



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

### ЧЕЛОВЕЧЕСКИЙ КАПИТАЛ — БАЗОВОЕ УСЛОВИЕ ФОРМИРОВАНИЯ ДОЛГОСРОЧНОГО УСТОЙЧИВОГО РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЕСТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ

Канд. экон. наук А.Ю. ПЛАТКО, О.А. САФРОНОВА

МГТУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23)

Человеческий капитал по праву считается главным фактором формирования и развития инновационной экономики и экономики знаний. Его рост необходим для повышения интеллектуального уровня производства, он расширяет горизонты восприятия у сотрудников и доводит уровень их мышления до комплексного осознания проблем, умения сочетать научные и творческие методы и подходы при решении производственно-экономических задач.

**Ключевые слова:** человеческий капитал, экономический потенциал, экономика знаний.

Platko A.Yu., Safronova O.A.

HUMAN CAPITAL — THE BASIC CONDITION FOR THE FORMATION  
OF LONG-TERM SUSTAINABLE DEVELOPMENT OF THE AUTOMOTIVE  
INDUSTRY

The human capital is considered to be the main factor in the formation and development of innovation economy and knowledge-based economy. The potential increase in human capital is necessary to enhance the intellectual level of production, it broadens the horizons of perception among the staff, and bring the level of thinking from a holistic understanding of the problems, to the ability to combine scientific and creative methods and approaches in dealing with industrial and economic problems.

**Keywords:** human capital, economic potential, the economy of knowledge.

В последние годы становится все более очевидным, что отечественное автомобилестроение с точки зрения конкурентоспособности — одна из наиболее уязвимых отраслей. Причем эта уязвимость связана не только с высокой наукоемкостью производства, сколько с отсутствием профильных специалистов высокой квалификации, способных справляться с ужесточившимися условиями экономической конъюнктуры. Или, как сейчас принято говорить, недоразвитостью человеческого капитала, т. е. совокупностью инвестиций в че-

ловека, повышающей его способность к труду, образования и профессиональных навыков. А ведь именно он, человеческий капитал, давно уже стал [1] главным фактором формирования и развития инновационной экономики и экономики знаний как следующего вышего этапа развития. Посмотрим, в чем тут дело.

Известно, что нужный уровень знаний и умений закладывается в человека при получении им высшего профессионального образования. Именно оно дает тот фундаментальный задел, который обеспечивает жизнеспособность организации, предприятия и т. д. на протяжении длительного периода времени.

Но чтобы обеспечить потенциальный рост человеческого капитала, необходимы программы повышения интеллектуального уровня специалиста, расширение горизонтов восприятия и доведения уровня его мышления до комплексного осознания задач, стоящих перед тем отделом, подразделением, организацией, предприятием, в котором он трудится, а также до умения сочетать научные и творческие методы и подходы при решении поставленных задач. Причем во всем этом объективно заинтересованы как работодатели, так и сами работники. Потому что грамотный в экономической области инженер, обладающий пространственно-экономическим мышлением, выгоден работодателю, поскольку может принимать решения, направленные на повышение прибыли. Но и работник получает, без сомнения, более широкие возможности и перспективы. Например, он может претендовать на продвижение по карьерной лестнице, имеет больше шансов при выборе вакансий (этот диапазон существенно расширяется, начиная с должности рядового механика и заканчивая уровнем среднего управленческого звена, т. е. должностью менеджера), возможна реализация и его предпринимательских способностей.

Иначе говоря, знание основ экономики дает возможность чувствовать себя не только защищенным при меняющейся экономической конъюнктуре, но и востребованным специалистом. Не случайно все боль-

ше студентов старших курсов автомобильных специальностей задумываются о получении второго высшего образования — экономического. И жалеют, что недооценивали значение этих необходимых в будущем дисциплин во время своего текущего обучения. Однако еще больше таких людей среди молодых инженеров.

Придя на производство после окончания вуза, они очень быстро начинают понимать всю важность экономического контекста нашей жизни. В частности, осваивая инженерные специальности, очень тяжело "переключаются" с технического языка на экономический.

Понимая сложившуюся ситуацию, следует акцентировать внимание на поиске пути ее изменения в лучшую сторону. И прежде всего — пути, помогающего студентам, которые обучаются на автомобильных специальностях, заинтересоваться и усвоить экономическую теорию на должном уровне. И это удалось.

Выполненный анализ показал, что один из очень действенных способов обучения — сопоставление известного с неизвестным (способ аналогий). Его суть сводится к следующему.

Во-первых, к тому, что преподаватель делает акцент на общие закономерности функционирования технических и экономических систем и прикладной характер экономической науки, на социально значимые нюансы, изучаемые экономические явления.

Во-вторых, — к установлению цикла коммуникации. Дело в том, что первое восприятие всегда самое яркое и именно оно "западает" в память. Поэтому точно найденное сопоставление заставляет студента обратить внимание на новый материал, фиксирует на нем свое внимание и ведет к дальнейшей его заинтересованности. Рекомендуется также повторять найденные ассоциации и аналогии с определенной периодичностью, так как частое повторение формирует устойчивое представление о процессе и подсознательно закладывает сведения об изучаемом объекте.

В-третьих, — к учету того, что эффективность усвоения будет выше, если использовать точные формулировки ассоциативных позиций.

В-четвертых, — к оценке преподавателем материала "со стороны", т. е. не с точки зрения авторской подачи (объема и сложности предлагаемого материала), а с точки зрения аудитории, на которую нацелена данная работа, потому что восприятие у студентов разных групп различно.

Возможна ли реализация этого способа в полном объеме? Опыт авторов показывает: вполне, ибо почти для любого экономического явления можно найти сопоставление в техническом мире. Более того, в языковом смысле эти явления часто переплетаются ("давление политической среды", "противоборствующая сила", "анализ прочности взаимосвязей" и т. д.).

Вот несколько наглядных сопоставительных примеров.

1. В разделе физики, посвященном изучению движущихся тел (динамика), работа — одно из ключевых понятий. Причем различают полезную работу ( $A_{\text{п}}$ ) и работу затраченную ( $A_{\text{з}}$ ), которая, наряду с полезной работой, включает в себя и "ненужные" виды работ, причем  $A_{\text{п}} < A_{\text{з}}$ . Отношение же  $A_{\text{п}}/A_{\text{з}}$  называют КПД [2].

Но в экономике есть и аналоги КПД. Например, понятие "рентабельность", отражающее эффективность, прибыльность предприятия и исчисляемое как соотношение результата к затратам.

2. Возьмем, далее, теорию механических колебаний. Инженеры под такими колебаниями понимают движения тел, повторяющиеся точно или приблизительно через одинаковые промежутки времени. Причем рассматриваются два вида обуславливающих их сил — внутренние (между телами внутри рассматриваемой системы тел) и внешние — действующие на них со стороны других тел, не входящих в эту систему. Самое простое сопоставление в данном случае — экономические циклы. Они, как и механические колебания, имеют приблизительно одинаковые промежутки между появлением (разница может быть только в их продолжительности) и могут быть вызваны как внешними, так и внутренними силами.

К тому же можно даже говорить о некотором сопоставлении затухающих механических колебаний и распространении экономических "волн". Механика: чем ближе к источнику распространения колебаний находится тело, тем сильнее его смещение от положения равновесия, и если прекращается воздействие, колебания с течением времени становятся все слабее. Экономика: самые сильные последствия кризисов будут наблюдать там, где они произошли, и меньше в странах, которые наиболее "экономически удалены", т. е. имеют ограниченные экономические отношения со страной, породившей кризис. Кроме того, влияние любого кризисного явления на экономику с течением времени ослабевает, переходя к неким новым движущим силам, которые в дальнейшем спровоцируют новую волну.

3. Следующее физическое понятие, которое может проиллюстрировать некоторые экономические явления, — давление. Физика трактует это понятие как физическую величину, равную отношению модуля силы, действующей перпендикулярно поверхности, к площади этой поверхности. Когда внешние силы воздействуют на твердые тела, то давление передается в направлении действия силы. Но совершенно иначе ведут себя жидкости и газы. Закон Паскаля гласит: все жидкости и газы передают производимое на них давление во все стороны одинаково. И чем меньше диаметр отверстия, тем выше давление и, соответственно, сила напора струи.

Практически так же общество реагирует на экономические сдвиги, государственное вмешательство и изменения во внешней политике. Например, при нестабильной экономической политике абсолютно все будут чувствовать результаты происходящих изменений, даже если они напрямую и не касаются какой-либо конкретной сферы. И это влияние будет тем сильнее, чем меньше субъект воздействия. (Общеизвестный факт: в период экономических потрясений прежде всего страдают малые предприятия и социально незащищенные слои населения — пенсионеры, инвалиды и т. д.).

4. Любопытным может стать анализ основных положений молекулярно-кинетической теории.

Например, малые частицы движутся хаотично, и при сближении двух атомов или молекул сначала преобладают силы притяжения. Но на некотором расстоянии между их центрами возникают силы отталкивания, которые возрастают и становятся по модулю равными силам притяжения.

Приблизительно так же ведут себя и фирмы в рыночных условиях: согласно постулатам теории А. Смита, рыночная экономика характеризуется свободным движением рабочей силы и торговлей землей, отменой правительственной регламентации функционирования промышленности и внутренней торговли, а также свободой внешней торговли. Другими словами, движение экономических субъектов достаточно хаотично (если не учитывать влияния государственного регулирования). Но при этом между экономическими субъектами возникают, вследствие деловой необходимости, силы притяжения и отталкивания.

5. В рамках более глубокого анализа молекулярно-кинетической теории можно обратиться к сложным физическим явлениям — таким, как движение воздушных потоков и процессы конвекции-диффузии, которые могут характеризовать, к примеру, распространение вредных примесей в атмосфере. Подобные процессы инженеры описали бы с помощью системы уравнений Навье-Стокса, уравнений неразрывности для ветровых полей и уравнения конвекции-диффузии при распространении газовых примесей [3]. Кроме того, было бы использовано пространственное моделирование и дифференциальное исчисление.

Диффузия в экономике тоже имеет место. Это распространение технических новшеств, новых технологий среди компаний и фирм [4]. Соответственно, можно говорить и о конвекционной составляющей экономических явлений, т. е. о тех мерах, которые имеют распространение в обществе и оказывают косвенное потенциальное влияние на заданную организацию. Если определить критерии влияния распространения конвекции-диффузии на предприятиях какой-либо области, то можно говорить о тесноте взаимодействия предприятий, объединенных, например, в горизонтально интегрированную структуру.

Примеры можно продолжить. Но и так ясно, что способ сопоставлений с методической точки зрения — очень мощный инструмент обучения. Но при его использовании нельзя забывать об особенностях восприятия информации у людей. Ведь не секрет, что все понимают, запоминают и мыслят совершенно по-разному. Поэтому необходима, так сказать, индивидуальная корректировка обучающего процесса, — такая, при которой он делается не только емким и насыщенным, но и, что немаловажно, интересным и доступным для понимания всех студентов-автомобилистов. А это возможно только при учете того, к какому типу восприятия окружающего мира относится конкретный студент. Таких типов, как известно, четыре. Это, во-первых, аудиалы — люди, воспринимающие большую часть информации посредством органа слуха. В своей речи они употребляют слова, связанные, в основном, со зрением ("смотреть", "наблюдать", "картина", "на первый взгляд", "яркий", "красочный", "как видите" и т. д.).

Во-вторых, аудиалы — те, кто получает информацию через слуховой канал. Для них характерно употребление слов, связанных со слуховым восприятием, — "голос", "послушайте", "обсуждать", "молчаливый", "громкий", "тишина" и т. д. В-третьих, кинестетики — люди, воспринимающие большую часть информации через осязание, обоняние и ощущения. Их словарь включает слова, описывающие чувства или движения, — "схватить", "мягкий", "теплый", "прикосновение", "гибкий", "хороший" и т. д. В-четвертых, дискреты. У них восприятие информации происходит главным образом через логическое осмысление, с помощью цифр, знаков, логических доводов. Эта категория самая немногочисленная среди людей.

Так как же распознать у человека ведущий канал восприятия? Понятно, что один из основных методов — наблюдение, однако на него требуется время, которого обычно недостаточно. Поэтому лучше всего воспользоваться специальными тестами, ответы на которые позволят быстро и гарантированно выявить индивидуальность каждого студента. И тогда, зная, каким образом учащийся воспринимает информацию, можно во время занятий представлять материал, используя все каналы восприятия, чтобы каждый получил шанс усвоить хотя бы часть этого материала.

Экономическая наука очень многогранна по своей сути, она проникает во все сферы жизнедеятельности человека: политику, производство, науку, образование и др. Но, как можно убедиться из приведенных выше примеров, и физические явления затрагивают различные стороны естествознания. При этом у студентов технических специальностей подобное освоение материала не должно переходить в диаметрально противоположное восприятие различных областей знания и приводить к психологическому травмированию при освоении большого объема неспецифической информации.

Таким образом, при подготовке студентов, обучающихся на автомобильных специальностях, важно привить им элементы экономического мышления прежде всего посредством освоения экономической теории. Достигается эта цель с помощью ассоциативной подачи материала, многократности повторения и выделения особенностей восприятия у групп слушателей. Сводя воедино эти три постулата, можно добиться более высоких результатов в освоении экономических дисциплин, которые создадут базу для индивидуального роста будущего инженера, позволят ему овладеть жизненно важными экономическими знаниями, а также будут востребованы в рамках развития интеллектуального потенциала автомобильной отрасли.

## Литература

1. [http://ru.wikipedia.org/wiki/Человеческий капитал](http://ru.wikipedia.org/wiki/Человеческий_капитал).
2. Кабардин О.Ф. Физика. Справочные материалы. Учебное пособие для учащихся. — М.: Просвещение, 1985. С. 359.
3. Гадельшин В.К., Любомищенко Д.С., Сухинов А.И. Математическое моделирование распространения вредных выбросов от автотранспортных средств методом контрольного объема. Известия МГТУ "МАМИ". № 2 (8). 2009. С. 317.
4. Райзберг Б.А., Лозовский Л.Ш., Стародубцева Е.Б. Современный экономический словарь. — М.: Инфра-М, 2003. С. 480.

# МОДЕЛЬ УПРАВЛЕНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬЮ АВТОМОБИЛЕЙ

В.П. КРЫЛОВ

ОАО "Мотовилихинские заводы" (342. 260-74-31)

*Рассматривается модель, которая позволяет учитывать интересы потребителей и минимизировать затраты изготовителя при выборе технических и организационных решений.*

**Ключевые слова:** конкурентоспособность, модель, управление, потребитель, автомобиль.

Krylov V.P.

