное удовлетворение рыночного спроса при минимальных уровнях издержек и

загрязнении окружающей среды, выдвигает условие оптимизации производственных процессов - согласование интересов и параметров деятельности технологически связанных цехов.

Разработанная на кафедре «Управление автотранспортом» ЛГТУ методология планирования баланса материальных потоков отходов и продукции вторичной переработки (ПВП) позволила разработать экономико-математическую модель оптимизации объема запаса и затрат при вывозе промышленных отходов металлургического комбината на переработку и захоронение. Она позволяет оценить качество функционирования транспортно-логистической системы по всей логистической цепи от основного производства до потребителя продукции вторичного производства и оптимизировать всю совокупность операций, обеспечивающих реализацию основных функций и целей логистической системы при уменьшении объема загрязнения окружающей среды.

В качестве главного критерия оптимизации функционирования открытой СПЭС предлагается критерий уравновешенности, сбалансированности двух ее частей. И только после того, как этот критерий выполнен, т.е. когда соизмерены и сбалансированы производственные и природные потенциалы системы, идет оптимизация системы по прибыли и социальным параметрам. Траекторию целенаправленного эколого-экономического развития глобальной системы возможно обеспечить путем эффективного управления ресурсами ее подсистем.

В результате согласовываются экологические (экологический императив) и экономические (максимум прибыли основного производства комбината) требования, обеспечивается устойчивое развитие эколого-экономической системы.



**Теоретико-методологические подходы формирования  
объекта научного исследования открытых систем**

Трудности в развитии цивилизации обуславливают необходимость ставить задачу перед наукой: исследовать свой объект на более высоком уровне абстракции (в отличие от отраслевой экономики) с народнохозяйственных позиций и экономико-экологического паритета, а не только хозяйственного, на уровне природно-технологических комплексов разного уровня и сочетания.

Объект исследования – это основная форма взаимодействия производства и окружающей среды, отражающая многосторонние связи между общественным производством, населением и окружающей средой, т.е. система производственных отношений, раскрывающих существо взаимодействия экономики и окружающей среды в процессе воспроизводства для удовлетворения общественных и личных потребностей.

Экономическая наука, объектом исследования которой является экономическая система общества, оказалась не способной объяснить явления и процессы социально-экономического развития современного мира.

Вместе с тем, все усиливающееся экологическое лимитирование экономического развития объективно обуславливает процессы экологизации современной хозяйственной практики, требует расширения рамок исследований, парадигмальных изменений экономической науки, формирования принципиально нового социоприродоэкономического объекта исследования. Поэтому необходимо рассмотрение и осмысление важных фундаментальных положений взаимодействия общества и природы, производства и окружающей среды, которые явились бы исходной, методологической базой для анализа взаимозависимости социально-экономических и природных систем.

Экономика и экология уже не могут рассматриваться как изолированные друг от друга системы. В результате все усиливающегося их взаимодействия формируется единое эколого-экономическое пространство, новое место действия хозяйственных и естественных процессов, где всякое экономическое решение сопровождается экологическими последствиями, а изменения в экологической сфере приобретают экономическое значение и изменение.

Получается, что объектом изучения экономики является не сам мир, не его цель, а только некая абстрактная замкнутая система хозяйственной деятельности человека, которая пользуется технологией и ресурсами естественного мира, но ставит перед собой субъективные цели - удовлетворение личных потребностей на базе рыночного равновесия. Экономика, таким образом, ограничивает себя в установлении истины. Не случайно истину рассматривают как совпадение человеческой мысли с внешним миром. А в экономике человеческая мысль совпадает с собственными усмотрениями. Какое же совпадение мысли человека с внешним миром можно найти в экономике, если ее основы построены на замкнутых изолированных системах, целью которых являются субъективные интересы человека, а не объективные интересы мира?

Окружающую среду необходимо рассматривать как фактор социально-экономического развития, который находит отражение в воспроизводственной функции экономики природопользования, что предполагает рассмотрение окружающей среды не только как экологического фактора производства, но и его составного элемента и результата.

К системообразующим факторам (труд, земля, капитал), которые изучались политэкономией, в постиндустриальном обществе нужно добавить еще три: окружающая среда, время, информация и сделать их объектами исследования новой экономической теории, экономики отрасли и изучаемых процессов.

Экономическая теория должна исходить из того, что человек является элементом экосистемы, работает внутри ее для повыше-

ния своего благосостояния и для обеспечения устойчивости биосферы. Поскольку она обеспечила свою саморегулируемую работоспособность в течение миллиардов лет, то все проверенные принципы работоспособности экосистемы (биосферы) необходимо учитывать при научном исследовании, создании и оценке эффективности функционирования природно-технических систем и объектов.

Взаимодействие общественного производства и окружающей среды осуществляется на стыке двух глобальных круговоротов: экономического (хозяйственной деятельности людей в обществе) и экологического круговорота вещества и энергии в природной среде, в биосфере нашей планеты. Область данного взаимодействия можно определить как социоприродоэкономическую систему (СПЭС). Эту систему необходимо существенно адаптировать к реальной действительности и представить как единую экосферу Земли, в которой происходят основные процессы взаимодействия биосферы, техносферы, ноосферы и автотранспортных систем при интегрировании результатов и затрат этих взаимодействий. Мы теперь убеждены, что совокупность естественных и искусственных (производственных) процессов следует рассматривать как элемент в системе энергетического обмена всех сфер Земли в рамках открытой системы.

Если взаимодействие общества и природы отвечает признакам единой системы, то возможно перенесение на общество законов соотношения части и целого. При этом частью по отношению к биосфере, разумеется, является общество и, следовательно, общество должно осознать функциональную значимость в отношении к той системе, частью которой оно является, т. е. биосфере. На практике это означает, что общество, люди должны подчиняться естественным природным законам в своей хозяйственной деятельности. Следовательно, социальные и экономические процессы должны регулироваться с учетом знания законами биосферы, что позволит не нарушать природные механизмы воспроизводства естественных ресурсов и найти пути оптимизации энергоинформационного обмена.

Реальная ситуация отражает положение, когда экологическая среда из разряда неэкономических, экзогенных параметров для экономической системы переходит в разряд эндогенных, внутриэкономических характеристик. В этой связи можно высказать предположение, что и в дальнейшем во взаимодействии экономических и экологических факторов общественного развития, несмотря на их равнозначность, экономическая подсистема, будучи наиболее активной и высокоорганизованной составляющей СПЭС станет постепенно ее основным регулирующим звеном.

Из этого следует, что по мере все более полного включения экологического фактора в экономику и превращения его в стабильный эндогенный параметр, он все сильнее будет подпадать под воздействие социальных и экономических законов с учетом соответственно и биосферных закономерностей.

**Донченко В.В., Казьмин Д.М.**

ОАО «Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта (НИИАТ)»

### **Роль управления транспортным спросом в современной концепции охраны окружающей среды в городе**

Влияние автомобильного транспорта (АТ) на окружающую среду в крупных городах определяется не только конструктивными особенностями подвижного состава и качеством используемых топлив, но и режимом движения транспортных потоков на городской улично-дорожной сети (УДС). Как следствие, проблема экологической безопасности городского АТ тесно взаимосвязана с другой крайне актуальной проблемой – перегруженностью движением городской УДС.

В силу взаимосвязи, данные проблемы едва ли возможно решить по отдельности – во всяком случае, при тех источниках энергии и технологиях очистки отработавших газов, которые применяют-

ся сейчас на автотранспорте. Поэтому задача охраны окружающей среды в городе во многом совпадает с задачей ликвидации заторов и обеспечения эффективной работы и устойчивого развития городской транспортной системы.

Перспективным направлением решения задач «разгрузки» городской УДС и снижения выбросов от автомобильного транспорта является комплекс подходов и методов, известный как управление транспортным спросом. Данный подход рассматривает транспортную и экологическую ситуацию на городской дорожной сети как следствие множества индивидуальных решений, принимаемых каждым жителем города. Это долгосрочные решения о приобретении АТС, выборе места жительства и работы, а также краткосрочные решения о совершении поездки, выборе пункта назначения, времени отправления, вида транспорта и маршрута. Вся совокупность таких решений описывается понятием «транспортный спрос», и рассматривается в качестве объекта управления.

Наиболее радикальными, быстросредствующими и эффективными из известных методов управления транспортным спросом являются, безусловно, различные ограничения на движение и парковку личных легковых АТС. Прочие меры носят, скорее, дополняющий и компенсирующий характер (развитие общественного транспорта), либо дают положительный эффект только в стратегической перспективе (градостроительная политика).

Учитывая, что любые ограничения такого рода неизбежно ущемляют интересы автовладельцев, и рискуют вызвать неприятие общественности, они должны внедряться как часть программы мероприятий, направленных на общее повышение эффективности работы городского транспорта. Ограничения необходимо дополнить мерами, которые призваны компенсировать их возможные нежелательные последствия, а также сделать их более социально приемлемыми.