## MODEL OF MANAGEMENT OF PRODUCTION COMPETITIVE VEHICLES

*The model, which allow take stock of interests of users and observance and cost minimization while making decision.*

**Keywords:** competitive, model, management, observance, vehicle.

Глобальный экономический кризис резко отрицательно сказался на экономике нашей страны. В том числе (и, может быть, даже особенно) на производстве легковых автомобилей. Поэтому и было принято довольно много правительственных решений по развитию автомобильной промышленности. Но большинство из них, как показывает действительность, пока не сработали. К сожалению, ни отечественные автомобили, ни, особенно, их комплектующие так и не доведены до уровня мировых стандартов. И здесь, думается, довольно злую шутку сыграло несовершенство знаний оте-

чественных управленцев всех уровней о простейших для зарубежной экономики вещах. Прежде всего, о показателях качества продукции.

Чтобы восполнить этот пробел, автор статьи, проанализировав за период с 2001 по 2003 гг. результаты работы ОАО "ИжАвто", выпускающего автомобили среднего класса, составил математическую модель его деятельности. С тем, чтобы понять причины того тупика, в который попало производство легковых автомобилей данного класса, и тем самым наметить пути выхода из него.

С этой целью он в первую очередь изучил факторы, влияющие на кон-

курентоспособность автомобилей среднего класса. Таких факторов оказалось шесть: состояние рынка конкурентов и технические характеристики их лучших автомобилей; условия кредитования населения банками; цена и себестоимость автомобилей, определяющие экономические показатели их характеристик; удовлетворенность потребителей; их платежеспособность; технические характеристики автомобилей, степень требований к ним со стороны государственных и международных организаций с учетом технологических возможностей производства. Все это в виде математической зависимости можно выразить в виде формулы № 1 (см. таблицу).

Для реализации этой зависимости автор провел функциональную, компонентную и структурную поэлементную декомпозицию конкурентоспособности производства автомобилей среднего класса и получил схему, приведенную на рис. 1. Она подробно отражает функциональную связь элементов системы и указывает информационные поля, формирующие эти элементы.

Затем была построена структурно-логическая модель управления конкурентоспособностью производ-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$K_{\text{кк}} = f(\Pi_{\text{k}}, K_{\text{tt}}, K_{\text{n}}, C_{\text{a}}, A_{\text{p}}, N_{\text{k}}, \Pi_{ia})$	$\Pi_{\text{k}}$ — средневзвешенная цена аналогичных автомобилей, выпускаемых фирмами-конкурентами; $K_{\text{tt}}$ — комплексный показатель, характеризующий технические показатели автомобиля с позиций $i$ -й группы населения; $K_{\text{n}}$ — комплексный показатель удовлетворенности потребителей; $C_{\text{a}}$ — стоимость модели автомобиля при заданном $K_{\text{tt}}$ ; $A_{\text{p}}$ — потребность рынка в автомобилях; $N_{\text{k}}$ — число автомобилей, производимых фирмами-конкурентами; $\Pi_{ia}$ — предельно возможная для $i$ -й группы населения цена автомобиля
2	$L(x) = c_1x_1 + c_2x_2 + c_3x_3 + c_4x_4 + c_5x_5 \rightarrow \min$	$c_{1-5}$ — коэффициенты весомости стоимостных составляющих; $x_1$ — удовлетворенность потребителей; $x_2$ — сохранение технического уровня модели; $x_3$ — противоборство конкурентам на рынке; $x_4$ — требования при сертификации модели; $x_5$ — рассчитываемая прибыль; $n$ — место фактора в модели
3	$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + a_{14}x_4 + a_{15}x_5 \geq b_1;$ $a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + a_{23}x_3 + a_{24}x_4 + a_{25}x_5 \geq b_2;$ $a_{31}x_1 + a_{32}x_2 + a_{33}x_3 + a_{34}x_4 + a_{35}x_5 \geq b_3;$ $a_{41}x_1 + a_{42}x_2 + a_{43}x_3 + a_{44}x_4 + a_{45}x_5 \geq b_4;$ $a_{51}x_1 + a_{52}x_2 + a_{53}x_3 + a_{54}x_4 + a_{55}x_5 \geq b_5;$	$b_1$ — затраты на изготовление одного автомобиля, рассчитываемые исходя из объема производства, определяемого условиями рынка; $b_2$ — средневзвешенная цена автомобилей-конкурентов; $b_3$ — предельно возможная для потребителей $i$ -й группы цена модели; $b_4$ — предельно допустимые затраты для выполнения требований обязательной сертификации; $b_5$ — норма прибыли, обеспечивающая развитие производства
4	$c_1 = \frac{K_{\text{n}}}{K_{\text{no}}}; c_2 = \frac{\Pi_{\text{D},i}}{\Pi_{\text{D},0}}; c_3 = \frac{K_{\text{Tu}}}{K_{\text{Tu},0}};$ $c_4 = \frac{K_{\text{CTO}}}{K_{\text{CTO},0}}; c_5 = \frac{K_{\text{Pri}}}{K_{\text{Pro}}}$	$K_{\text{no}}, \Pi_{\text{D},0}, K_{\text{Tu},0}, K_{\text{CTO},0}, K_{\text{Pro}}$ — соответственно показатели удовлетворенности потребителей; технических требований, предъявляемых покупателем в данном сегменте рынка; технического уровня продукции фирм-конкурентов; обязательных сертификационных требований; нормы прибыли, принятые для базовой модели; $K_{\text{n}}, \Pi_{\text{D},i}, K_{\text{Tu}}, K_{\text{CTO}}, K_{\text{Pri}}$ — то же для новой модели

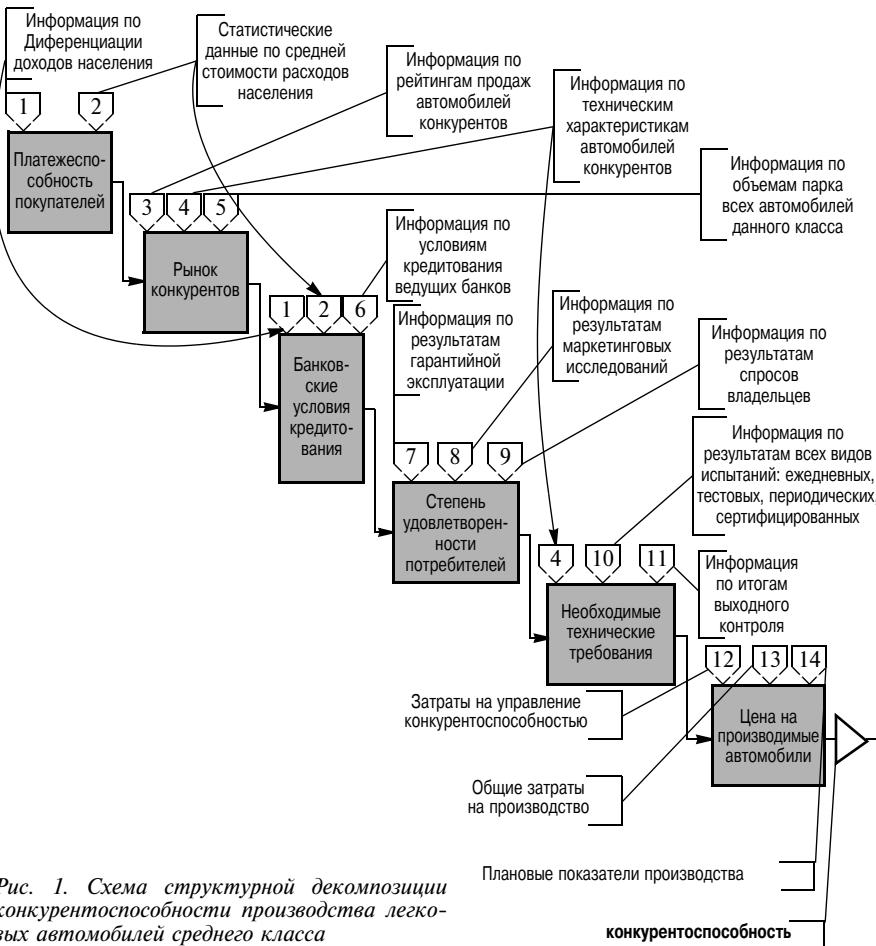


Рис. 1. Схема структурной декомпозиции конкурентоспособности производства легковых автомобилей среднего класса

ства автомобилей среднего класса (рис. 2). В ней система регулирования конкурентоспособности представлена в виде блока управления, включающего пять этапов цикла управления. А именно: сбор и предварительная обработка исходных данных, определяющих конкурентоспособность; расчет показателей, характеризующих факторы влияния; анализ полученных результатов; определение решения для стабилизации состояния производства на рассчитываемом уровне; проверка эффективности принятых решений по информации о состоянии объекта управления и введение необходимых корректировок.

Один из самых сложных перечисленных этапов — сбор и предварительная обработка исходных данных. Он осуществляется на основе массивов информации, в которые входят 13 ее видов. В том числе информация о: доходности населения, получаемая из официальных источников; средних его расходах, потребительских корзинах; рейтингах про-

даж автомобилей среднего класса (на электронных сайтах и в периодической печати); технических характеристиках автомобилей (их можно найти в периодической печати, каталогах, маркетинговых местах, на автомобильных сайтах и т. д.); составе парка автомобилей, находящихся в эксплуатации у населения (в официальных источниках и периодической печати); условиях кредитования (на сайтах ведущих банков); результатах гарантийной эксплуатации (получаются при обработке рекламационных актов); маркетинговых исследованиях, постоянных опросах покупателей; ежедневных окончательных испытаниях и контроле каждого автомобиля (получают ее с помощью специальной программной системы), а также периодических и сертификационных испытаниях; результатах расчета затрат на управление конкурентоспособностью, текущих затратах на производство продукции и текущих плановых показателях производства.

Проанализировав все перечисленное, автор пришел к выводу: исходя из функциональной модели (см. формулу № 1) и построенной структурно-логической модели (см. рис. 2),



Рис. 2. Структурно-логическая модель управления конкурентоспособностью производства легковых автомобилей среднего класса

можно считать, что основной показатель  $L(x)$  конкурентоспособности в среде потребителей со средним доходом — цена автомобиля. Она представляет собой линейную функцию от элементов, представляющих собой остальные рассмотренные ранее факторы влияния (формула № 2).

Однако нужно иметь в виду, что данная зависимость имеет ограничения (формулы № 3), естественно вытекающие из ее "физического смысла".

В формуле № 2 неизвестными величинами являются затраты  $x_1, x_2, x_3, x_4$  на производство и прибыль  $x_5$ . Коэффициенты же  $c_{1-5}$  весомости на единицу стоимостных составляющих показателей — величины постоянные, зависящие от технического уровня производства. Устанавливаются они расчетом по предыдущему периоду работы.

Решение модели, очевидно, сводится к поиску минимально допустимой для конкретной группы покупателей цены модели и определению допустимых затрат по выделенным направлениям. То есть это задача оптимизации, отыскания экстремального значения линейной функции  $L(x)$ .

Причем для расчета коэффициентов  $c$  были использованы показатели качества автомобилей (формулы № 4).

Для решения такого вида задач линейного программирования автор использовал программный продукт возможностей табличного редактора "Microsoft Excel". Естественно, с применением известных инструментов воздействия на дефекты на основе таких методов, как статистический анализ, анализ Парето, причинно-следственная диаграмма Исиакавы.

Результат выполненной работы показывает, что общая дефектность автомобилей "ИжАвто", например,

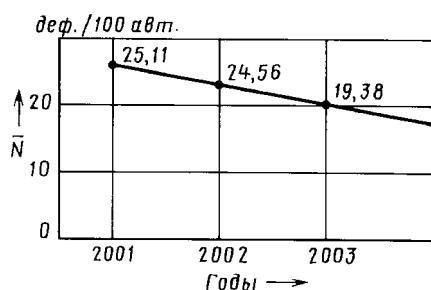


Рис. 3. Динамика изменения дефектности автомобилей "ИжАвто" в гарантийный период их эксплуатации

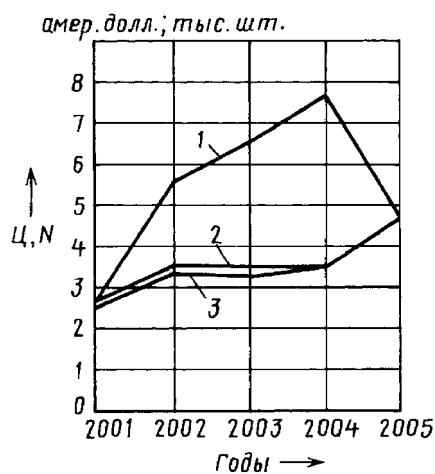


Рис. 4. График проверки адекватности математической модели:

1 — объем выпуска; 2 — среднезаводская реальная цена; 3 — расчетная цена

по итогам гарантийной эксплуатации в 2003 г., была, по сравнению с 2001 и 2002 гг., значительно снижена (рис. 3). Так, если в 2000 г. на 100 автомобилей приходилось 25,11 дефектов, то в 2004 г. — 19,38, т. е. на 23 % меньше.

Одним из критериев для принятия технико-организационных мероприятий послужила экономическая эффективность решения по устранению того или иного дефекта — следствие применения разработан-

ной модели. Результат проверки адекватности представлен на рис. 4.

Порядок принятия решений определяется системой менеджмента качества или другими процедурами предприятия в зависимости от значимости проблемы и условий, необходимых для ее выполнения. Разработанная в "ИжАвто" система основывается на методах системного анализа, что позволяет стабилизировать показатели качества путем изучения факторов влияния и управления ими. Показатели качества, конкурентоспособности и, главное, мнение потребителя — часть модели. Эти свойства служат отличительной чертой системы, дают возможность определять приоритеты и направления разработки и принятия корректирующих действий, решая основную задачу — изготовление автомобилей заданного качества для выбранного сегмента потребительского рынка.

Принципы действия модели основаны на оптимизации и строгой направленности затрат, что в целом ведет к экономии средств в особо затратном производстве, к которому относится автомобильное строение. Кроме того, полученный опыт, основанный на научно обоснованном подходе к решению проблем конкурентоспособности автомобилей среднего класса, позволяет применять разработанные методы в экономически нестабильной ситуации. В частности, прогнозировать развитие технических и экономических параметров автомобилей среднего класса для выбранного сегмента потребительского рынка. И это очень важно. Ведь производство этих автомобилей в России значительно увеличилось и продолжает расти. Более того, недорогой автомобиль для широкого потребления стал неотъемлемой частью линейки моделей ведущих мировых фирм-производителей.

## ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией  
быстрее и удобнее с помощью электронной почты.  
Наш адрес: [avtoprom@mashin.ru](mailto:avtoprom@mashin.ru); [avtoprom@aport.ru](mailto:avtoprom@aport.ru)



-факты

ОАО «АСМ-холдинг», Объединение автопроизводителей России и Комитет по предпринимательству в автомобильной сфере ТПП РФ провели в декабре 2010 г. XIX Международную автомобильную конференцию «Итоги работы автомобильной промышленности России в 2010 году. Новые тенденции развития». В ее работе приняли участие более 160 приглашенных специалистов, в числе которых — не только представители известных зарубежных и российских консалтинговых компаний, имеющих интересы в автомобильной сфере, но и ведущие российские и зарубежные производители автомобильной техники, автокомпонентов.

Так, с докладами выступили: А.Л. Рахманов, директор Департамента автомобильной промышленности и сельскохозяйственного машиностроения Минпромторга РФ; О.В. Савченко, депутат Госдумы РФ, заместитель председателя Экспертного совета по вопросам автопрома при Комитете Госдумы по промышленности; С.В. Конченов, руководитель группы экспертов Всено- научного комитета Генштаба ВС РФ; О.В. Голобокова, заместитель министра экономического развития Калужской области; Стенли Рут (PWC); И. Бончев («Эрнест и Янг Б.В.»); С. Бургасиев («Фрост энд Салливан»); С. Ю. Целиков (ООО «Автостат»); И.Б. Титов (ОАО «Автофрамос»); В.Л. Статико (НП «Национальная газомоторная ассоциация»); А. Н. Прохоров (ОАО «АвтоВАЗ»); А.А. Арутюнян (ОАО «КамАЗ»); А.В. Жарков (ООО «Автомобильный завод ГАЗ»); А.А. Хомчик (ОАО «ГАЗЛК»); А.В. Мелехин (ОАО «Автоспецоборудование»); В.В. Михайловский (НП «ЦСУ АТ «Респект»); В.Н. Каминский (ЗАО «НПО «Турботехника»).

Среди выступлений, посвященных **новым тенденциям российского и мирового автомобильных рынков** нельзя не выделить доклад, подготовленный специалистами консалтинговой фирмы «Прайс-уотерхаус Куперс» (PWC). В нем был представлен развернутый обзор мирового автомобильного рынка в различных сегментах, а также прогнозы его развития в России. В частности, рост мирового производства автомобилей ожидается в 2010 году на уровне 19% (по сравнению с 2009 г.). Во многом это связано с продолжающимся ростом спроса в Китае и Индии, одновременно с восстановлением продаж в США, после рекордно низких показателей 2009 г. Вос-

становление спроса на автомобили в ЕС несколько замедлилось из-за завершения действия многочисленных схем утилизации.

В отношении российского автомобильного рынка, в докладе делаются следующие оптимистические выводы. В 2010 году рынок, покажет рост около 30 % в количественном выражении по сравнению с 2009 годом, главным образом благодаря различным стимулирующим мерам Правительства, началу роста потребительского спроса во второй половине года, а также более доступному автокредитованию по привлекательным ставкам. Возросший спрос и эффект импортозамещения уже привели к существенному увеличению объемов сборки иностранных брендов внутри России, а инвестиционные планы зарубежных производителей и новые инициативы Правительства в отношении соглашений о промышленной сборке будут продолжать стимулировать рост их производства. В среднесрочной перспективе Россия будет одним из локомотивов роста мирового производства автомобилей. Этот рост может обеспечить критическую массу производства, необходимую для развития современной отрасли производства компонентов в России. Эти тенденции являются ключом к долгосрочному устойчивому развитию автомобильной промышленности в России и, как следствие, созданию миллионов квалифицированных рабочих мест.

Ряд презентационных выступлений был посвящен перспективам **развития ведущих отечественных автомобильных компаний**. В частности, в Программе развития ОАО «АВТОВАЗ» до 2020 года прогнозируется восстановление объема годового рынка легковых автомобилей до 3,6 млн шт. Программа развития детализирована по всем элементам стратегии: продукция, техническое развитие, производство, закупки и продажи, персонал, качество, инвестиции и прибыль.

В качестве примера была приведена структура одного из основных элементов стратегии — «Процессия». Модернизация продуктового портфеля ВАЗа осуществляется в 3 этапа.

1. «Выживание и улучшение качества для сохранения лидирующих позиций» (2010–2013), когда приоритетными объявлены два проекта: «2190» — новый «бюджетный» автомобиль и «RF90» — первый ВАЗ на платформе ВО в сегментах MPV-В и CDV

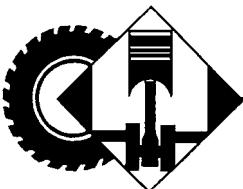
2. «Экспансия в новые сегменты» (2014–2017): запуск производства автомобиля «ВМ-Хэтч» и его внедорожной версии «В-Кросс»; выход в верхнюю часть бюджетного ценового диапазона сегмента С; замена семейства «Приора»; усиление позиций в сегменте внедорожников с запуском производства моделей 4×4 и кроссовера класса С.

3. «Поддержание лидирующих позиций» (2018–2020): разработка новых моделей, выпускаемых на рынок после 2020 г., а также фейслифтинг моделей, запущенных в фазах «Выживание» и «Экспансия».

Весьма актуальными были доклады, посвященные проблемам развития производства в России **силовых агрегаторов и автокомпонентов** мирового уровня. В частности, интересен опыт инжиниринговой и маркетинговой компании НПО «Турботехника» и производственной фирмы ЗАО «Турбокомплект» (г. Протвино, Московской обл.) по организации производства эффективных и надежных турбокомпрессоров (агрегатов наддува), теплообменников, систем рециркуляции отработавших газов, насосных агрегатов, подтверждающий преимущества отработанных схем стратегического партнера по локализации автокомпонентов как для иностранных, так и российских компаний. По мнению руководства НПО «Турботехника» привлечение отечественных производителей для осуществления локализации автокомпонентов имеет ряд неоспоримых преимуществ. И в первую очередь такие очевидные, как — налоговые льготы и конкурентоспособные цены; получение больших прибыли и более низкая цена техники; дополнительные рабочие места и рост экономики.

Среди выступлений, посвященных **организационно-экономическим аспектам развития отрасли** (росту продаж, повышению конкурентоспособности и эффективности выпускаемой автомобильной техники и комплектующих), следует отметить представленный НГМА и ОАО «Газпром» прогноз потребления газовых видов моторного топлива в РФ в общем балансе на период до 2030 года (в зависимости от роста автомобильного парка РФ). По мнению докладчиков, к 2030 году годовой объем потребления сжиженного углеводородного газа (СУГ) может достигнуть 4,3 млн. т., а природного газа (КПГ) — на уровне 3,3 млн. т. (4,5 млрд м<sup>3</sup>) — примерно по 3 % в общем балансе автомобильного моторного топлива. При этом, выпуск газовых автомобилей на автозаводах России должен выйти на годовой уровень 10–20 тыс. в 2012 году, до 50 тыс. шт. в 2017–2019 году и до 100 тыс. шт. в 2022–2023 годах. В докладе приведены комплексные меры по стимулированию роста потребления газа в качестве моторного топлива на транспорте в РФ (принятые во исполнение поручений Председателя Правительства В.В. Путина по итогам совещания в Н. Уренгое 11 ноября 2010 года).

Более подробную информацию по докладам и сообщениям, представленным на конференциях, можно получить в ОАО «АСМ-холдинг». По материалам конференции будет подготовлен сборник докладов.



## КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.331.5

### КАРТ ДЛЯ РЕАБИЛИТАЦИИ ИНВАЛИДОВ-КОЛЯСЧНИКОВ

Р.И. АЛЬМЕЕВ, кандидаты техн. наук А.Д. ЦОЙ, Л.Ф. РОДИОНОВ и А.А. УЮТОВ,  
И.А. ГАЛКИН

Сызранский филиал ВПО "Самарский ГТУ" (846. 98-70-60)

*Разработана конструкция карты, адаптированного для использования людьми с ограниченными возможностями движения.*

**Ключевые слова:** автоспорт, карт, инвалиды, ограниченные возможности, социальная адаптация, система управления, дистанционное торможение.

Almeev R.I., Tsoi A.D., Rodionov L.F., Uyutov A.A., Galkin I.A.  
KART FOR REHABILITATION OF PEOPLE WITH RESTRICTED CAPABILITIES

*The go-kart adapted for use by people with restricted capabilities of motion was designed.*

**Keywords:** autosport, go-kart, disabled persons, restricted capabilities, social adaptation, control system, remote braking.

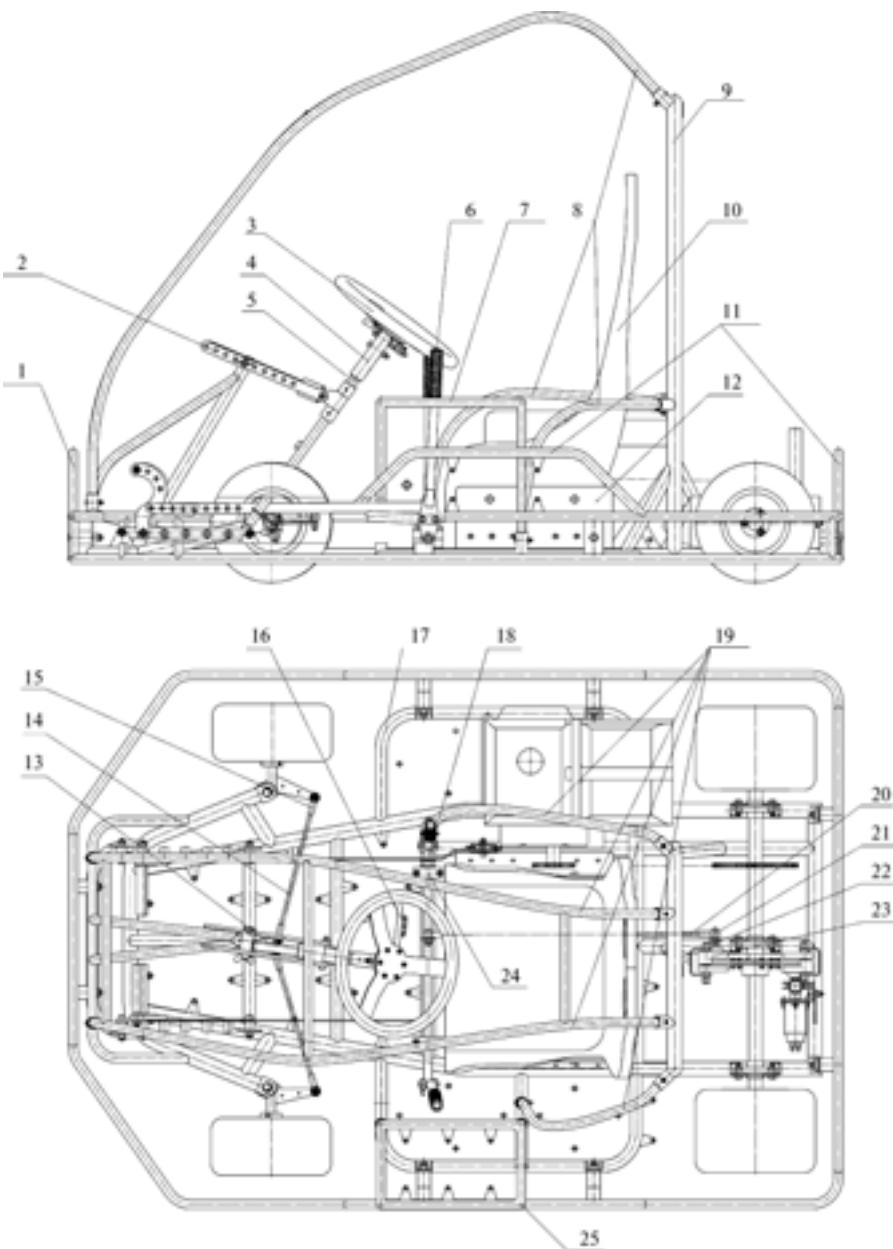
Спорт, в чем еще раз убеждают результаты зимней паралимпиады 2010 г. в Ванкувере, один из наиболее мощных инструментов реабилитации инвалидов. Но вот автомобильный спорт для инвалидов-колясоч-

ников, к сожалению, пока недоступен: у нас в стране (да и не только у нас) нет серийного производства специальных картов.

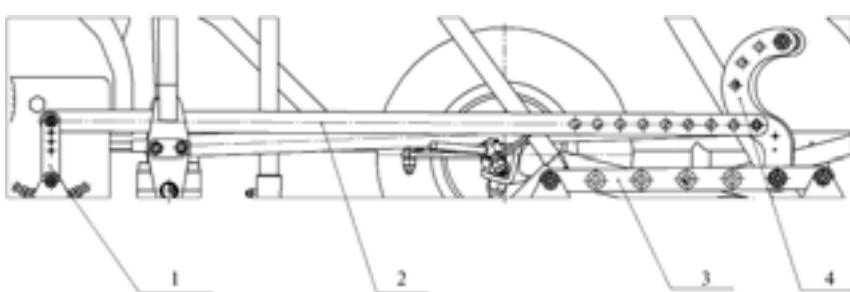
Чтобы заполнить этот пробел, специалисты Сызранского филиала

Самарского ГТУ спроектировали, изготовили и испытали модификацию карты, приспособленного именно для таких людей. Причем приспособленных не для одной какой-то группы, а практически для всех инвалидов-колясочников. Основная особенность новой конструкции — наличие адаптивной системы управления, что позволяет использовать карт как здоровым людям, так и людям с физическими отклонениями. Примечательно то, что эта система может быть ручной, ножной и комбинированной.