Моделирование транспортного спроса сводится к моделированию совокупности индивидуальных решений, принимаемых каж-

дым жителем города в связи с совершением поездок на транспорте. В качестве критерия краткосрочного потребительского выбора в модели используется отношение выгоды, ожидаемой от поездки, к обобщённой величине транспортных издержек (она складывается из денежных затрат, стоимостной оценки затрат времени, показателя уровня комфорта при поездке и т.п.) Расчёты по модели носят итеративный (циклический) характер, т.к. результат моделирования потребительского выбора служит исходными данными для моделирования характеристик транспортных потоков, которые, в свою очередь, влияют на потребительский выбор и, следовательно, на величину спроса.

Моделирование характеристик транспортных потоков позволяет от объема и структуры транспортного спроса перейти к параметрам движения на конкретных звеньях УДС, а также к таким показателям, как масса выбросов загрязняющих веществ в атмосферу, суммарные потери времени в заторах, перерасход топлива, и т.п. Знание этих параметров, в свою очередь, делает возможным оценку эффективности планируемых мероприятий и cost-benefit анализ различных вариантов решения транспортных проблем города.

**Брюховских О.А., Ворожнин В.С., Маркелов Ю.И.**

Институт промышленной экологии УрО РАН, г. Екатеринбург

**Опыт проведения исследований по оценке влияния автотранспорта на экологическую ситуацию в городах уральского региона на примере г. Салехарда**

Необходимость исследования воздействия автомобильного транспорта на окружающую среду связана с рядом специфических особенностей. К таким особенностям относятся:

- массовость и постоянно растущие темпы процесса автомобилизации;

- концентрация большого количества транспортных средств на сравнительно небольшой территории и их массовое проникновение в зоны жилой застройки;
- автомобиль является низким источником, то есть выбросы загрязняющих веществ производятся на уровне дыхания человека, что способствует быстрому проникновению их в органы дыхания и усугубляет тем самым их вредное воздействие на организм человека;
- хроническое отставание темпов развития дорожной сети от темпов автомобилизации.

Для получения наиболее достоверной информации о выбросах от автотранспорта в атмосферный воздух необходимо использовать следующие источники получения данных:

- сертификационным и эксплуатационным приборным контролем транспортных средств;
- приборными измерениями параметров, натурными наблюдениями, характеризующих степень воздействия автотранспорта на качество атмосферного воздуха;
- расчетной инвентаризацией выбросов загрязняющих веществ в атмосферу (отдельных магистралей и транспортных объектов).

В результате обследования автотранспортных потоков города (района) можно определить долю каждой категории автотранспорта в потоке, интенсивность по магистралям. Для Салехарда преобладают легковые автомобили (в среднем 72 %, наибольшая суммарная интенсивность - 1366.6 прив. авт./ч). При определении доли автотранспорта учитывается градация опасности выбросов различных групп автомобилей. Результаты обследования обычно являются основой для проведения работ по:

- оценке вклада автотранспорта в загрязнение атмосферного воздуха города;
- определению уровня шумового воздействия автотранспортных потоков;

- оценке уровня воздействия транспорта на здоровье населения;
- ранжированию территории муниципального образования по комфортности проживания населения.

Оценить распределение выбросов загрязняющих веществ от автотранспорта по территории возможно с применением современных математических моделей на основе данных наблюдений за составом и интенсивностью транспортных потоков.

Для получения данных, необходимых для расчета рассеивания выбросов автотранспорта в городе Салехарде, по результатам натурных исследований применена прикладная программа "Магистраль-Город".

Расчет максимальных приземных концентраций загрязняющих веществ в атмосферном воздухе реализован программным комплексом УПРЗА "Эколог" и проведен для всех компонентов выбросов автотранспорта и одной группы веществ, дающих эффект суммации токсического действия при совместном присутствии в атмосферном воздухе. В результате расчета рассеивания представлены поля максимальных приземных концентраций, обусловленные выбросами загрязняющих веществ от всех видов автотранспорта, определены уровни загрязнения, в том числе превышающие ПДК, определены шесть участков магистралей с наибольшим уровнем загрязнения атмосферы.

Таким образом, с помощью результатов обследования и расчетов загрязнения воздуха оценено влияние автотранспортных потоков на окружающую среду и даны рекомендации для решения задач мониторинга и совершенствования систем управления транспортными потоками.



**К вопросу снижения загрязнения атмосферного воздуха  
промышленных городов**

Основными искусственными источниками загрязнения атмосферного воздуха промышленных городов является автотранспортный комплекс и промышленность. Оба эти источника одинаково весомые в общем загрязнении окружающей среды города.

При разработке мероприятий, направленных на снижение загрязнения атмосферы, оценки их эффективности необходимо оценить вклад каждого из стационарных и передвижных источников в общую экологическую характеристику города.

Для реализации такого подхода необходимо на первом этапе проверить известные методики, используя в качестве оценки концентрации в воздухе те вещества, которые выделяются лишь одними (стационарными или передвижными) источниками загрязнения.

Используя эти методики для определения концентраций вредных веществ в интересующих нас точках города или любого населённого пункта, с учетом конкретных условий разработан расчётный метод, опробованный на примере г. Горловки Донецкой области.

Одной из точек наблюдения явился перекрёсток в Центрально-Городской части города. Эффект влияния на окружающую среду зависит от характера и количества источников воздушного загрязнения, где, и как и на какой высоте выбрасываются загрязняющие вещества, возникают ли химические превращения во время перемещения (рассеивания) веществ, а также от метеорологических факторов.

На концентрацию фенола в исследуемом месте влияет 3 из 4 основных точечных непрерывных стационарных источников (химический завод, ЗАО «Смолоперерабатывающий», Центральная обогатительная станция), которые не лежат на одной прямой с направ-

лением ветра. Исследования проводились в течение года передвижной лабораторией методом отбора проб в специальные емкости в интересующих точках: сначала проводился экспресс - анализ на месте отбора проб, а затем емкости с пробами исследовались в стационарной лаборатории Санэпидемстанции г.Горловки.

Для санитарно-химического анализа, пробы отбирали преимущественно аспирационным способом путём пропускания исследуемого воздуха через жидкую поглощающую среду, сорбенты, фильтры. Также проводился отбор проб в закрытые емкости (в переносной отборник проб ПВП - 04) для последующего более точного анализа методом газовой хроматографии в стационарных условиях. Отбор проб под факелом осуществлялся на высоте 1,5 м. от поверхности земли на протяжении 20 -30 мин. с интервалами между пробами в 10 мин. Пробы отбирали последовательно по направлению ветра на необходимых для исследования расстояниях от источника выбросов.

Сравнение расчётных и экспериментальных данных концентрации фенола в атмосфере в точке замера показывает, что они отличаются в пределах 10%. Поэтому предложенный метод расчёта концентраций в воздухе загрязняющих веществ от стационарных источников может быть использован для определения весомости влияния этих источников на общее загрязнение атмосферного воздуха.

На втором этапе планируется разработать модель определения концентраций вредных веществ в атмосфере от автотранспорта, которая учитывала бы современную тенденцию развития автотранспортных средств, методов организации дорожного движения, градостроительные направления развития городов.

На третьем этапе выполнения работы планируется, используя результаты первых двух этапов исследований построить комплексную математическую модель, которая позволила бы определить и оценить концентрацию вредных веществ, как от стационарных, так и от подвижных источников в любой, интересующей исследователя

точке. Затем в результате исследований на этой модели показать пути улучшения экологической обстановки промышленного города с учётом экологического, экономического и социального оптимума.

**Будник А.В., Галевко Ю.В.,**

ФГУП «Научно-исследовательский центр по испытаниям и доводке  
автомобилотехники»

**Мороз С.М., Парфенов Е.В.**

ОАО «Научно-исследовательский институт автомобильного  
транспорта (НИИАТ)»

### **Испытания по оценке влияния внешних условий на точность измерения внешнего шума автомобилей по ГОСТ Р 52231**

В процессе испытаний определялось влияние на показания шумомеров метеорологических условий, фоновых шумовых помех, расстояния микрофонов до шумоотражающих конструкций. Объектами испытаний были автомобили ВАЗ 2109 (двигатель 2111), Toyota RAV 4 (Гос. № Е 777рн\99), Volvo FH (двигатель D-13). Для реализации методики измерения внешнего шума автомобилей использовались следующие средства измерений:

- шумомеры «Октава 101» (класс 1), «Октава 110» (класс 2) и «Testo 816» (класс 2);
- метеорологический прибор МЭС – 200 «Октава» (температура, давление, влажность атмосферного воздуха и скорость ветра);
- измерительная рулетка (измерение расстояния от выпускной трубы до микрофона);
- штатные тахометры автомобилей (измерение частоты вращения коленчатого вала двигателя);
- секундомер;
- угломер (измерение угла расположения микрофона по отношению к вертикальной плоскости, проходящей через ось потока отработавших газов, выходящих из выпускной трубы).