Кроме того, у нового карты есть, по сравнению с обычными гоночными и прокатными картами, и другие достоинства — более высокие эргономические показатели и эксплуатационная безопасность, а также гибкая система настроек, что да-



*Рис. 1. Конструктивная схема карта для инвалидов-колясочников:*  
1 — защитная дуга; 2 — кронштейн с отверстиями; 3 — рулевое колесо; 4 — ступица; 5 — рулевой вал; 6 — тормозной рычаг; 7 и 25 — опоры; 8 — поручень; 9 и 11 — дуги безопасности; 10 — сиденье; 12 — кронштейн для продольного перемещения сиденья; 13 — сошка; 14 — рулевая тяга; 15 — наконечник рулевой тяги; 16 — ручка привода дроссельной заслонки; 17 — рама; 18 — ось тормозного привода; 19 — поручень; 20 — тяга; 21 — шарнир; 22 — рычаг; 23 — тормозной механизм; 24 — фторопластовая опора



*Рис. 2. Схема привода ножного тормоза:*  
1 — рычаг; 2 — тяга; 3 — пластина; 4 — педаль

ет возможность ездить на нем инвалидам различного пола, возраста и роста.

Нельзя не отметить и то, что конструктивные изменения, внесенные в обычные карты, не отличаются большой технологической сложностью, а значит, не сильно их удороажают.

Система управления новым картом включает (рис. 1) механизм рулевого управления и приводы дроссельной заслонки и тормозного механизма. В свою очередь, в состав механизма рулевого управления входят серийное рулевое колесо 3, ступица 4, рулевой вал 5, сошки 13, рулевые тяги 14 и наконечники 15.

Управление разгоном карта может осуществляться ручным или ножным способом. В первом случае привод дроссельной заслонки тросовый, его ручка 16 располагается под рулевым колесом. Слева или справа от рулевой колонки. Во втором — привод жесткий, состоящий (рис. 2) из двух (левой и правой) педалей 4, тяги 2 и рычага 1. Педали закреплены на пластине 3, которая приварена (см. рис. 1) к раме 17, имеющей ряд отверстий для изменения положения педального узла.

Привод тормозной системы также адаптирован под "ручное" управление. Он состоит (см. рис. 1) из тормозных рычагов 6, присоединяемых к оси 18, тяги 20 и рычага 22 тормозного механизма. При этом ось представляет собой трубу с приваренными к ней рычагами, устанавливаемую на раме перед сиденьем 10 водителя во фторопластовых опорах 24. Крайние рычаги обеспечивают привод тормозного механизма с помощью тормозных педалей, средний служит для передачи усилия на тормозной механизм 23 через тяги 20 и шарниры 21.

В конструкцию серийного карта внесены и некоторые другие изменения. В частности, спортивное сиденье 10 получило хорошую боковую поддержку, а кронштейны 12, установленные на раме, дают возможность его перемещения вдоль продольной оси карта; съемные специальные поручни 19, расположенные по бокам сиденья, и опора 25 обеспечивают удобство посадки инвалида; регулируемые тормозные

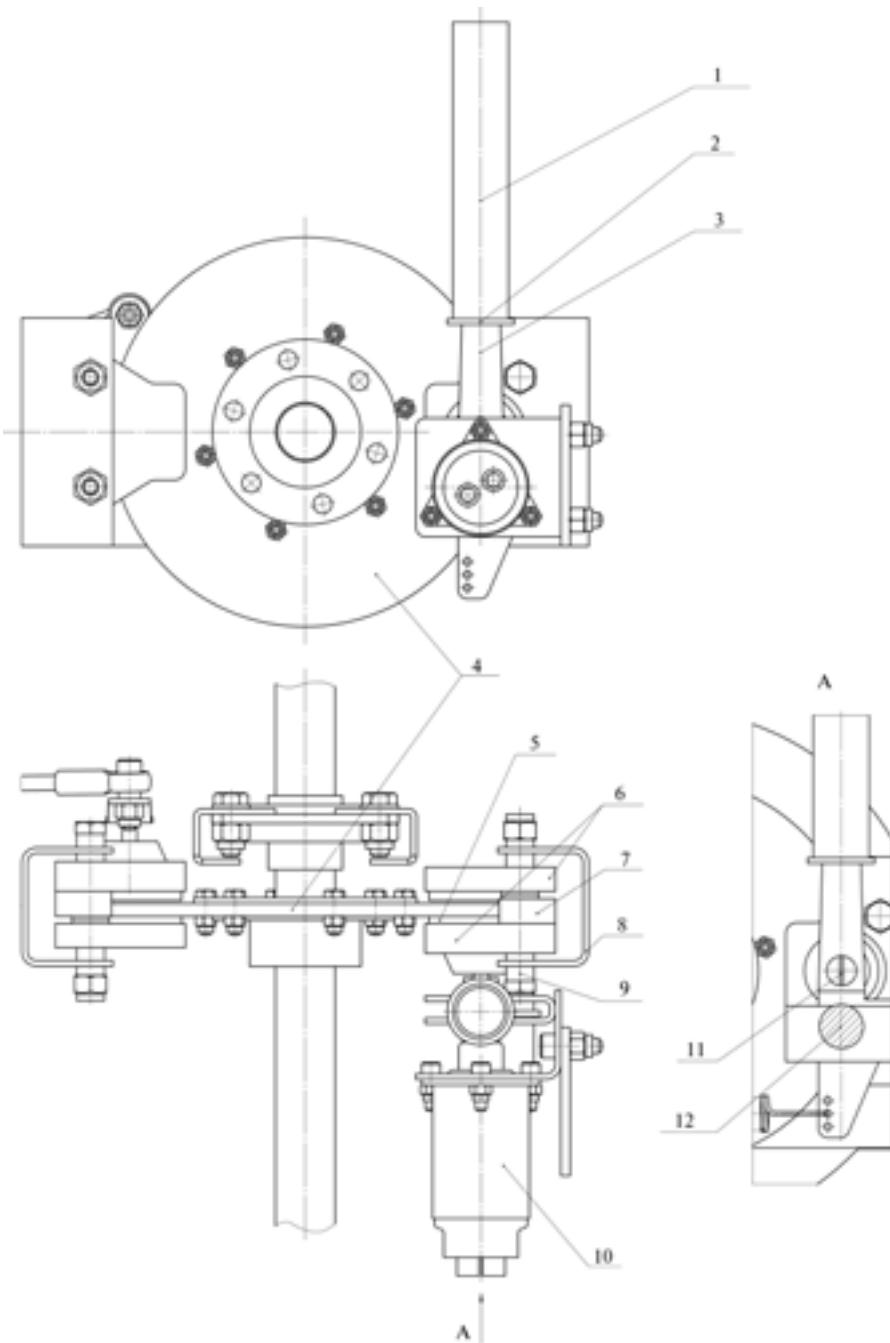


Рис. 3. Схема дистанционного останова карта:

1 — рукоять аварийного тормоза; 2 — новый рычаг; 3 — штатный рычаг; 4 — тормозной диск; 5 — тормозная колодка; 6 — пластина суппорта; 7 — суппорт; 8 — кронштейн; 9 — болт; 10 — втягивающее реле; 11 — многозаходный винт; 12 — конический штифт

педали и рулевая колонка (ее перемещения обеспечиваются за счет кронштейна 2, имеющего несколько отверстий для изменения положения руля по высоте и удлиненную ступицу 4 для изменения вылета рулевого колеса) позволяют "подготовить" систему управления картом под конкретного пользователя.

Особенно тщательно специалисты проработали вопросы, связанные с пассивной безопасностью карта. Так, его сиденье оснащено крепящимися в четырех точках ремнями безопасности с одним замком и плечевыми накладками. Предусмотрено две дуги безопасности, первая из которых (9), приваренная к

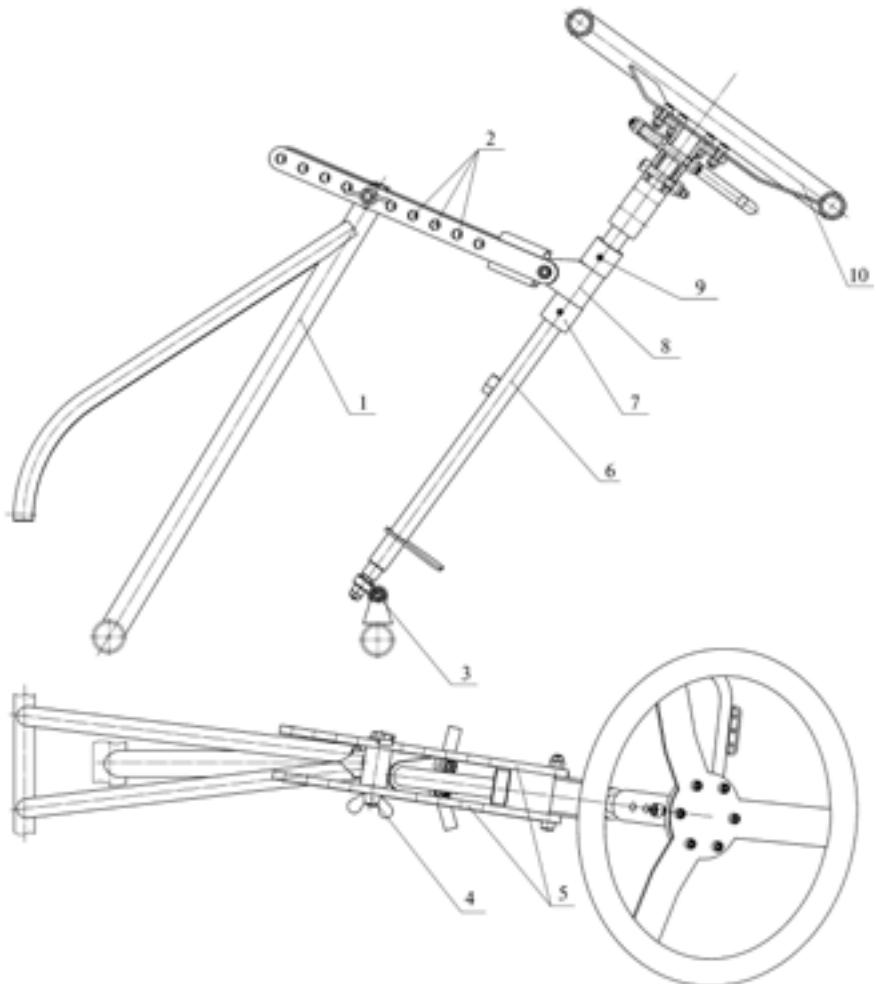
раме, надежно защищает водителя в случае опрокидывания карта, а вторая (1), приваренная к отбойнику спереди, сзади и по бокам, — при наезде сзади, лобовом и боковых столкновениях. Кожухи, устанавливаемые на цепную передачу в районе задней оси, дают защиту от вращающихся элементов конструкции; той же цели служат и ложементы для ног водителя с боковыми упорами и фиксирующими ремнями.

Очень важную роль играет также система дистанционной остановки карта, управляет которой инструктор. Она включает (рис. 3) находящийся у инструктора пульт дистанционного управления (на рисунке не показан), втягивающее реле 10, рычаг 2 привода, пружину (на рисунке не показана), суппорт 7 аварийного тормозного механизма, устанавливаемый на кронштейне 8 в задней части тормозного диска 4.

Суппорт состоит из двух пластин 6, скрепляемых болтами 9. В одну из них входит многозаходный винт 11, который одним концом упирается в тормозную колодку 5, а вторым соединен с рычагом привода.

В расторможенном состоянии тормозного механизма рычаг 2 фиксируется с помощью конического штифта 12, приваренного к наконечнику якоря втягивающего реле (применяется реле стартера заднеприводных автомобилей ВАЗ). При подаче сигнала с пульта дистанционного управления на обмотки втягивающего реле подается напряжение от бортового аккумулятора и штифт 12 выходит из отверстия в рычаге, который поворачивается за счет усилия пружины, закрепленной на дуге безопасности, поворачивает многозаходный винт 11 суппорта 7 и карт тормозится до полной остановки. Затем рычаг аварийного тормозного механизма (штатный рычаг 3 и приваренная к нему рукоять 1 с пластмассовой накладкой) отводится вручную и фиксируется в исходном положении. С пульта дистанционного управления одновременно с включением тормозов отключается зажигание в двигателе, что сокращает время останова карта.

Но наибольшей доработке подверглась конструкция рулевой ко-



*Rис. 4. Новая рулевая колонка карта:*

1 — опора; 2 — отверстия, позволяющие изменять высоту колонки; 3 — подвижное шарнирное соединение; 4 — болт; 5 — пластины; 6 — рулевая колонка; 7 и 9 — фиксирующие втулки; 8 — втулка; 10 — рулевое колесо

УДК 621.43-44

## ВОЛНОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЕ

П.В. КУРМАНОВ, кандидаты техн. наук А.В. ЖАРОВ и В.В. КУРМАНОВ, д-р техн. наук В.А. МАРКОВ

Ярославский ГТУ (+ 7. 4852. 44-63-94), ОАО "ЯЗДА", МГТУ имени Н.Э. Баумана (+ 7. 499. 263-63-91)

Приведены материалы расчетных исследований волновых процессов в аккумуляторной топливной системе Э20 типа "коммон рейл" дизеля мощностью 230 кВт. Проанализированы влияния конструктивного исполнения выходного штуцера аккумулятора, сечений дросселирующих отверстий в камере управления, диаметра управляющего поршня и запирающего диаметра иглы электрогидравлической форсунки на динамику процесса топливоподачи.

**Ключевые слова:** дизель, аккумуляторная топливная система, топливный насос, аккумулятор, электрогидравлическая форсунка, электромагнитный клапан, волновые процессы.

Kurmanov P.V., Zharov A.V., Kurmanov V.V., Markov V.A.  
WAVE PROCESSES RESEARCH IN COMMON RAIL FUEL INJECTION SYSTEM

The data obtained through research of a type 320 Common Rail fuel injection system used by a diesel engine (230 kWt) are presented. The analysis

лонки, поскольку стандартная, как показала практика, затрудняет самостоятельную посадку—высадку инвалидов (им приходится перекидывать ноги через рулевое колесо). Поэтому был изготовлен практически новый вариант колонки (рис. 4). Она, как видим, посредством втулки 8 и двух пластин 5 присоединяется к опоре 1 болтом 4 с барашковой гайкой, а нижняя ее часть закреплена в подвижном шарнирном соединении 3, обеспечивающем перемещение рулевого колеса 10. Отверстия 2 в пластинах крепления позволяют закреплять ее на различной высоте. Жесткость фиксации колонки гарантируют фиксирующие втулки 7 и 9 с фиксирующими винтами.