Испытания проводились в помещении и также на открытой площадке. В помещении испытания проводились: при отсутствии атмосферных осадков на сухой, гладкой, чистой цементнобетонной площадке 10х10 м. с уклоном поверхности не более 3%, на расстоянии микрофона от шумоотражающих объектов 3 и 1.5 м., при температуре + 9град.С, давлении 748 мм.рт.ст. и влажности 57%, скорости ветра 0,1м/с, фоновом уровне звука 56 дБА.

Испытания на открытой площадке проводились: при наличии осадков (дождь) на мокрой площадке более 10х10м. с уклоном поверхности не более 3%, на расстоянии микрофона от шумоотражающих конструкций более 3 м. и 1.5 м, стоящем рядом на расстоянии 1.5 м автомобиле с работающим двигателем, расположении автомобиля под навесом, температуре +3 град.С, давлении 748 мм.рт.ст. и влажности 83%, скорости ветра 0,3 м/с, фоновом уровне звука 60 дБА. При измерениях внешнего шума автомобиля использовались одновременно четыре микрофона.

По результатам испытаний целесообразно ввести в методику измерений по проверке внешнего шума транспортных средств в эксплуатации по ГОСТ Р 52231-2004 следующие коррективы:

- Для снижения трудоёмкости проведения измерений можно исключить требования к метеорологическим условиям проведения измерений (а также к их измерению) и руководствоваться эксплуатационными требованиями на измерительное оборудование.
- В качестве требования к измерительному участку можно установить требования только к зоне, в которой установлен микрофон (например зона свободная от больших звукоотражающих объектов размером 3х3х3 м).
- Установить более слабые требования к позиционированию измерительного микрофона.

Также, необходимо рекомендовать:

- внесение в паспорта транспортных средств (ПТС) (или в другие сопроводительные документы, поставляемые заводом изготови-

телем вместе с товарным автомобилем) уровней шума выхлопа, измеренных при сертификации, а также перечисление элементов системы выпуска и впуска для идентификации;

- внесение в ПТС кроме максимальной мощности двигателя автомобиля, частоту вращения при которой эта мощность получена;
- выпуск справочника с данными по уровням шума выхлопа для различных автомобилей и перечнем основных элементов снижения их шума.

**Авенариус И.А., Лелюхин А.М.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

### **Анализ результатов измерений магнитного поля в троллейбусе и предложения по снижению негативного воздействия**

Машинисты, водители и пассажиры электротранспорта подвержены воздействию магнитного поля (МП) низкочастотного диапазона. Эпидемиологические исследования указывают на повышенный риск сердечно сосудистых заболеваний машинистов электровозов (Н.Г. Птицына и др., 1998), а также повышенный риск врожденных пороков развития у детей водителей троллейбусов и трамваев (Г.И. Тихонова, Н.Б. Рубцова, 2003).

Нами были проведены два эксперимента по измерению индукции МП (В) в движущемся троллейбусе. Первый эксперимент проводился в 2001 г. с помощью квантового магнитометра ММ-60, применяемого в магниторазведке для измерения МП Земли и его вариаций в диапазоне 20 – 100 мкТл.

Во втором эксперименте (табл. 1), проведенном совместно с сотрудниками Санкт-Петербургского филиала ИЗМИРАН, использовалась трехкомпонентная магнитометрическая система МВС-3, разработанная в этом институте и приспособленная для измерений на транспорте (Ю.А. Копытенко и др.).

Результаты измерений МП в троллейбусе ЗИУ-682Б в 2005 г.

Таблица 1

	Fon	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16
$B_{xmean}$	5,85	7	-23	-81	-50	12	8	3	-15	-18	5	6,6	4,1	1	-3	5	-55
$B_{xstd}$	0,08	34	11	24	15	7	7	10	5	4	8	0,8	0,5	6	3	5	20
$B_{xrange}$	6,70	141	46	101	83	41	31	50	28	15	31	5	4,2	41	15	26	118
$B_{ymean}$	14,9	86	23	19	17	12	2	-28	8	17	15	9	8,8	12	32	19	37
$B_{ystd}$	0,06	44	5	9	10	8	9	4	13	5	5	2	1,4	18	7	4	16
$B_{yrange}$	0,63	172	30	47	43	49	48	22	80	27	23	9,5	6,3	79	27	26	93
$B_{zmean}$	58	6	24	39	9	21	14	22	21	28	29	17	16	28	9	34	28
$B_{zstd}$	0,26	8	4	4	7	3	6	3	6	4	4	1,4	0,7	7	13	7	23
$B_{zrange}$	2,14	50	30	30	40	14	32	23	44	21	23	9,2	4,5	40	59	45	132
$ B _{mean}$	60,2	93	42	92	55	28	21	37	29	38	34	20	18,8	36	36	40	78
$ B _{std}$	0,24	45	7	24	15	4	4	4	10	5	4	1,9	0,8	8	7	6	17
$ B _{range}$	1,96	168	35	101	85	27	26	31	72	28	27	9,8	4,7	45	31	34	108

Точки измерений были выбраны вблизи источников МП: в кабине водителя, в салоне на переднем пассажирском сидении, над тяговым электродвигателем, над компрессором и на задней площадке. В каждой точке проводилось по 200 измерений в секунду трех проекций вектора  $B$  в течение трех минут. Были вычислены средние значения ( $B_{mean}$ ) и среднеквадратичные отклонения ( $B_{std}$ ) и размах колебаний ( $B_{range}$ ). Сравнение результатов двух экспериментов приведено в табл. 2. «N» означает номер соответствующего столбца в табл. 1.

Из табл. 2 видно, что результаты обоих экспериментов согласуются. Наибольшие значения и размах колебаний МП при работе электродвигателя фиксируется вблизи головы водителя. Скачки МП наблюдаются в широком диапазоне частот. Анализ по методике, разработанной в СПбФИЗМИРАН, показал что, 90% мощности приходится на частоты менее 10-15 Гц. В этой области частот санитарных норм для МП не существует.

Таблица 2

Точки измерений	$V_{cp} \pm V_{std}$ , мкТл	h, м	N
За головой водителя		93±45	1,2 1
Справа от водителя	48	42±7	1,4 2
		92±24	1,0 3
		55±15	0,5 4
На переднем сидении за кабиной	30	28±4	1,4 5
		21±4	1,0 6
		37±4	0,5 7
Над двигателем	33	29±10	0,5 8
	35	38±5	1,0 9
	26	34±4	1,7 10
Над компрессором		40±6	1,4 15
На задней площадке во время движения троллейбуса		20±2	0,5 11
	22	36±8	1,0 13
		36±7	1,7 14
Там же на остановке		18,8±0,8	1,0 12
В трол. парке		78±17	
На Волоколамском ш.		60,2±0,2	1,0 fon
Год измерений	2001	2005	

В связи с вредным воздействием низкочастотных магнитных полей необходима разработка и введение санитарных норм. Причем, эти нормы должны учитывать не только максимальные и средние значения, но и энергетическую нагрузку, возникающую вследствие продолжительного нахождения водителя на рабочем месте.

Можно предложить следующие меры по снижению негативного воздействия резких скачков МП на водителя:

- проектировать троллейбусы с минимальным количеством высоковольтного оборудования в кабине водителя;
- при проложении токоведущих кабелей избегать образования петель, приводящих к заметному увеличению создаваемого МП;

- защитить водителя и пассажиров троллейбуса при помощи многослойных экранов, изготовленных из аморфных магнитомягких сплавов, вокруг высоковольтных кабелей (П.А. Кузнецов, А.Ю. Аскинази, Б.В. Фармаковский, В.Н. Никитина и др. 2006).

**Дудников А.Н.**

Автомобильно-дорожный институт ДонНТУ, г. Горловка, Украина.

### **Основная диаграмма состояний транспортного потока**

Проблема безопасности дорожного движения на сегодняшний день является основной в рамках безопасности транспортной деятельности. Статистика дорожно-транспортных происшествий (ДТП) в Украине раскрывает значительную аварийность на дорогах.

Состояние транспортного потока на участке дороги принято оценивать по трем основным характеристикам: интенсивность  $N$ , скорость  $V$  и плотность  $q$ . Указанные характеристики, также принято связывать основным уравнением транспортного потока:

$$N = V \cdot q. \quad (1)$$

С математической точки зрения формула (1) представляет собой поверхность вида  $z = x \cdot y$  в прямоугольной Декартовой системе координат. Для записи уравнения пространственной кривой изменения состояний определенного транспортного потока, которая принадлежит указанной поверхности, необходима зависимость между скоростью и плотностью потока. Существует значительное количество научных трудов по поиску указанной зависимости, результаты которых сконцентрированы в соответствующих моделях транспортного потока (аналогия с потоками жидкости, газа, тепла, энергии и т.д.), где предлагались различные варианты зависимости скорости от плотности потока. Анализируя экспериментальные данные аэрофотосъемки транспортного потока, можно заметить наличие области колебания скорости движения в зависимости от плотности пото-



ка, что также можно отследить в рамках зависимостей интенсивности движения от скорости и плотности потока (рис. 1). Анализ и последующий синтез указанных зависимостей и опытных данных позволил сформировать «основную диаграмму состояний транспортного потока» в пространственном виде, которая также представлена на рис.1.

Предложенная «основная диаграмма состояний транспортного потока» позволяет обобщить ряд научных разработок по исследованию закономерностей изменения характеристик транспортного потока: о линейных зависимостях между интенсивностью и скоростью; о параболических кривых зависимости интенсивности от плотности и скорости. Диаграмма раскрывает связь области изменения пропускной способности участка дороги с изменениями максимальной плотности потока и скорости одиночных транспортных средств на указанном участке дороги.

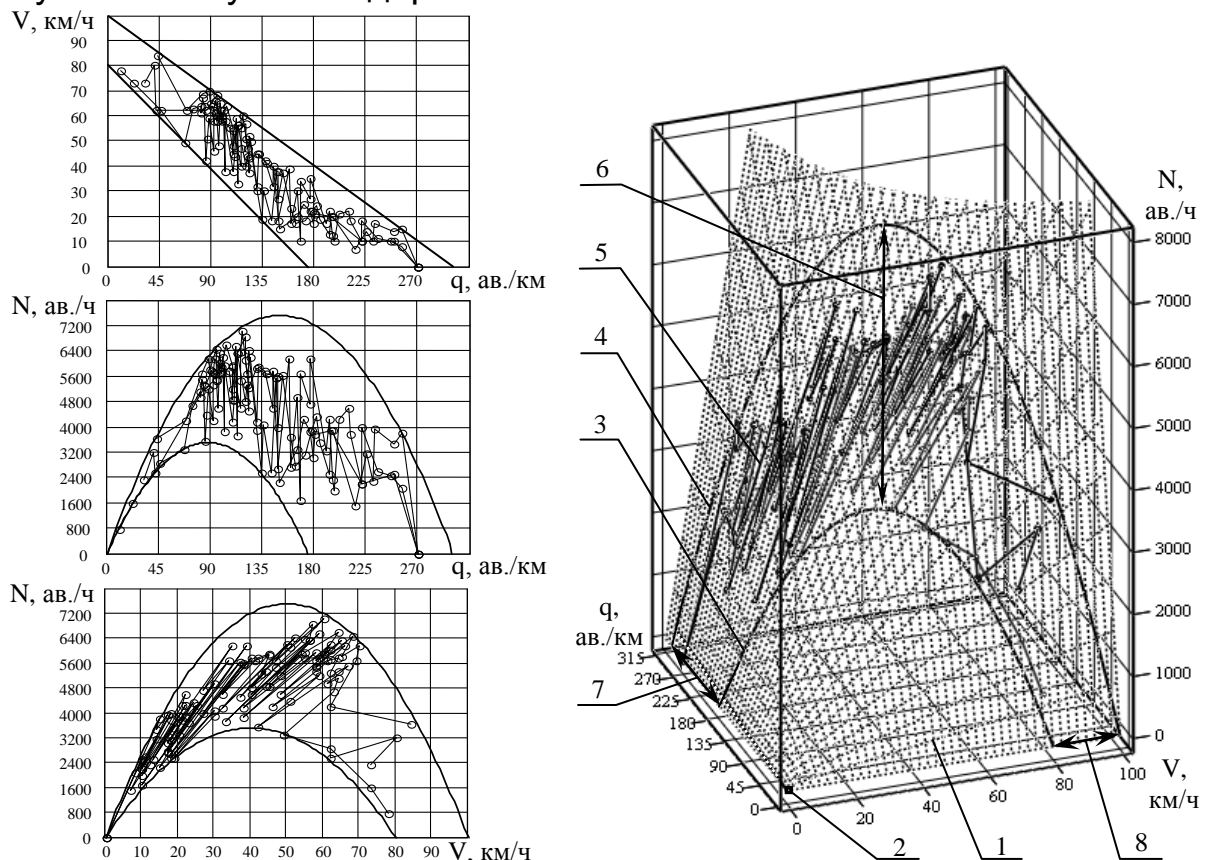


Рис.1. – Основная диаграмма состояний транспортного потока:

1 – поверхность  $N = V \cdot q$ ; 2 – точка отсутствия транспортных средств на участке дороги; 3, 4 – пространственные параболы, ограничивающие область изменения состояний определенного транспортного потока на участке дороги; 5 – ломаные линии, соединяющие опытные точки состояний транспортного потока по мере роста его плотности; 6 – интервал изменения пропускной способности участка дороги для определенного транспортного потока; 7 – интервал изменения максимальной плотности транспортного потока на участке дороги; 8 – интервал изменения скорости движения одиночных автомобилей на участке дороги.

**Мягков И.А.**

МГТУ имени Н. Э. Баумана

**Применение гидродинамического вибрационного  
фильтрования для очистки высоковязких жидкостей  
от механических загрязнений**

Фильтрование является основным способом очистки высоковязких жидкостей от механических загрязнений. Очищаемую жидкость пропускают через пористую фильтровальную перегородку, загрязнения накапливаются в порах, в результате её пропускная способность уменьшается, а гидравлическое сопротивление фильтра растёт. При высоких концентрациях взвесей фильтровальная перегородка быстро забивается, а её регенерация сложна. Кроме того, при фильтровании высоковязких жидкостей в порах фильтрующего материала интенсифицируются облитерационные процессы, заключающиеся в нарастании толщины пограничного слоя и адсорбции молекул высокомолекулярных соединений на стенках порового канала, что также приводит к уменьшению её пропускной способности и увеличению величины гидравлического сопротивления. Для даль-

нейшей работы, как правило, требуется замена фильтровальной перегородки или фильтрующего материала.

Применение в системах очистки гидродинамических вибрационных фильтров позволяет значительно упростить фильтрование сильнозагрязнённых, высоковязких жидких сред, повысить пропускную способность и ресурс работы фильтров. В гидродинамических фильтрах реализуется принцип самоочистки фильтровальной перегородки за счёт гидродинамического смыва образующегося осадка потоком жидкости, а также за счёт воздействия центробежных и вибрационных сил.

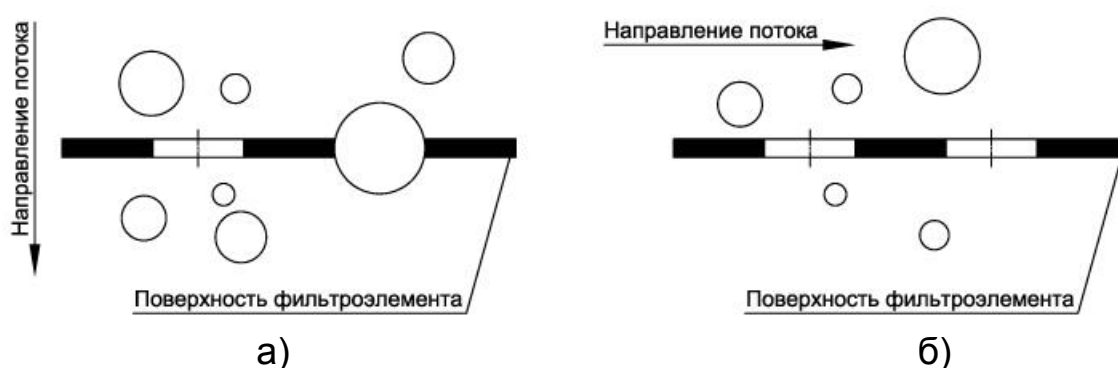


Рис. 1. Схемы фильтрования:

а) традиционное фильтрование; б) гидродинамическое фильтрование

В основу работы гидродинамических фильтров положена теория движения частиц вблизи поверхности фильтровальной перегородки. В отличие от традиционной системы фильтрования, когда поток жидкости направлен перпендикулярно поверхности фильтровальной перегородки, в гидродинамических вибрационных фильтрах поток направлен вдоль её поверхности (см. рис. 1). При этом гидродинамический фильтр позволяет улавливать частицы, размер которых гораздо меньше размера ячейки.

Экспериментально установлено, что нестационарные процессы (пульсация расхода, вибрация фильтровальной перегородки) в значительной степени устраняют облитерационные и адсорбционные процессы. Осуществление процесса фильтрования в нестационарных условиях особенно благоприятно при очистке неньютонов-

ских псевдопластических жидкостей, к которым можно отнести большинство сильно загрязненных высоковязких жидкостей, суспензий, эмульсий, например, масел, нефтепродуктов, суспензионных топлив.