Рассмотренная модификация карта дает возможность инвалидам-колясочникам заниматься автоспортом, участвовать в соревнованиях и, что немаловажно, получить навыки вождения автомобиля. Значит, в дальнейшем, пересев на легковой автомобиль с адаптированным управлением, свободно передвигаться в городе и вне его.

Модификация эта с технологической точки зрения, повторяем, довольно несложная, доступная небольшим мастерским, т. е. предприятиям малого бизнеса.

of influences of the output connection hose structure, orifice areas in the pilot chamber, control piston and electrohydraulic injector needle diameters on fuel supply processes is conducted. The research is carried out at different fuel accumulator pressure values depending on crank angles.

**Keywords:** diesel engine, accumulator fuel injection system, fuel pump, accumulator, electrohydraulic injector, solenoid valve, wave processes.

Одной из наиболее перспективных систем топливоподачи для дизелей является, как давно уже доказал мировой, в том числе и отечественный, опыт, аккумуляторная система типа "коммон рейл". Ее основные достоинства — высокое (150—180 МПа, или 1500—1800 кгс/см<sup>2</sup>, и выше) давление впрыскивания топлива, возможность управлять характеристикой подачи, ее давлением, а также углом опережения впрыскивания в зависимости от режима работы дизеля [1]. Но у нее, как и у любых других дизельных систем топливоподачи, есть один существенный недостаток — наличие ярко выраженных волновых процессов (колебаний давления топлива) в элементах линии высокого давления топливоподачи аппаратуре. А если более конкретно [2] — в контуре "аккумулятор—топливопровод—форсунка" (рис. 1).

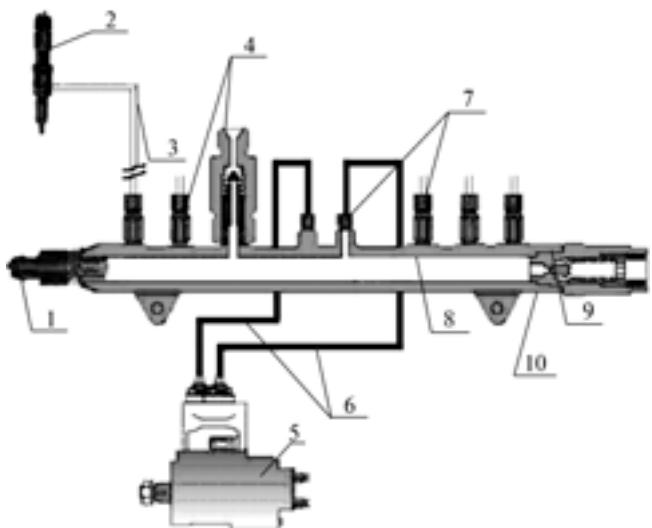


Рис. 1. Схема подачи топлива в АТС:

1 — датчик давления; 2 — форсунка; 3 — топливопровод к форсунке; 4 — ограничители; 5 — ТНВД; 6 — топливопровод от ТНВД; 7 — штуцеры; 8 — аккумулятор; 9 — ограничитель давления (аварийный клапан); 10 — корпус

Как видно из рисунка, аккумулятор 8 системы "коммон рейл" состоит из корпуса 10, форма которого может быть различной, но прочностные характеристики должны обеспечивать содержание топлива под высоким давлением; на корпусе имеются штуцеры 7 для его соединения топливопроводами 3 и 6 высокого давления с ТНВД 5 и электрогидравлическими форсунками 2. Объем аккумулятора выбирается в зависимости от типа топливной системы: в системах импульсного действия он одноцикловой и определяется, в первую очередь, величиной цикловой подачи топлива, в системах постоянного давления он подбирается так, чтобы, во-первых, обеспечивался быстрый пуск дизеля и небольшая продолжительность переходных режимов (хорошая приемистость дизеля), во-вторых, чтобы колебания давления в аккумуляторе имели возможно меньшую амплитуду.

Эти требования, к сожалению, противоречат друг другу: для выполнения первого объем аккумулятора нужно уменьшать, а для выполнения второго, наоборот, увеличивать. И из двух зол приходится выбирать меньшее — идти по пути уменьшения (сглаживания) пульсаций давления топлива. И прежде всего — в самом аккумуляторе.

Оптимизация его объема  $V_{\text{ак}}$  с этой целью делается на основе функциональной зависимости  $V_{\text{ак}} = f(q_u, Q_h, \Delta t)$ , в которой  $q_u$  — цикловая подача топлива;  $Q_h$  — подача ТНВД;  $\Delta t$  — время переходного процесса, т. е. выхода дизеля с минимального скоростного режима на nominalnyy.

Особенности технологии выбора объема аккумулятора изучены довольно глубоко и рассмотрены во многих публикациях (например, [1—3]). Поэтому авторы статьи на них не останавливаются. Их заинтересовало другое: как конструктивное исполнение выходного штуцера аккумулятора и проходное сечение дроссели-

рующего отверстия в камере управления ЭГФ влияют на динамику процесса топливоподачи?

Чтобы ответить на этот вопрос, построили модель опытной аккумуляторной топливной системы, Э20, предназначеннной для дизеля рабочим объемом цилиндра 1,1 л. А в качестве исходных приняли следующие условия: объем  $V_{\text{ак}}$  аккумулятора высокого давления равен 100 см<sup>3</sup>; выходной его штуцер имеет либо дросселирующее отверстие диаметром более 0,85 мм, либо отверстие диаметром 0,8 мм, ограничивающее цикловую подачу на уровне 790 мм<sup>3</sup>, и дросселирующее отверстие диаметром 0,8 мм; длина  $L_t$  топливопровода высокого давления — 480 мм, а его внутренний диаметр  $d_t$  — 3 мм; топливная форсунка — типа Э20, диаметр  $d_i$  ее иглы — 4 мм,  $\mu f_p = 0,15 \text{ mm}^2$ , ее клапанный узел (рис. 2) — с управляющим поршнем диаметром  $d_n = 4,3$  мм, выпускным дросселем в камере гидроуправления, диаметр  $d_1$  которого составляет 0,245 мм, и сливным дросселем диаметром  $d_2 = 0,28$  мм. Кроме того, принято, что при расчете процесса в ЭГФ не учитывается влияние процесса топливоподачи ТНВД на колебания в аккумуляторе (для их уменьшения в расчетных исследованиях объем аккумулятора и был задан завышенным: 100 см<sup>3</sup> вместо 30—40 см<sup>3</sup> в реальной топливной системе).

В настоящее время практически одинаковое распространение получили две схемы конструктивного исполнения выходного штуцера аккумулятора.

Первый из них — штуцер с малым расходом топлива, т. е. его дросселирующее проходное сечение меньше сечения топливопровода высокого давления, что обеспечивает необходимое демпфирование колебаний волн давления, распространяющейся от аккумулятора к форсунке и обратно, а следовательно, уменьшает вероятность гидравлического удара и подвспрыкивание топлива. Это хорошо видно из рис. 3, на котором приведены зависимости давлений в выходном штуцере аккумулятора ( $p_{\text{оп}}$ ), в распылителе ( $p_F$ ) и в камере управле-

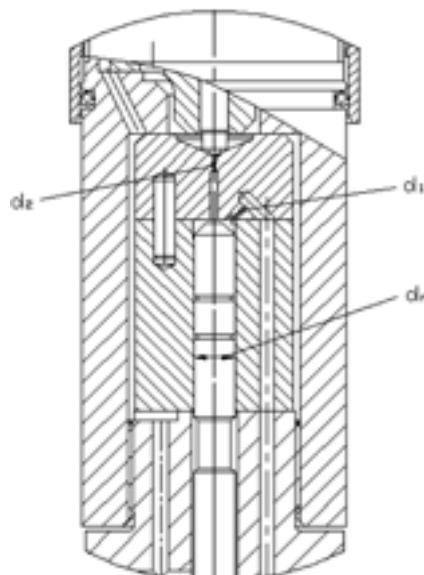


Рис. 2. Клапанный узел форсунки Э20

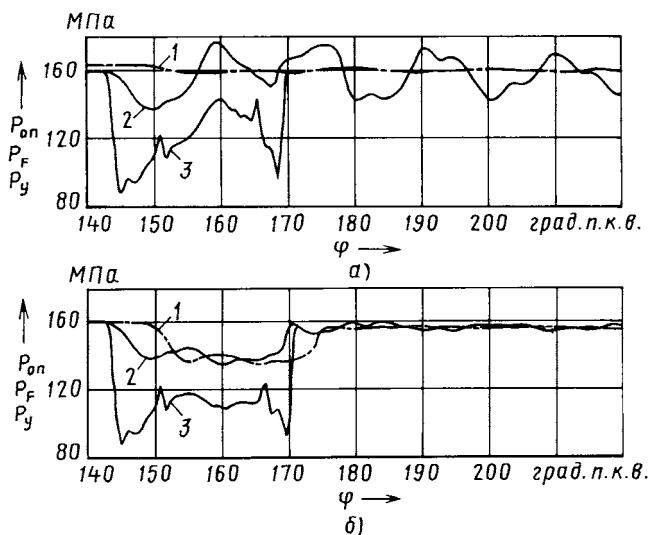


Рис. 3. Расчетная зависимость давления топлива в штуцере аккумулятора (1), распылителе (2) и камере управления форсункой (3) от угла поворота коленчатого вала при  $n = 2300 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_{\text{ц}} = 140 \text{ мм}^3$  и  $p_{\text{ак}} = 160 \text{ МПа}$ :  
а — без дросселирования; б — с дросселем диаметром 0,85 мм

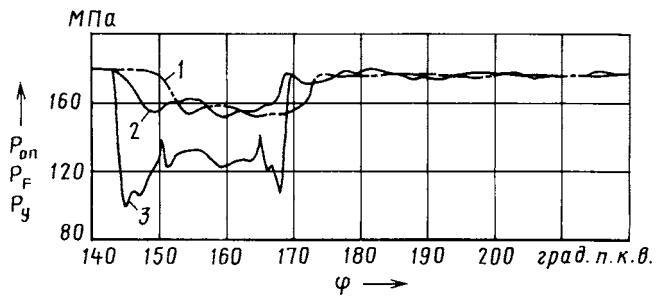


Рис. 4. Расчетная зависимость давления топлива в штуцере аккумулятора (1), распылителе (2) и камере управления форсункой (3) от угла поворота коленчатого вала при  $n = 2300 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_{\text{ц}} = 140 \text{ мм}^3$  и  $p_{\text{ак}} = 180 \text{ МПа}$

равления ( $P_y$ ) форсункой от угла поворота коленчатого вала при  $n = 2300 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_{\text{ц}} = 140 \text{ мм}^3$  и  $p_{\text{ак}} = 160 \text{ МПа}$  ( $1600 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ) для двух схем: когда проходное сечение штуцера равно проходному сечению трубопроводу, т. е. дросселя нет (а), и когда в штуцере установлен дроссель с проходным сечением диаметром 0,85 мм (б).

Для первой схемы, как видно из рисунка, характерна значительная амплитуда колебаний волн давления. Например, максимальное давление  $p_{\text{фmax}}$  в распылителе равно 177 МПа ( $1770 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ), что значительно, на 10,6 %, превышает давление  $p_{\text{ак}}$  в аккумуляторе (160 МПа, или  $1600 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ). При этом среднее давление  $p_{\text{фср}}$  в распылителе составляет 154,2 МПа ( $1542 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ) — на 3,7 % меньше  $p_{\text{ак}}$ , а продолжительность  $\phi_{\text{в}}$  впрыскивания —  $24,4^\circ$  п.к.в. При второй схеме, т. е. при дросселе диаметром 0,85 мм, эти параметры при той же величине  $p_{\text{ак}}$  оказались такими:  $p_{\text{фmax}} = 144,5 \text{ МПа}$ ,  $p_{\text{фср}} = 140,9 \text{ МПа}$ ,  $\phi_{\text{в}} = 25,55^\circ$  п.к.в.

Повышение давления  $p_{\text{ак}}$  ведет к росту интенсивности впрыскивания топлива. Так, на рис. 4 показано,

как протекают динамические характеристики процесса топливоподачи на номинальном режиме при схеме с дросселем диаметром 0,85 мм при  $p_{\text{ак}} = 180 \text{ МПа}$ . Как видим,  $p_{\text{фmax}} = 162,8 \text{ МПа}$  ( $1628 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ),  $p_{\text{фср}} = 158,8 \text{ МПа}$  ( $1588 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ),  $\phi_{\text{в}} = 24,05^\circ$  п.к.в. То есть рост  $p_{\text{ак}}$  на 12,5 % увеличил  $p_{\text{фср}}$  на 10 %, а  $\phi_{\text{в}}$ , наоборот, уменьшило на 5,9 %.

Штуцер с ограничителем (аварийным ограничителем) подачи топлива имеет подпружиненный клапан с дросселирующим отверстием, который предназначен для прекращения подачи топлива к форсунке при повышении расхода топлива, вызванного ее неисправностью. Например, "зависанием" иглы в поднятом положении. Этот клапан перемещается под действием перепада давлений в аккумуляторе и штуцере. Максимальный его ход  $H_{\text{оп}}$  составил, согласно результатам расчета, 2,13 мм, что соответствует вытеснению в топливопровод 167  $\text{мм}^3$  топлива. Но после впрыскивания клапан совершают затухающие колебательные движения до тех пор, пока давления в аккумуляторе и штуцере выравниваются через его дросселирующее отверстие. В итоге при  $p_{\text{ак}} = 180 \text{ МПа}$  ( $1800 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ) динамические характеристики получаются такими, как на рис. 5:  $p_{\text{фmax}} = 180,5 \text{ МПа}$  ( $1805 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ),  $p_{\text{фср}} = 155,6 \text{ МПа}$  ( $1556 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ),  $\phi_{\text{в}} = 24,30^\circ$  п.к.в. Расход на управление при  $q_{\text{ц}} = 140 \text{ мм}^3$  составил 22  $\text{мм}^3$ . То есть ограничитель подачи топлива повышает интенсивность впрыскивания, но не демпфирует колебания отраженной волны давления в топливопроводе. Причем амплитуда этих колебаний весьма значительна.