Поэтому в фильтрах для повышения ресурса их работы и интенсификации процесса очистки фильтровальной перегородки целесообразно создавать пульсирующие потоки очищаемой жидкости и/или вибрацию фильтроэлемента. Создаваемая вибрация фильтроэлемента может быть продольной, поперечной и продольно-поперечной.

Для реализации процесса гидродинамического вибрационного фильтрования жидкостей разработана оригинальная конструкция фильтра. Проведено аналитическое исследование различных режимов его работы. Изучено поведение частицы загрязнений в поле действия гидродинамических, центробежных и инерционных сил. Рассмотрены пути и способы повышения эффективности очистки и регенерации фильтровальной перегородки. Даны рекомендации по расчёту устройств, работающих на основе гидродинамического вибрационного фильтрования.

**Мельникова Е.П.**

Автомобильно-дорожный институт Донецкого национального  
технического университета, г. Горловка, Украина

### **Улучшение экологичности технологических процессов за счет применения вибрационной обработки (ВиО)**

В процессе эксплуатации машин и механизмов предусматриваются различные виды технического обслуживания и ремонта, включающие как замену, так и восстановление отдельных деталей и узлов. На современном этапе развития технологии металлообработки вопросы улучшения экологических показателей приобретают все большую актуальность. Современное машиностроительное и

ремонтное производство представляет собой сложный комплекс технологических процессов, использующих различные виды энергетического воздействия, широкий спектр основных и вспомогательных материалов в твердом, жидком или газообразном состоянии, растворы, среды и электролиты различного состава и концентрации и т.п. Для достижения требуемых показателей качества и производительности нередко используются токсичные материалы и среды. В этой связи интерес представляет разработка методов, исключающих применение таких материалов и веществ, создание экологически чистых технологий.

В работе представлены результаты исследования возможностей применения низкочастотного спектра колебаний ( $15 \div 50$  Гц) для разработки методов обработки деталей, исключающих использование токсичных веществ и материалов. Для исследования процесса ВиО на операциях очистки деталей от нагара коррозии и накали использовали типовые детали автомобиля – клапаны, покрытые слоем нагара, шатуны со смолистыми загрязнениями, поршневые пальцы, крестовины кардана, шаровые опоры. Эффективность процесса оценивалась по основному критерию, в качестве которого было принято время очистки деталей на исследуемых режимах.

Как показали результаты исследований, процесс виброабразивной очистки является результатом совместного воздействия на поверхностные загрязнения микроударов частиц среды и физико-химических свойств смазочно-охлаждающей технологической среды (СОТС).

При использовании ВиО на операциях мойки (очистки от загрязнений), удаления окалины, съема заусенцев и скругления кромок для деталей больших размеров и веса – блок цилиндров, коленчатый вал, венец маховика, необходимо учитывать такую особенность обработки как закрепление деталей в приспособлении, ориентация их в рабочей камере с учетом направления циркуляционного потока рабочей среды.

В производстве подшипников качения изготавливается большое количество стальных деталей: колец, тел качения и сепараторов. Указанные детали проходят термическую обработку, после чего подвергаются химическому травлению в концентрированном водном растворе кислот. Взамен указанного метода предложена виброабразивная обработка деталей с использованием щелочного раствора слабой концентрации. С использованием ВиО существенно улучшилась экологическая обстановка на производственном участке, отпала необходимость в сборе и нейтрализации больших объемов отработанных кислотных растворов. При этом производительность очистки сохранилась достаточно высокой за счет обработки больших партий деталей. Указанная технология апробирована и на других деталях для очистки от окалины.

В качестве другого примера рассматривается замена электрохимического полирования вибрационной отделкой. Многие детали и инструменты, изготавливаемые из нержавеющей и жаропрочных сталей, некоторые типы деталей из алюминиевых сплавов требуют отделки поверхности до зеркального блеска. Достижение таких требований осуществлялось методом электрохимического полирования с использованием высококонцентрированных электролитов ортофосфорной кислоты. Вибрационная отделка с использованием мелкозернистых гранул и мягких полирующих материалов, обеспечивает достижение высокой отражательной способности, исключая применение токсичных сред.

Существенный экологический и экономический эффект достигнут от применения совмещенных процессов ВиО механо-химических покрытий. Так, замена гальванического цинкования вибрационно-механическим снижает объем отходов растворов и содержания в них вредных примесей, обеспечивает более полное использование цинкового порошка и улучшает экологическую обстановку на производственных участках. Аналогичные результаты достигнуты и при вибрационном механо-химическом оксидировании алюминиевых сплавов. Указанные технологии апробированы в ряде

отраслей машиностроения: авиационной, электротехнической, автомобильной промышленности. По приведенным примерам разработаны технологические процессы, специальное оборудование и рабочие среды, которые могут быть предложены для промышленного применения.

**Коротков М.В.**

Оренбургский государственный университет

**Совершенствование управления процессом эксплуатации  
автомобилей по критериям загрязнения атмосферы  
промышленных городов**

Современный промышленный город является сложной экотехнической системой, претерпевающей сукцессии вследствие внешних факторов – загрязнения природной среды, в частности атмосферы. Показатели численности, рождаемости, смертности и качества жизни населения напрямую зависят от степени и интенсивности антропогенного воздействия на природную среду города. Для промышленного города, как экотехнической системы также характерно понятие устойчивости, под которой следует понимать способность территории, испытывая внешнее воздействие, продолжать выполнять свои функции в заданных условиях неопределенно долгое время.

Оценка состояния воздушного бассейна, должна включать определение потенциальной опасности его загрязнения в зависимости от природно-климатических факторов конкретной территории города, определяющих способность атмосферы рассеивать и адсорбировать вредные примеси. Проанализировав проведённые ранее исследования, предлагаем выделить три наиболее выраженные природно-климатические явления, оказывающие значимое влияние на уровень загрязнения атмосферы: ветер, продолжительный штиль и осадки.

С целью поддержания допустимой экологической нагрузки предлагается методика определения максимально допустимой экологической опасности (ЭО) транспортного потока и отдельного автомобиля. Сопоставляются реальная и максимально допустимая ЭО автотранспортного потока, затем определяется критерий нагрузки на атмосферу улицы. Максимально допустимую ЭО автомобильного транспорта для исследуемой территории можно определить исходя из условия, что опасность совокупных источников загрязнения не должна превышать емкости атмосферы, то есть способности поглотить поступившие в неё вредные вещества и рассеять их до безопасных концентраций. ЭО реального автотранспортного потока на дороге можно определить через опасность различных автомобилей, формирующих автотранспортный поток с учетом скорости, интенсивности движения и длины улицы. Критерий экологической нагрузки на атмосферу улицы, определяется отношением ЭО реального транспортного потока к максимально допустимой ЭО.

На основании полученных значений становится возможным установить экологические ограничения на перемещение автомобилей, режимы их движения, качество дорожного полотна, а также на экологические характеристики самих автомобилей: техническое состояние, конструкции и виды используемого топлива.

Таким образом, данная методика позволяет усовершенствовать управление процессом эксплуатации автомобилей на основе полученных критериев загрязнения атмосферы и предложить комплекс мероприятий, направленных на обеспечение экологической безопасности в процессе эксплуатации автомобильного транспорта.



**Тольский В.Е., Толокин Л.И.**  
Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

**Исследование шума дельтаплана**  
**российского производства**

Цель исследования - разработка рекомендаций по уменьшению шума дельтаплана с 4-х цилиндровым бензиновым двигателем. Испытания проводились при неподвижном дельтоплане.

При измерении шума в ближнем поле на расстоянии 2 м были выявлены основные источники шума: винт, структурный шум двигателя и шум выпускных газов. Наибольший шум был выявлен в плоскости вращения винта. Поэтому дальнейшие исследования проводились в дальнем поле в плоскости винта с обеих сторон дельтаплана на расстоянии 20 м. Проводились измерения шума при оборотах двигателя 5600, 5200 (трёхлопастной винт) и 4700 (четырёхлопастной винт) мин<sup>-1</sup>. При данных частотах вращения коленчатого вала двигателя частоты вращения лопастей винта составят.

$$n_{\text{лопастей}} = \frac{n \cdot i}{z \cdot 60} \text{ Гц,}$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $i$  – количество лопастей винта,  $z = 2.5$  - передаточное отношение редуктора. Для нашего случая, при  $i = 3$  и  $n = 5600$  и  $5200$  об/мин,  $n_{\text{лопастей}} = 112$  и  $104$  Гц соответственно, при  $i = 4$  и  $n = 4700$  об/мин,  $n_{\text{лопастей}} = 125$  Гц.

Известно, что на шум винтов существенное влияние оказывает их частота вращения. В связи с этим были выбраны две частоты (4700 - трёхлопастной винт и 3900 - четырёхлопастной винт), предполагая, что на дельтаплане возможно применения другого редуктора, с передаточным числом  $z = 3$ .

Результаты измерений приведены в табл. 1 и 2

Таблица 1

Шум дельтаплана, винт – трёхлопастной, дБА

Точка измерения шума	Частота оборотов двигателя, мин <sup>-1</sup>	
	5600	4700
Слева (точка 5)	85.8	80.7
Справа (точка 6)	85.9	80.4

Таблица 2

Шум дельтаплана, винт – четырёхлопастной, дБА

Точка измерения шума	Частота оборотов двигателя, мин <sup>-1</sup>	
	4700	3900
Слева (точка 5)	84.4	77.5
Справа (точка 6)	84.8	78.4

Из таблиц 1 и 2 видно, что замена винта с трёхлопастного на четырёхлопастной незначительно снижает (1,5-2,5 дБА) общий уровень шума дельтаплана. Условная замена редуктора с передаточным числом  $z = 2.5$  на редуктор с  $z = 3$  существенно снижает шум. С трёхлопастным винтом уменьшение шума составляет в среднем 5.2 дБА, а с четырёхлопастным – 6.6 дБА.

**Васильев А.В., Пимкин В.В.**

Тольяттинский государственный университет, г. Тольятти

**Программное обеспечение для расчета низкочастотного звука систем газообмена автомобильных ДВС с учетом активной компенсации**

Активная компенсация звука эффективна в диапазоне низких частот, где традиционные средства звукоизоляции и звукопоглощения практически не дают снижения звука. Низкочастотный звук при работе систем газообмена автомобильных ДВС может достигать

значительных величин, поэтому их виброакустический дизайн на стадии разработки имеет большое значение.

С использованием электроакустических аналогий и теории акустических многополюсников разработано специализированное программное обеспечение, позволяющее рассчитать параметры систем газообмена автомобильных ДВС с пониженными значениями низкочастотного звука при наличии активной компенсации и оценивать эффективность их работы. Программное обеспечение содержит два вида моделей:

- модель каналов распространения звука – газопроводов;
- модель дискретных цифровых устройств управления.

Весь газопровод разбивается на отрезки волноводов. Так как неоднородности газопровода меньше длины волны, их можно рассматривать как элементы с сосредоточенными параметрами. В простейшем виде акустические элементы в программе делятся на три типа:

1. «Источник» – имитация реальных источников звука (громкоговоритель, компрессор, вентилятор); моделируется набором гармоник (частота, амплитуда, фаза).

2. «Проводник» – имитирует различные части звукопровода; моделируется матрицей передачи.

3. «Излучатель» – описывает передачу акустической мощности из газопровода в окружающую среду и отражение от открытого конца трубы.

Параллельно с электроакустической моделью, расчёт которой осуществляется в частотной области, в программе реализована дискретно-временная модель. Её назначение – моделирование цифровой системы управления, формирование различного рода сигналов, а также предоставления таких инструментов визуализации рассчитанных результатов, как осциллограф, анализатор спектра и т. п. Дискретно-временная модель строится на основе «дискретных цифровых элементов». Такой элемент имеет некоторое количество входов и выходов. На входы подаются сигналы (вещественные числа), согласно реализуемой элементом функции осу-

ществляется вычисление выходных сигналов. Некоторые элементы (например, осциллограф) только считывают информацию на входах и отображают её в экранной форме. Другие (например, генератор гармонических сигналов) лишь формируют сигналы на выходе. Более сложные элементы, подобные модели контроллера осуществляют расчёт выходных сигналов по собственной подпрограмме.

Интерфейс программы построен по идеологии, схожей с модулем Simulink™ пакета MATLAB™. Запуск модели инициирует расчёт модели на заданном интервале времени с выбранной частотой дискретизации по времени (намного меньшей периода исследуемых частот). Для повторного использования построенной модели предусмотрены её сохранение в специальный файл проекта и загрузка из файла. Принимая во внимание неоднородность хранимых данных, их строгую иерархию и способы работы с ними, в качестве формата хранения данных модели выбран XML. Схема сохранения данных построена по принципу контейнеров – в каждом элементе реализуются собственные функции чтения и записи индивидуальных данных в XML объект.

Кодирование производилось на языке высокого уровня C++ с помощью визуальной среды разработки Borland C++ Builder 6. ПО работает под управлением ОС MS Windows NT/XP. Реализация элементов модели в программе выполнена следующим образом. Все элементы модели являются наследниками абстрактного класса TVLObject. Код же каждого элемента находится в отдельном файле – подключаемой библиотеке DLL (dynamic-link library). Благодаря этому программа становится гибко перенастраиваемой и закладывает фундамент для дальнейшего развития. Добавление новых элементов модели в программу становится возможным путём копирования в её папку новых библиотек (dll-файлов).

Другим преимуществом такой реализации является то, что исчезает привязка к конкретной среде разработки. Используя открытый описанный стандарт на интерфейс элемента модели (посредством абстрактного класса TVLObject) пользователь, обладающий

навыками программирования, может самостоятельно добавить в программу собственные элементы. Для облегчения процесса разработки собственных элементов в среде Borland C++ Builder сформирован шаблон проекта DLL – элемента.

**Галевко Ю.В., Иванова Т.В., Тюрин В.П.,  
Попов Ю.Н., Елесин А.Н.**

**ФГУП «Научно-исследовательский центр по испытаниям  
и доводке автотехники»**

### **Шум грузовых автомобилей, имеющих КПП с планетарным редуктором**

С принятием более жестких требований по шуму АТС возникла необходимость дополнительно учитывать шум, связанный с собственными колебаниями отдельных агрегатов и узлов, которые могут возбуждаться в процессе разгона автомобиля. Нарботанные годами методики для выявления доминирующих источников шума автомобиля, ориентированные на проведение испытаний при стационарных режимах работы автомобиля, во многих случаях не дают желаемого результата, так как не учитывают процессы, происходящие при работе АТС, на переходных режимах.

В дополнение к ужесточению требований по внешнему шуму, измеряемому в процессе разгона, серия 02 изменяет и саму процедуру испытаний. В этом случае испытания проводятся в более широком скоростном и нагрузочном диапазоне работы двигателя, что требует от производителей разработки новых технологий доводки АТС для соответствия этим нормативным документам.

В данной работе в качестве объектов исследования и доводки использовались четыре грузовых автомобиля категорий N3 и N3G, различных производителей, имеющие различные КПП с понижающим планетарным редуктором. Передача крутящего момента от КПП к главной передаче осуществляется с помощью карданного ва-

ла с промежуточной опорой или без нее. В исходном состоянии автомобили имеют существенное превышение допустимых уровней по внешнему шуму.

Исследование по выявлению основных источников внешнего шума автомобилей и оценка мероприятий, направленных на его снижение, проводились в дорожных и стендовых условиях. Внешний шум в дорожных условиях оценивался по методике, в основу которой положены базовые требования ГОСТ Р 41.51. Разделение источников непосредственно на объекте осуществлялось с помощью изоляции (отключения) всех источников шума за исключением исследуемого. Традиционный подход к выделению источников с использованием их исключения не позволил выявить источник ответственный за повышенный шум в треть октаве 2000 Гц (1600 Гц для автомобиля категории N3).

Для выявления причин больших уровней шума в треть октаве 2000 Гц проводился анализ кинематической схемы коробки передач. Также осуществлялось измерение звукового давления в непосредственной близости от излучателей, и регистрировались в ходе эксперимента вибрации на различных панелях и агрегатах автомобиля.

Анализ кинематической схемы трансмиссии и экспериментальных данных показал, что первоисточником кратковременного всплеска звукового давления в режиме разгона являются вибрационные явления, происходящие в планетарном редукторе коробки перемены передач за счет взаимодействия зубчатых колес. Исследование модальных характеристик карданного вала позволили выявить собственные формы, находящиеся в частотном диапазоне с максимальными уровнями звука

С целью подтверждения результатов модального анализа была построена конечно-элементная модель карданного вала и осуществлен расчет частот и форм собственных колебаний. Результаты конечно-элементного анализа подтвердили предположения о наличии первых форм колебаний карданного вала в резонансном

частотном диапазоне.

Исследования по идентификации источников шума на автомобилях, имеющих понижающую планетарную передачу в коробке передач, показали, что для таких объектов доминирующим излучателем шума является карданный вал. Проведенные экспериментально-расчетные исследования излучения от карданного вала с использованием экспериментального модального анализа и метода конечных элементов показали, что данный элемент работает как пульсирующий цилиндр, возбуждаемый за счет вибрации имеющей место в зубчатых зацеплениях планетарной передачи.

В процессе доводочных работ были разработаны мероприятия направленные на уменьшение структурного шума от карданного вала, что позволило изготовить опытные образцы объектов удовлетворяющих требованиям Правил ЕЭК ООН № 51.