Если соотношение проходных сечений жиклеров  $d_1$  и  $d_2$  (см. рис. 2) электрогидравлической форсунки оптимально, то обеспечивается управляемость процессом топливоподачи на всех режимах работы дизеля. Этот вывод иллюстрируют рис. 6 и 7, на которых приведены зависимости продолжительностей впрыскивания топлива ( $\phi_{\text{в}}$ ) и включения электромагнитного клапана ( $\phi_{\text{фа}}$ ) от соотношений диаметров жиклеров  $d_1$  и  $d_2$  при работе дизеля на номинальном режиме.

Так, анализируя их, можно отметить, что по критериям интенсивности и стабильности процесса топливоподачи предпочтительно выбирать значения  $d_1$  и  $d_2$

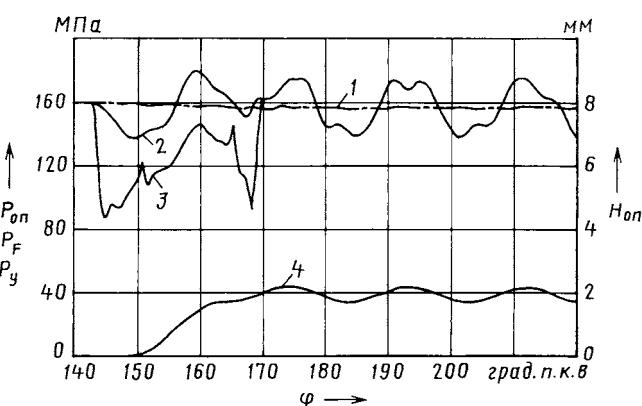


Рис. 5. Расчетная зависимость давления топлива в штуцере аккумулятора (1), распылителе (2), камере управления форсункой (3) и ходом клапана ОПТ (4) от угла поворота коленчатого вала при  $n = 2300 \text{ мин}^{-1}$ ,  $q_{\text{ц}} = 140 \text{ мм}^3$  и  $p_{\text{ак}} = 160 \text{ МПа}$

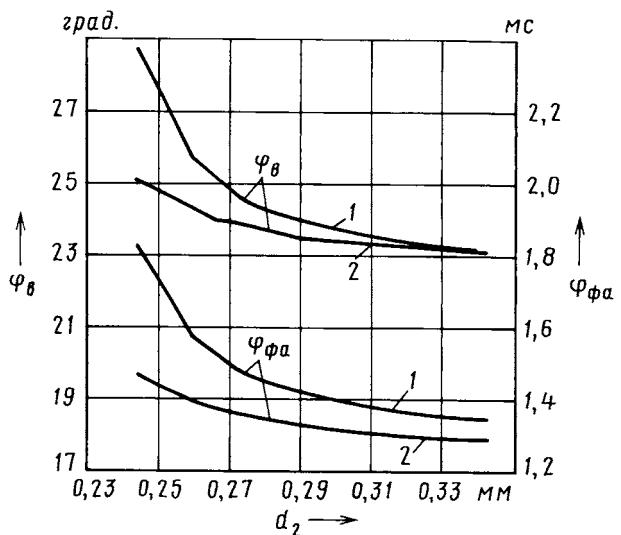


Рис. 6. Расчетная зависимость продолжительности впрыскивания топлива и продолжительности включения ЭМК от диаметров впускного жиклера на номинальных режимах:

1 —  $d_1 = 0,245 \text{ мм}$ ; 2 —  $d_1 = 0,224 \text{ мм}$

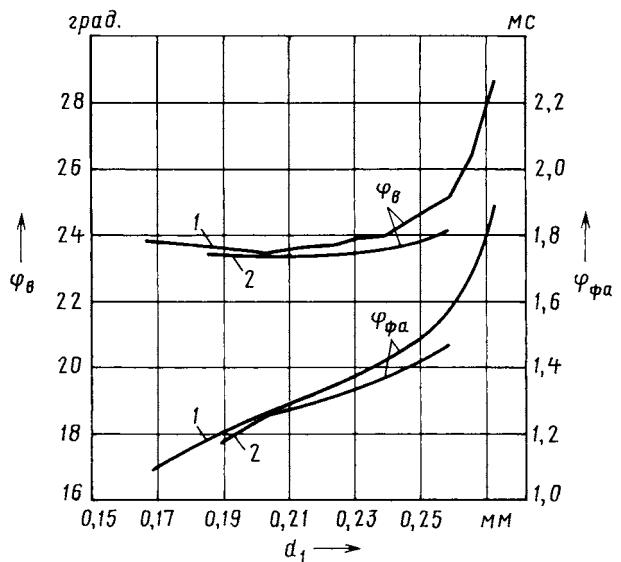


Рис. 7. Расчетная зависимость продолжительности впрыскивания топлива и продолжительности включения ЭМК от диаметров впускного и сливного жиклеров на номинальном режиме:

1 —  $d_2 = 0,28 \text{ мм}$ ; 2 —  $d_2 = 0,301 \text{ мм}$

на более "пологих" кривых. Но, судя по результатам расчетов, диаметр  $d_1$  при  $d_2 = 0,28 \text{ мм}$  не может быть больше 0,266 мм, так как в противном случае на режиме минимального холостого хода из-за недостаточного перепада давлений на дифференциальную площадку иглы ( $p_\phi$ ) и управляющий поршень форсунки ( $p_y$ ) игла просто не поднимается. При  $d_1 = 0,224 \text{ мм}$  диаметр  $d_2$  по той же причине не может быть меньше 0,231 мм, а при  $d_1 = 0,245 \text{ мм}$  — меньше 0,245 мм. Однако надо учитывать и то, что уменьшение  $d_1$  и увеличение  $d_2$  снижает продолжительность  $\phi_{fa}$  включения ЭМК, т. е. при заданных  $q_i$  повышается быстродействие форсунки, что особенно желательно при многофазном впрыске.

Характеристики процесса топливоподачи расчетной модели аккумуляторной топливной системы с предварительным впрыскиванием топлива на номинальном режиме, режимах максимального крутящего момента и минимального холостого хода (без предварительного впрыскивания) с жиклерами диаметрами  $d_1 = 0,245 \text{ мм}$  и  $d_2 = 0,28 \text{ мм}$  показаны на рис. 8. Рассчитывались они в предположении, что на номинальном режиме работы дизеля величина предварительной подачи топлива составляет 5  $\text{мм}^3$ , а продолжительность управляющего импульса ЭМК для предварительной подачи  $\phi_{fa}$  (без учета времени, необходимого для стратификации якоря электромагнита) при  $n = 2300 \text{ мин}^{-1}$  — 0,19 мс и при  $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$  — 0,21 мс.

Принцип гидравлического запирания иглы электрогидравлической форсунки Э20 накладывает свои конкретные условия и на выбор оптимального соотношения сечений управляющего поршня и дифференциальной площадки иглы распылителя. В частности, было доказано, что на этапе расчетных исследований на номинальном режиме работы дизеля параметры процесса топливоподачи зависят от диаметра  $d_n$  управляющего поршня, диаметров  $d_1$ ,  $d_2$  жиклеров и запирающего диаметра  $d_{\text{из}}$  иглы. Например, оказалось, что уменьшение  $d_n$  ниже 4 мм не позволяет обеспечить надежное гидравлическое запирание иглы распылителя, т. е. приводит к подвпрыскиваниям топлива. Увеличение же  $d_n$  с 4,3 до 4,5 мм ведет к росту продолжительности подъема иглы форсунки с 6,5 до 10,5° п.к.в. и, соответственно, продолжительности  $\phi_B$  впрыскивания (с 24,3 до

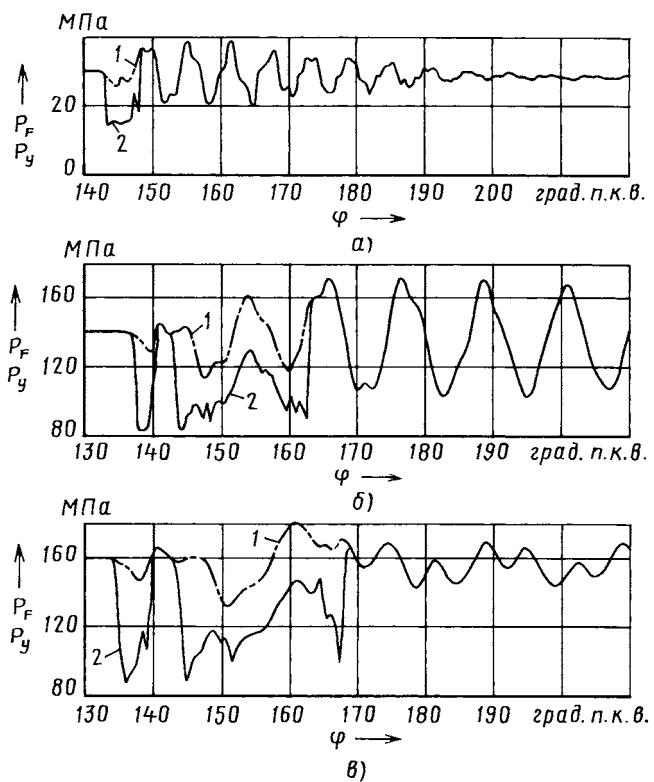


Рис. 8. Расчетная зависимость давлений в распылитеle (1) и в камере управления форсункой (2) от угла поворота коленчатого вала на режимах минимального холостого хода (а), максимального крутящего момента (б) и номинальном режиме (в)

26,1° п.к.в.). Оптимальное же соотношение между этими конструктивными параметрами следующее:  $d_{\text{п}} = 4,3$  мм;  $d_{\text{и}} = 4$  мм;  $d_{\text{из}} = 2,13$  мм. На их основе и находится соотношение  $d_1/d_2$ .

Таким образом, исследования, выполненные на математической модели, доказали, во-первых, выходной штуцер аккумулятора с дросселирующим отверстием позволяет эффективно демпфировать опасные колебательные явления в топливопроводе, но снижает интенсивность процесса впрыскивания на ~10 %. Поэтому интенсивность топливоподачи, гарантирующую отсутствие подвпрыскиваний, следует обеспечить подбором  $d_1$ . Во-вторых, штуцер со встроенным ограничителем подачи топлива создает высокую интенсивность впрыскивания и защищает от повышенного расхода топлива аккумуляторной топливной системой при неисправности какой-либо из форсунок, но колебательные явления в топливопроводе не устраняет.

В-третьих, выбор оптимальных величин и соотношения дросселирующих проходных сечений в камере

управления электрогидравлической форсункой оказывает решающее влияние на управляемость топливоподачей: уменьшение диаметра впускного ( $d_1$ ) и увеличение диаметра сливного ( $d_2$ ) жиклеров повышают интенсивность впрыскивания за счет роста скорости подъема иглы и экономного расхода топлива на управление. Однако продолжительность и скорость движения иглы должны согласовываться с быстродействием ЭМК, иначе высокой точности дозирования малых порций топлива предварительных и последующих подач добиться не удается.

## Литература

- Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для ВУЗов. М.: Изд-во Легион-Автодата. 2005. — 344 с.
- Грехов Л.В. Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего горения типа Common Rail. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2000. — 64 с.
- Пинский Ф.И., Дутиков В.К. Выбор емкости аккумуляторов и производительности топливного насоса электрогидравлической системы топливоподачи дизель-генераторов // Двигателестроение. 1983. № 9. С. 31—33.

УДК 621.43-44

## СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ КАК СПОСОБ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ БЕНЗИНОВЫХ ДВС

М.В. ПИЩУЛИН

Проведен анализ причин топливной экономичности непосредственного впрыскивания с послойной организацией смесеобразования и сгорания в бензиновых ДВС. Обоснована невозможность достижения полной гомогенизации топливовоздушной смеси при послойном смесеобразовании и приведены причины возникновения дополнительной наработки оксидов азота при непосредственном впрыскивании. Предложено техническое решение проблемы гомогенизации смеси на всех режимах работы двигателя и снижение содержание оксидов азота в отработавших газах за счет высокотемпературных условий приготовления при внешнем смесеобразовании.

**Ключевые слова:** непосредственное впрыскивание, послойное смесеобразование, оксиды азота, гомогенная смесь, топливная пленка, нуклеация, высокотемпературные условия приготовления, температурный профиль, фракционная разгонка бензина, бифуркации.

Pischyulin M.V.

CARBURATION AS A WAY OF IMPROVEMENT OF GASOLINE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The analysis of the reasons of fuel effectiveness of direct injection with the layerwise organization of carburation and combustion in gasoline internal combustion engines (ICE) is carried out. The opportunity of impossibility of the achievement of aerofuel mixture complete homogenization during the layerwise carburation is proved and the reasons of occurrence of additional amounts of nitrogen oxides during the direct injection are provided. The technical decision of mixture homogenization problem for all operational modes of the engine, and the decrease of nitrogen oxides concentration in exhausted gases due to the high-temperature external carburation conditions are proposed.

**Keywords:** direct injection, layerwise carburetion, nitrogen oxides, homogeneous mixture, fuel film, nucleation, high-temperature carburation conditions, temperature profile, fractional distillation of gasoline, bifurcation.

Главные требования, предъявляемые к автомобильным бензиновым ДВС, в течение многих лет, по сути, одни и те же: минимум расхода топлива для получения единицы мощности и минимум вредных выбросов с отработавшими газами. И надо сказать, что сдвиги в решении обеих проблем в последние годы есть. Причем довольно существенные. Например, повсеместное распространение получили системы впрыскива-

ния топлива. Благодаря им степень сжатия удалось повысить до 10,5. Что, естественно, увеличило термический КПД двигателей (например, при  $\varepsilon = 9$  он составляет 0,59, а при  $\varepsilon = 10,5$  — уже 0,61), а значит, и его эффективный КПД, и топливную экономичность. Есть подвижки и в отношении вредных выбросов (нормы "Евро"). Однако в связи с ростом  $\varepsilon$  появилась другая проблема: увеличение количества оксидов азота в

отработавших газах. Дело в том, что система впрыскивания решила задачу послойного распределения топлива в цилиндре, но не решила задачи гомогенизации и изотропности топливовоздушной смеси. Подтверждением сказанному могут служить следующие соображения.

Для гарантированного воспламенения топлива при послойном смесеобразовании в локальной области, вблизи свечей зажигания, формируется стехиометрическое соотношение. Оптимизация фаз газораспределения позволила поднять степень сжатия до 10,5, что неизбежно сопровождается ростом температуры сгорания до ~3073 K (2800 °C).

При такой температуре образование оксидов азота в отработавших газах должно соответствовать классическому приготовлению смеси. Но если учесть теплоизлучение и избыток кислорода во фронте пламени, то ситуация меняется.

Так, классические представления о механизме образования оксидов азота в ДВС указывают на термическую природу их возникновения: в зоне горения свободные углеводородные радикалы, и особенно активированный двуоксид углерода, сталкиваются с молекулами кислорода. В результате молекулярный кислород диссоциирует на атомарный ( $\text{CO}_2^* + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + \text{O} + \text{O}$ ), который, в свою очередь, вступает в ре-

акцию с молекулярным азотом, образуя оксид азота и атомарный азот:  $O + N_2 \rightarrow NO + N$  ( $-316$  кДж/моль). Атомарный же азот, взаимодействуя с молекулярным кислородом, дает оксид азота и атомарный кислород:  $N + O_2 \leftrightarrow NO + O$  ( $+134$  кДж/моль). При этом скорость образования оксида азота в основном определяет вторая из перечисленных реакций.

Обеднение смеси на периферии камеры горения (расложение топливного заряда, своеобразное непосредственному впрыскиванию топлива) говорит о том, что в данной зоне есть кислород, который не вовлечен в процесс окисления. Он, а также азот по мере горения смеси стехиометрического состава подвергаются облучению с энергией квантов, определяемой температурой горения.

В обычном состоянии молекулы кислорода и азота — триплеты, или прочные гомоатомные молекулы, с энергией диссоциации на атомы, равной соответственно  $496$  и  $941$  кДж/моль. Однако при возбуждении триплетного кислорода ( $^3O_2$ ) под действием излучения в нем происходит электронная перестройка и возникает молекула  $^1O_2$  синглетного кислорода (синглет 1), и на это требуется энергия  $92$  кДж/моль. Затем, при дальнейшем возбуждении, эта молекула трансформируется в синглет, на что требуется еще  $63$  кДж/моль.

Синглетные состояния кислорода возникают также и за счет фотодинамического действия возбужденных молекул NO и CO под действием энергии квантов оптического диапазона, в связи с чем эти молекулы называют сенсибилизаторами — молекулами, активно передающими энергию возбуждения молекулам кислорода, переводя последние в синглетное состояние. В таком состоянии молекулы кислорода химически активны и вступают в реакцию с молекулярным кислородом с образованием озона и атомарного кислорода:  $O_2 + ^1O_2 \rightarrow O_3 + O$ .

Кроме того, при высоких температурах необходимо учитывать и ультрафиолетовую составляющую спектра излучения, под действием которой идет фотохимическое окисление азота воздуха с образованием NO и  $NO_2$ . (Пример — известные процессы

деструкции озона и уменьшения атомарного кислорода в стрatosфере.)

Химические превращения по схеме  $O_2 + ^1O_2 \rightarrow O_3 + O$  указывают на то, что в обедненных зонах под действием излучения нарабатываются атомарный кислород, озон и оксиды азота. При переходе фронта пламени с высокой температурой в зону бедной смеси за счет высокой остаточной кинетики продуктов реакции и образовавшихся активных элементов создаются условия для дополнительной наработки оксидов азота по второй и третьей реакциям. При этом температура горения резко уменьшается до  $2300$  К ( $2027^\circ C$ ) и ниже. Следовательно, возникает эффект "закалки" наработанной концентрации оксидов азота. Что, в общем-то, подтверждается глубокой рециркуляцией газов при непосредственном впрыскивании топлива.

Что же касается применения непосредственного впрыскивания с целью гомогенизации топливовоздушной смеси, то неравновесная термодинамика убедительно доказывает: такой подход не может устраниить возникающие аномально большие флуктуации плотности в системе (зародышеобразование). Это происходит даже в то время, когда к системе подводится дополнительная энергия (теплота). Результат — сохранение жидкой фазы к началу воспламенения.

Правда, непосредственное впрыскивание, как уже упоминалось, все-таки повышает топливную экономичность ДВС, во-первых, за счет подъема степени сжатия до  $10,5$  и, во-вторых, потому, что при непосредственном впрыскивании на периферии камеры горения создается бедная смесь, что снижает количество топлива, выпадающего в пристеночную пленку, а значит, уменьшается масса жидкой фазы. А, как известно, чем меньше масса этой фазы, тем лучше.

Как видим, проблема микросмешения актуальна и при непосредственном впрыскивании топлива. В связи с этим возникает вопрос: существует ли принципиальная возможность решения задачи микросмешения? Автор дает на него утвердительный ответ. И вот почему.

В 1960—1970-х годах в ЦНИИА под руководством Ю.Б. Свиридова был выполнен цикл научно-исследовательских и экспериментальных работ по реализации применительно к бензиновым двигателям высокотемпературных условий приготовления топливовоздушных смесей — решению задачи микросмешения [1, 2]. Полученные результаты оказались весьма интересными. Но если их рассматривать с позиций нынешнего уровня знаний, то видно, что система испарения, предложенная Ю.Б. Свиридовым, требует модификации. Например, применительно к распределенному впрыскиванию тяжелый высокотеплопроводный испаритель с неизотермическим нагревом (нагреваемый отработавшими газами через его торец) необходимо заменить тонкостенным с изотермическим нагревом, выполненным в виде гофрированного патрубка из нержавеющей стали, и оснащать им каждый цилиндр ДВС. Нагревать же испарительные патрубки следует не отработавшими газами, а электрическим током. При этом каждый патрубок одним концом нужно соединять с небольшим ресивером, снабженным посадочными местами для форсунок, а вторым — вставлять в посадочные места штатных форсунок двигателя и как можно ближе к впускным клапанам.

Необходима здесь и дополнительная воздушная заслонка, работающая синхронно с дроссельной, которая должна обеспечивать подачу воздуха в испарители с коэффициентом избытка воздуха, не превышающим  $0,2$ .

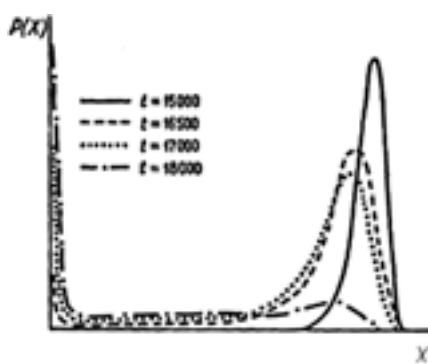
Подача в испарители такой незначительной части воздуха практически не сказывается на коэффициенте наполнения цилиндров двигателя. Кроме того, система имеет и другие преимущества. Прежде всего, она в десятки раз легче и дешевле предложенной Ю.Б. Свиридовым, гораздо технологичнее ее и легко адаптируется к существующей геометрии двигателей, а также к штатной системе выпуска отработавших газов. Наконец, благодаря нагреву электрическим током устраняются такие недостатки системы Ю.Б. Свиридова, как тепловая инерционность,

кризисные режимы испарения и т. д. Для этого достаточно при расчете температуры испарителя поставить лишь одно ограничение: температура на конечном участке патрубков во всем диапазоне работы двигателя по внешней характеристике не должна достигать критической, под которой понимается температура, несколько большая температуры конца фракционной разгонки бензина — 493 К (220 °C). Такое температурное ограничение гарантированно исключает кризисные явления при попадании мелкой аэрозоли или топливной пленки на стенки конечного участка испарителя. С другой стороны, интенсивный поток теплоты от стенок испарителя уменьшит дисперсность аэрозоли или полностью ее устранит.

В тонкостенных испарителях за счет фракционирования топлива требуемый профиль температур на участке нагрева и испарения наводится автоматически. Причина — интенсивное испарение легких фракций в месте закрепления топливной пленки. Кроме того, теплота расходуется на нагрев средних и тяжелых погонов.

Этот двойственный съем теплоты понижает температуру испарителя до 333—353 К (60—80 °C) в начальной его части, обеспечивая тем самым условия для надежного закрепления топливной пленки. Но по мере движения этой пленки она обедняется легкими фракциями и становится все тоньше, а температура испарителя возрастает до критического значения. И если по каким-либо случайным причинам на переходных режимах работы ДВС пленка не успела испариться и зашла на конечный участок испарителя, то в силу того, что на этом участке температура меньше критической, кризисного кипения или химического разложения топлива не будет. Фактически произойдет лишь некоторое временное удлинение участка нагрева и испарения пленки.

Такая организация подготовления смеси позволяет на всех режимах работы двигателя получать значительно меньше, чем в случае обычных впускных систем, флуктуации плотности. Поэтому при даль-



нейшем смешивании топлива с основным воздушным потоком, ближе к впускным клапанам, образующаяся смесь всегда будет находиться в стабильном состоянии — на значительном удалении от точки бифуркации.

Такова "физика" рассматриваемого вопроса. Но есть еще и его "химия". Например, И.Ф. Пригожин [3] рассмотрел поведение разнообразных систем, в которых стадия медленного движения сменяется движением быстрым. Типичный пример — адиабатический взрыв.

Эволюция распределения вероятностей  $P(x)$  такого переходного процесса, который, по сути, представляет собой развитие бифуркации во времени, содержит переходную бимодальность (см. рисунок).

Как видно из этого рисунка (на нем:  $X$  — содержание химически активных компонентов в системе), максимум распределения вероятности, кроме случая, когда  $t = 15000$  у. е., располагается вблизи начального состояния, соответствующего фазе индукции. Затем он смещается влево — в область более низких значений  $X$ , соответствующих полному сгоранию.

Большие длительности индукционного периода за счет флуктуационно возникающего множества состояний в системе позволяют преодолеть влияние ее размера. С появлением быстрой стадии эти состояния захватываются с очень высокой скоростью, и система вовлекается в движение в сторону низких значений  $X$ , где и образуется новый пик вероятности.

Такой вывод подтверждается классическими представлениями.

Процесс окисления молекул топлива — многозвенный цепной процесс с вырожденными разветвлениями, имеющий несколько стадий. Причем отдельные стадии — очень явно выраженные (к примеру, возникновение холодного пламени).

Кинетическая схема окисления показывает, что каждая стадия характеризуется соответствующим эквимолекулярным соотношением  $a_3$ . Так, первой стадии соответствует  $a_3 \approx 0,1$ . Для нее характерно первичное окисление углеводородов и образование тяжелых радикалов. Второй стадии —  $a_3 \approx 0,2$ , и для нее характерно образование промежуточных радикалов, перекисей и альдегидов. Высокотемпературный нагрев смеси в испарителях при  $a_3 \leq 0,2$  увеличивает fazу индукции и характеризуется "облегчением" цепочек молекул топлива.

Дальнейшее смешивание химически "облегченного" топлива с основным воздушным потоком, по сути, обеспечивает смесь множества предварительно подготовленных состояний, что способствует в итоге преодолению влияния размера камеры сгорания.

С воспламенением возникшие состояния вовлекаются в процесс дальнейшего, с более высокой скоростью и интенсивностью, окисления. Тем самым повышается вероятность перехода к конечным продуктам сгорания. А за счет полного и поэтапного вовлечения кислорода снижаются темпы образования оксидов азота.

Таким образом, все сказанное выше полностью подтверждает тезис, зафиксированный в заглавии статьи.

## Литература

- Свиридов Ю.Б., Бердин В.А. О теплобмене между движущейся пленкой и испарителем. Особенности образования и движения пленок моторных топлив в воздушном канале. Труды ЦНИТА. 1968, вып. 37.
- Свиридов Ю.Б., Скворцов В.А. К вопросу организации оптимального режима испарения топлива во впускном тракте бензинового двигателя. Труды ЦНИТА. 1978, вып. 71.
- Пригожин И.Ф. Познание сложного. Изд. УРСС, Москва, 2003.

# УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МНОГОПОТОЧНЫЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ

Д-р техн. наук Х.А. ФАСХИЕВ, И.И. САЛАХОВ, В.В. ВОЛОШКО  
ИНЭКА (8.8552. 39-71-40)

*Рассмотрены тенденции и проблемы создания современных автоматических трансмиссий. Даны их кинематические схемы, выполненные на основе универсального многопоточного дифференциального механизма.*

**Ключевые слова:** автоматическая коробка передач, планетарная система, универсальный многопоточный дифференциальный механизм.

Faskhiev H.A., Salashov I.I., Voloshko V.V.  
UNIVERSAL MULTILINE DIFFERENTIAL MECHANISM

*Tendencies and problems of creation of modern automatic transmissions are considered. Their kinematic schemes executed on the basis of the universal multiline differential mechanism are given.*

**Keywords:** an automatic transmission, planetary system, the universal multiline differential mechanism.

Все более широкое использование коробок передач планетарного типа в автоматических трансмиссиях АТС обусловлено возможностью получения малогабаритной, компактной конструкции, легко вписывающейся в ограниченное габаритами кузова пространство и обеспечивающей экономичность, динамичность, комфорт и безопасность движения. И здесь уже сложились вполне определенные тенденции. Их две. С одной стороны, это постоянное увеличение числа передач, что вызвано потребностью значительного улучшения тягово-скоростных и топливно-экономических показателей АТС, а с другой — совершенствование электронного блока управления и его программного обеспечения, обусловленное непрерывно возрастающими требованиями к эксплуатационным свойствам АТС.

Первая из этих тенденций на легковых и некоторых сравнительно небольших грузовых автомобилях реализуется с помощью коробок передач, имеющих пять и более ступеней, а на больших грузовых автомобилях, в частности, магистральных тягачах, — восемь и более. Причем увеличение числа передач достигается за счет установки дополнительных планетарных рядов [1]. Что, естественно, усложняет конструкцию (увеличивается число зубчатых зацеплений и элементов управления), ведет к изменению кинематической схемы, росту массы и габаритных размеров трансмиссии и потерю мощности на привод увеличившегося числа зубчатых зацеплений, ведомых элементов и подшипниковых узлов. Кроме того, и большее число нена-

груженных зубчатых зацеплений планетарного механизма тоже отрицательно сказывается на ее КПД.

Строятся такие коробки в большинстве случаев по одной из двух схем — Симпсона (с несцепленными сателлитами) или Равиньо (со сцепленными сателлитами), что, с точки зрения авторов, не совсемrationально. Какой бы не была схема, она позволяет при одновременном включении двух управляющих элементов реализовать только четыре передачи, определяя такие системы как системы с тремя степенями свободы. Они имеют две понижающие передачи, одну прямую и передачу заднего хода, обеспечивая их с помощью пяти управляющих элементов — двух фрикционных блокирующих муфт, двух фрикционных тормозов и муфты свободного хода.

Выбор автоматической коробки передач с тремя, а не двумя степенями свободы объясняется следующим.