**Бакатин Ю.П., Дворковой В.Я., Ростовцев Ю.Н.**  
Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

**Сравнительный анализ эффективности работы комплектов**  
**«экскаватор-самосвалы» с учетом удельного ущерба**  
**от загрязнения атмосферы вредными выбросами**

Результаты исследования основываются на разработках, позволяющих определить наиболее выгодный вариант комплекта «экскаватор-самосвалы» по минимуму суммарной себестоимости производства работ при одинаковых объемах.

Ранее предпринималась попытка учета удельного ущерба от загрязнения атмосферы вредными выбросами от самоходных дорожных машин и работы комплекта. Предварительные результаты докладывались на 64 научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (ГТУ) в 2006 г.

Основным результатом настоящей работы является расширение базы данных по экскаваторам комплектуемых с самосвалами,

технические характеристики и показатели себестоимости производства работ на 2006 г. использованы в разработанной математической модели, учитывающей удельный ущерб от загрязнения атмосферы вредными выбросами. Особенность состоит в добавлении блока учета удельного ущерба от загрязнения атмосферы вредными выбросами с сохранением структуры исходного алгоритма.

Анализ результатов показывает, что удельный ущерб от загрязнения атмосферы вредными выбросами изменяется в зависимости от объема работ. Отличительной особенностью оценки является получение удельного значения ущерба от загрязнения атмосферы вредными выбросами, отнесенного либо к производительности комплекта (выработки), либо к его наработке.

Учет удельного ущерба от загрязнения атмосферы вредными выбросами может повлиять на выбор наиболее выгодного варианта, так как более полно учитывает удельную расходную составляющую.

**Черемухин Д.В. Новиков А.И. Абрамов С.В.  
Полукаров А.В. Бакатин Ю.П.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

**Повышение экологической безопасности технологических  
процессов и машин для зимнего содержания дорожных  
покрытий**

Существующие технологии уборки снега и удаления гололедных образований с дорожных покрытий требуют своего дальнейшего развития и совершенствования. В частности к стационарным снегоплавильным станциям, размещенным в каждом административном округе г. Москвы.

Однако кроме этого возможно использовать самоходные снегоплавильные машины, которые вырабатывают теплоту для плавления снега непосредственно в процессе работы. Так, при зимнем обслуживании аэропортов используются в том числе и тепловые



машины для очистки взлетно - посадочных полос от снега и гололеда. Обработка покрытия осуществляется струей выхлопных газов реактивного двигателя, установленного на автомобилях. Применять такую машину в условиях города не представляется возможным из-за повышенного уровня шума, значительного объема вредных выбросов, находящихся в выхлопных газах и значительного расхода топлива - авиационного керосина.

Анализ научно- технической и патентной информации показывают практическую возможность использования эффекта Ранка-Хилша, реализуемого в так называемой вихревой трубе для создания теплого потока воздуха без подвода дополнительной энергии на его нагрев. Преимуществами установок, реализующих эффект вихревой трубы в машинах для зимнего содержания дорог, являются:

- снижение потребления энергоресурсов;
- малые габариты (снижение материалоемкости);
- возможность использования готовых разработок по вихревым трубам в машинах указанного класса;
- универсальность применения в различных процессах по зимнему содержанию дорог.

**Бакатин Ю.П., Стеблецкий С.В.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

### **Куда девать дымомеры?**

Владельцев дорожно-строительной техники в ближайшем будущем ожидают перемены в части экологического контроля в эксплуатации (а также в процессе сертификации и производства) в связи с принятием нового ГОСТ Р 41.96-2005 (правила ЕЭК ООН №96).

Одновременно планируется принятие технического регламента «о безопасности дорожных машин», в который закладываются идентичные требования на нормы выбросов вредных веществ дорожных машин с дизельными двигателями для вновь производимой и импортируемой техники (см. табл. 1).

Разработчики регламента учитывали, что требования ГОСТ Р 41.96-2005 на технику типа «second hand» (произведенную до 2008 г.) смягчены и соответствуют данным табл. 2.

Таблица 1

Значение выбросов вредных веществ для вновь проектируемых и модернизируемых дизельных двигателей, г/(кВт\*ч) (не более)

Полезная мощность, кВт	СО	СН	NO <sub>x</sub>	Твёрдые частицы РМ
130-560	3,5	1,0	6,0	0,2
75 - 130	5,0	1,0	6,0	0,3
37 - 75	5,0	1,3	7,0	0,4
18 - 37	5,5	1,5	8,0	0,8

Кроме того, изменен принцип проведения контроля. Вводится 8-режимный цикл нагружения (см. табл. 3), в соответствии с которым указанные в нормативной базе контролируемые параметры (СО, СН, NO<sub>x</sub>, твердые частицы (РМ)) определяются как суммарные за цикл

Таблица 2

Значения выбросов вредных веществ для двигателей, выпускаемых до 2008 г., г/(кВт\*ч) (не более)

Мощность «нетто», кВт	Выбросы, г/(кВт*ч)			
	СО	СН	NO <sub>x</sub>	Твёрдые частицы РМ
> 130	5,0	1,3	9,2	0,54
75 - 130	5,0	1,3	9,2	0,70
37 - 75	6,5	1,3	9,2	0,85

Таблица 3

## 8-режимный испытательный цикл для двигателей

Ре- жим	Часто- та вращ.	Крутящий момент, % от макс. достижимого при данной частоте вращения	Минималь- ное время работы на режиме, мин	Весовой коэффици- ент
1	$n_N$	100	5	0,15
2	$n_N$	75	5	0,15
3	$n_N$	50	5	0,15
4	$n_N$	10	5	0,10
5	$n_M$	100	5	0,10
6	$n_M$	75	5	0,10
7	$n_M$	50	5	0,10
8	$n_{Xxmin}$	0	5	0,15

$n_N$  — номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя;  $n_M$  — частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту;  $n_{Xxmin}$  — минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя.

Указанным ГОСТом регламентируются требования к приборам и принципы осуществления замеров указанных веществ. Таким образом, в отличие от существующих требований, по которым в условиях эксплуатации контролируется только дымность дизельного двигателя на режиме свободного ускорения (ГОСТ 17.2.2.02-98), процедура экологического контроля дорожных машин усложняется.

Поскольку производимая до 2008 г. отечественная дорожно-строительная техника получает «путевку в жизнь» в соответствии с ГОСТ 17.2.2.02-98, начиная с 2008 г. на неё нельзя распространить требования табл. 2, т.к. они не закладывались на этапе её производства. В результате объем работ и расходы службы эксплуатации резко возрастают: на приобретение новых приборов, затраты на проведение замеров и приобретение специальных нагрузочных

стендов, имитирующих установленные режимы нагружения (см. табл. 3).

Решение указанных задач путем создания экспресс-методов, имитирующих с достаточной степенью достоверности установленные правилами ЕЭК ООН №96 режимы нагружения, сокращением их количества, может служить предметом новых научных методических разработок в данной области в ближайшем будущем.

**Карев С.В.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

### **Обеспечение нормализации теплового состояния оператора АТС с учетом индивидуальных характеристик**

Надежности оператора (водителя) транспортного средства в системе «водитель – автомобиль – дорога – среда» оказывает существенное влияние на надежность системы в целом. В свою очередь повысить надежность оператора, и системы в целом, можно за счет нормализации его теплового состояния с помощью системы кондиционирования.

В практике проектирования систем кондиционирования и вентиляции, как правило, ориентируются на т.н. «среднего» человека, по тепловыделениям и тепловому комфорту. Такой подход оправдан при проектировании систем отопления вентиляции кондиционирования (ОВК), обслуживающих общественные помещения. Даже при соблюдении всех нормативов, регламентирующих качество воздуха в помещении и параметры микроклимата, обеспечить комфортное состояние всех находящихся в помещении людей не удастся. Для решения этой проблемы для офисных помещений предлагается применять воздухоохладители локального действия, когда охлажденный чистый воздух подается непосредственно в зону дыхания работника.

При нормализации теплового состояния оператора (водителя АТС), в теплый период года, необходимо обеспечить тепловой комфорт конкретного, а не «среднего» человека, с учетом его субъективных характеристик и прерывистого характера работы. Наиболее значимыми характеристиками являются масса человека и эффективность механической работы, влияющие на количество выделяемого тепла, которое необходимо отводить. При этом величина полных тепловыделений человека при одинаковой активности не зависит от температуры окружающего воздуха и, например, при управлении грузовым автомобилем может изменяться в диапазоне 100 – 400 Вт. Обеспечивать отведение такого количества теплоты более рационально с помощью локального воздействия потоком охлажденного воздуха, направленным в зону дыхания оператора. Для отведения тепловыделений изменяющихся в таких пределах в воздухоохладителе необходимо предусмотреть возможность регулировки оператором расхода воздушного потока. Нормализация теплового состояния оператора может быть достигнута при различных сочетаниях параметров воздушной среды – температуры, скорости и относительной влажности воздуха. Исходя из этого, при проектировании систем нормализации теплового состояния, уровень комфорта оператора следует оценивать с помощью эффективно-эквивалентной температуры и по количеству отводимой теплоты.

**Андреев А.В.**

Воронежский государственный архитектурно-строительный  
университет

**Экологические составляющие экономического эффекта  
при эксплуатации автомобильных дорог с покрытиями  
из шлаковых асфальтобетонов в зимний период**

Одним из важных требований, предъявляемым к автомобильным дорогам, является их гарантированное функционирование в

условиях воздействия на них сложных и опасных природных явлений. Самым неблагоприятным по погодным условиям является зимний период, когда из-за образования снежно-ледяных отложений возникают наиболее опасные условия движения. Как показывает анализ дорожно-транспортных происшествий, в зимний период около 50% случаев происходят из-за низких сцепных качеств дорожного покрытия. Поэтому актуальной является задача по разработке и строительству таких конструкций дорожных одежд и покрытий, которые уменьшат риск образования зимней скользкости и тем самым уменьшат вредное воздействие на окружающую среду из-за сокращения противогололёдных материалов и увеличения скоростного режима автотранспорта.

Для решения этой задачи были проведены исследования по выявлению особенностей образования зимней скользкости в виде стекловидного льда на мелкозернистых шлаковых и традиционных асфальтобетонных покрытиях. Программа исследований предусматривала проведение лабораторных и опытно-экспериментальных работ, а также вычислительного эксперимента по расчету температурного режима дорожных покрытий.

Для моделирования случаев образования зимней скользкости была разработана специальная программа "МЕТЕО". С целью проведения сравнительной характеристики между разными типами покрытий в конструкциях дорожных одежд были рассмотрены одинаковые основания из доменного шлакового щебня Новолипецкого металлургического комбината. В результате расчётов было показано, что количество случаев образования стекловидного льда на шлаковых асфальтобетонных покрытиях при одинаковых погодных условиях из-за большей тепловой инерции на 15% ниже, чем на традиционных. Экономический эффект от эксплуатации шлаковых асфальтобетонных покрытий в зимний период времени будет складываться из экономического эффекта от сокращения расхода противогололёдных материалов (ПГМ) за счёт уменьшения количества случаев образования зимней скользкости, от уменьшения экологи-

ческого воздействия на придорожную полосу хлоридами, от снижения выбросов автотранспорта за счет увеличения скорости движения и уменьшения количества дорожно-транспортных происшествий (ДТП). Результаты расчёта экономического эффекта представлены в табл. 1.

Таблица 1

Составляющие экономического эффекта для условий Липецкой области от эксплуатации шлаковых асфальтобетонных покрытий в зимний период

Наименование экономического эффекта	Величина экономического эффекта в базисных ценах 1991 года, руб. на 1 км
1. От сокращения расхода ПГМ	32,3
2. За счёт уменьшения загрязнения окружающей среды солями	116,0
3. От уменьшения числа ДТП при сокращении времени нахождения скользкости на покрытии	95,0
4. От увеличения скорости движения за счёт уменьшения количества случаев образования зимней скользкости	497,0
Общий экономический эффект	740,3

Снижение возможности образования зимней скользкости в виде стекловидного льда на автомобильных дорогах со шлаковыми асфальтобетонными покрытиями по сравнению с традиционными позволяет обеспечивать более длительное время высокие значения главных транспортно-эксплуатационных показателей (скорости, безопасности и пропускной способности).

Постоянный скоростной режим движения автомобилей в зимний период и уменьшение применения количества ПГМ повышает

экологическую безопасность дорог с покрытиями на основе шлаковых материалов и позволяет получить определённый экономический эффект при эксплуатации и содержании.

**Смирнов С.С., Адамсон Б.И., Швагорова Л.А.**

Московский энергетический институт, г. Москва, Россия

### **Аккумулятор для электромобиля**

Автомобиль стал неотъемлемой частью деятельности и развития всего человеческого общества, а автомобильная промышленность — ведущей отраслью машиностроения, активно влияющей на процессы экономического и социального развития большинства развитых стран мира. Однако наряду с такими позитивными факторами, как подъем экономики, занятость населения, ускорение доставки грузов "от двери до двери", повышение комфортности и многие другие, он же породил и проблемы, непринятие мер по которым может привести к катастрофическим последствиям. Прежде всего — проблему исключительно вредного воздействия на окружающую среду.

Необходимы комплексные меры по предотвращению, нейтрализации или хотя бы существенному сокращению тех негативных последствий, которые порождаются автомобилизацией общества. Одно из таких мероприятий – использование электромобилей в автотранспорте. Развитием электромобилей уже не один год занимаются ведущие мировые автомобильные концерны. В состав электромобилей входят химические источники тока – аккумуляторы. В настоящее время на мировом рынке химических источников питания наблюдается отчетливый сдвиг к использованию литиевых технологий.

Литиевые аккумуляторы имеют высокую удельную энергию. Перспективными катодными материалами для литиевых аккумуляторов являются соединения марганца, кобальта, ванадия и никеля,



способные обратимо интеркалировать ион лития и обладающие высокими электрохимическими параметрами. Наибольшее распространение получили оксиды кобальта и никеля, но интерес у исследователей по-прежнему вызывают оксиды ванадия. Они существенно дешевле и выгоднее для массового применения.

В стандартных Li-аккумуляторах применяется жидкий электролит, который весьма агрессивен по отношению к катоду и аноду. В процессе циклирования на поверхности литиевого анода образуется окисная пленка, что приводит к прекращению работы аккумулятора. Кроме того, в процессе эксплуатации на литии образуются дендриты. При их соприкосновении с катодом происходит короткое замыкание. Все это приводит к уменьшению срока хранения и ресурса работы. Это делает перспективным применение литиевых аккумуляторов на основе полимерных электролитов в качестве аккумуляторов для электромобилей. Важным их преимуществом перед имеющимися в настоящее время Ni-Cd - аккумуляторами является то, что Ni-Cd - аккумуляторы обеспечивают пробег только 60-150 километров, причем их вес составляет около 30% от веса автомобиля. Литиевые аккумуляторы должны обеспечить пробег 450 км при меньшей массе.

Предметом разработки является аккумулятор с анодом из металлического лития, металлоксидным катодом и твердополимерным электролитом (ТПЭ). Катод представляет собой смесь оксида металла с электропроводной добавкой и связующим, в качестве которого используется твердополимерный электролит с полисульфоном в качестве полимерного компонента - в данном аккумуляторе отсутствует жидкая фаза, т.е. он является твердо-фазным композиционным материалом. Синтезирован ряд полисульфонов, содержащих в своем составе вместо неполярных СН<sub>3</sub>- групп бисфенола СН<sub>3</sub>- группы. Разработан твердо-полимерный электролит, который обеспечивает обратимое циклирование металлического лития и обладает высокой проводимостью, механической прочностью в тонких пленках и хорошей адгезией к электродам.

Разработана оригинальная технология изготовления активной массы катода на основе литий-ванадиевой бронзы: механическая обработка композита оксид ванадия - гидроксид лития позволило создать упорядоченную, дефектную, нанодисперсную структуру, способную обратимо интеркалировать ион лития. Разработана технология изготовления твердофазных катодов, которая исключает использование жидкого электролита в его порах. Установлено, что существует оптимальное соотношение между компонентами твердофазного катода: необходимое содержание твердо-полимерного электролита не должно быть менее 10%. Показано, что использование пенографита позволяет улучшить характеристики катода: они обладают меньшей поляризацией и более высокой стабильностью в процессе заряда – разряда. Циклирование аккумулятора продолжалось на протяжении 100 циклов заряда-разряда при плотности разрядного тока 0.5 мА/см<sup>2</sup>. Емкость катодов достигала до 120 - 125 мАч/г. Испытания опытной партии твердофазных литиевых аккумуляторов показали, что они имеют преимущества по энергетическим характеристикам по сравнению с существующими аналогами с жидким электролитом.

**Довгаль Н.В. Бакатин Р.Ю.**

Московский автомобильно-дорожный институт (ГТУ)

### **Обеспечение экологической безопасности автомобиля через диагностику его технического состояния**

Практика показывает, что большое число автомобилей, движущихся ежедневно по улицам Москвы, являются нарушителем экологических требований по выбросам загрязняющих веществ с отработавшими газами. Поэтому необходимо предпринимать действенных мер по модернизации приборной базы и стендового оборудования для осуществления контроля, повышения квалификации персонала, осуществляющего контрольные функции.

В помощь диагносту предлагается специально разработанная функциональная модель поиска причин нарушения норм токсичности. Управление процессом поиска осуществляется с помощью критерия максимальной скорости получения достоверной информации о причинах отклонений нормированных показателей от действующих нормативных значений. Такая модель диагностирования может быть успешно использована в работе стационарных, диагностических и сервисных постов типа «АвтоЭкоЭкспресс».