Несмотря на то, что число элементов управления у схем с тремя, а не с двумя степенями свободы одинаково, в АКП с тремя степенями свободы для получения четырех передач достаточно двух дифференциальных механизмов, а в АКП с двумя степенями свободы — три. И это настораживает конструкторов, заставляет их не замечать того, что уже при числе передач, равном четырем, АКП с тремя степенями свободы оказывается в целом более сложным, чем АКП с двумя степенями свободы, объектом.

В самом деле: одним из основных недостатков второй схемы считается [2] большая металлоемкость, обусловленная наличием дополнитель-

ных дифференциальных механизмов. Но у нее есть и безусловные достоинства — возможность получения передаточных чисел, равных расчетным, значительно более простая система управления механической частью АКП, а также то, что она дает возможность легко реализовать широко известный принцип построения многоскоростных механических коробок передач — добавление делителя и демультиликатора к основной коробке. Иначе говоря, при построении структуры многоскоростных АКП в качестве основной коробки (модуля) можно задействовать планетарную систему двухступенчатой АКП с четырьмя-пятью передачами, обладающую минимально возможным числом основных звеньев. И тем самым — минимизировать металлоемкость и габаритные размеры многоскоростной автоматической трансмиссии.

Именно такой модуль, разработанный специалистами проблемной лаборатории "Дифференциальные зубчатые и гидромеханические вариаторы" ИНЭКА и названный универсальным многопоточным дифференциальным механизмом (УМДМ), и рассматривается ниже.

Этот механизм, кинематическая схема которого приведена на рис. 1, позволяет получить значения его

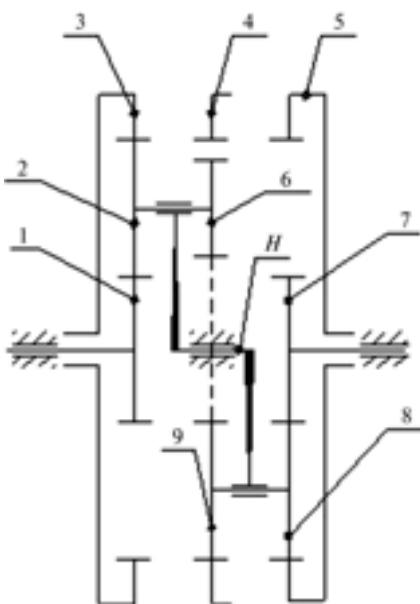


Рис. 1. Кинематическая схема УМДМ:

1, 7 — солнечная центральная шестерня; 2, 6 и 8, 9 — сцепленные двухвенцовые сателлиты; 3, 4, 5 — коронные колеса; 10 — водило

внутренних передаточных отношений, очень близких или полностью совпадающих с расчетными, — свойство, характерное для двухступенчатых АКП. Кроме того, сделать модуль предельно компактным за счет того, что в нем при трех планетарных рядах число дифференциальных механизмов равно четырем, а число основных звеньев — шести. Такая конструкция, в отличие от названных выше схем, при одном ведущем звене (водиле) и пяти управляющих элементах (фрикционная блокирующая муфта и четыре фрикционных тормоза) позволяет получить на ведомом звене не четыре, а пять передач — три понижающих, прямую и передачу заднего хода.

УМДМ состоит из трех планетарных рядов, включающих, как и рекомендует С.Н. Кожевников [3], четыре основных типа дифференциальных механизмов с общим водилом. Первый из этих рядов образует солнечная центральная шестерня 1, водило 10, сателлиты 2 и коронное колесо 3; а второй — то же водило 10, сцепленные сателлиты 6, 9 и коронное колесо 4; третий — водило 10, солнечная центральная шестерня 7, сателлиты 8 и коронное колесо 5. При этом первый планетарный ряд, сцепленные сателлиты 2—6, 9—8 и коронное колесо 5, — не что иное, как дифференциальный механизм с отрицательным значением передаточного отношения между коронными колесами 3 и 5, тогда как солнечная центральная шестерня 1, второй планетарный ряд, сателлиты 8 и коронное колесо 5, — дифференциальный механизм с положительным значением передаточного отношения между коронными колесами 4 и 5. Что же касается солнечных центральных шестерен 1 и 7, водила 5, сцепленных сателлитов 2—6, 9—8, то они представляют собой дифференциальный механизм с отрицательными значениями передаточных отношений между солнечными центральными шестернями 1 и 7, а солнечная центральная шестерня 1, водило 5, сцепленные сателлиты 2—6, 9—8, коронное колесо 5 — дифференциальный механизм с положительным значением передаточного отношения между солнечной шестерней 1 и коронным колесом 5.

Таким образом, многопоточный дифференциальный механизм есть совокупность четырех дифференциальных механизмов с общим для них водилом 10.

Применение УМДМ в структуре АКП в качестве модуля способствует созданию АКП различного назначения и для различных режимов работы, а также улучшению характеристик трансмиссий АТС за счет увеличения диапазона изменения их передаточных отношений и числа передач; уменьшения шага между передачами в пределах принятого диапазона, улучшения тягово-динамической и топливно-экономической характеристик АТС в результате снижения необходимой энергооруженности и упрощения системы управления коробкой передач, поскольку для получения передачи включается один или два управляющих элемента; применения коротких кинематических цепей, следовательно, роста КПД АКП, а также расширения типов трансмиссий.

На основе рассмотренного модуля разработаны варианты кинематических схем для четырех-, восьми и

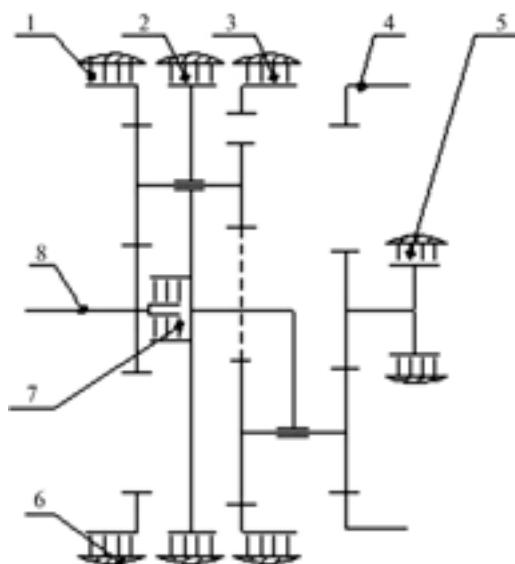


Рис. 2. Кинематическая схема четырехступенчатой АКП:  
1, 2, 3, 5 — фрикционные тормоза; 4 — выходное звено;  
6 — корпус; 7 — фрикционная блокирующая муфта; 8 — входное звено

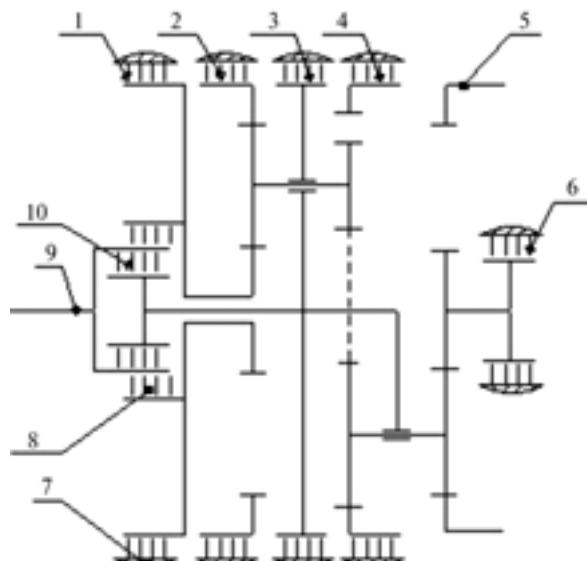


Рис. 3. Кинематическая схема восьмиступенчатой АКП:  
1, 2, 3, 4, 6 — фрикционные тормоза; 5 — выходное звено;  
7 — корпус; 8, 10 — фрикционные блокирующие муфты; 9 — входное звено

12-ступенчатых АКП, а также методы [4] их кинематического и силового расчета.

Например, в варианте, схема которого приведена на рис. 2, входным звеном служит солнечная центральная шестерня первого планетарного ряда УМДМ. При последовательном переключении только одного управляющего элемента (водила) он дает четыре передачи прямого хода, в том числе первую-третью понижающие и прямую, а также передачу заднего хода. (И нейтраль, разумеется.)

Вариант, показанный на рис. 3, который предусматривает возможность последовательного соединения с помощью фрикционных блокирующих муфт солнеч-

ной центральной шестерни первого планетарного ряда и водила с входным звеном УМДМ и, одновременно, последовательное включение двух управляющих элементов, дает восемь передач прямого хода, в том числе две (седьмая, восьмая) повышающие и прямую, пять (первая-пятая) понижающих; передачу заднего хода и нейтраль.

Вариант конструкции, схему которого иллюстрирует рис. 4, совместно с УМДМ при включении сначала одного, а затем одновременно двух управляющих элементов реализует возможности дополнительного повышающего, с положительным внутренним передаточным отношением, планетарного ряда (делителя) и дает восемь передач прямого хода: шесть (первая-шестая) понижающих, прямую, одну (восьмая) повышающую, а также две передачи заднего хода и нейтраль.

Вариант, схема которого приведена на рис. 5, совместно с УМДМ реализует возможности дополнительного понижающего планетарного ряда с отрицательным внутренним передаточным отношением: при последовательном соединении с помощью фрикционных блокирующих муфт солнечной центральной шестерни первого планетарного ряда и водила с входным звеном коробки передач, а затем водила с солнечной центральной шестерней первого планетарного ряда при одновременном включении двух управляющих элементов и дает 12 передач прямого хода: две (11- и 12-я) повышающие, прямую и девять (1—9) понижающих, две — заднего хода и нейтраль.

Таким образом, рассмотренные кинематические схемы действительно имеют ряд несомненных достоинств.

Во-первых, они позволяют создавать в ступенчатых планетарных АКП, выполненных на основе УМДМ, от четырех до 12 передач переднего хода. Причем с очень небольшой дискретностью передаточных чисел, в результате чего повышается приспособляемость

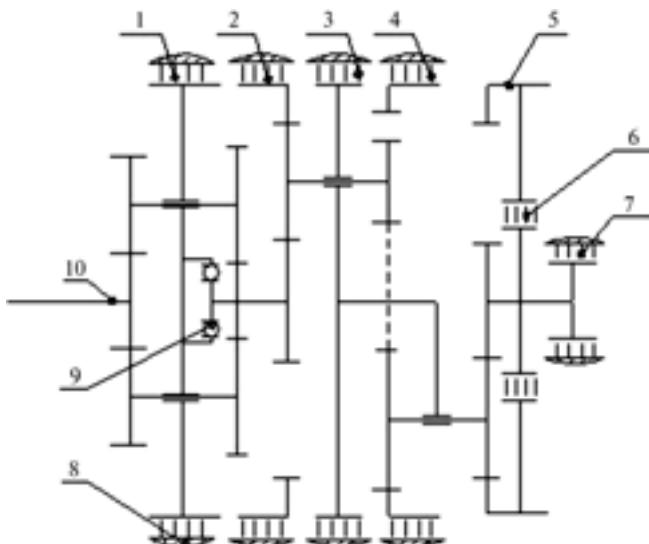


Рис. 4. Кинематическая схема восьмиступенчатой АКП с двумя передачами заднего хода:

1, 2, 3, 4, 7 — фрикционные тормоза; 5 — выходное звено; 6 — фрикционная блокирующая муфта; 8 — корпус; 9 — муфта свободного хода; 10 — входное звено

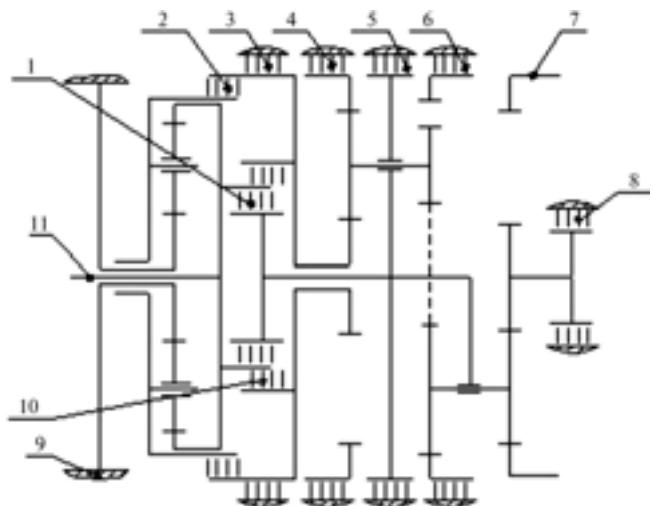


Рис. 5. Кинематическая схема 12-ступенчатой АКП с двумя передачами заднего хода:

1, 2, 10 — фрикционная блокирующая муфта; 3, 4, 5, 6, 8 — фрикционные тормоза; 7 — выходное звено; 9 — корпус; 11 — входное звено

(адаптивность) двигателя к изменяющемуся дорожному сопротивлению и обеспечиваются более высокие тягово-динамические и топливно-экономические показатели АТС.

Во-вторых, у этих АКП значение КПД гораздо выше, чем у АКП с тремя степенями свободы, за счет коротких кинематических цепей и совмещения двух движений, одно из которых — переносное.

В-третьих, у них значительно меньше и энергозатраты на создание высокого давления в гидросистеме их управления, поскольку переключение передач осуществляется при минимальном использовании фрикционных блокирующих муфт, а значит, и минимальных потерях рабочей жидкости через вращающиеся уплотнения.

В-четвертых, все передачи переключаются без разрыва потока мощности — за счет минимального числа одновременно переключаемых управляющих элементов.

В-пятых, при одинаковом числе передач в АКП данные схемы вследствие минимального числа основных звеньев, объединенных в УМДМ общим водилом, и уменьшения числа управляющих элементов обеспечивают значительно меньшие массу и габаритные размеры, чем в случае АКП с тремя степенями свободы.

Что касается второй тенденции развития АКП, совершенствования блока управления и программ управления, то здесь каких-то особых проблем нет. Нынешнее их развитие таково, что рынок может предложить разработчикам АКП практически все, что им требуется.

## Литература

1. Косенков А.А. Устройство автоматических коробок передач и трансмиссий. — Ростов н/Д.: "Феникс", 2003. — 416 с.
2. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. — М.: Машиностроение, 2004. — 590 с.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. — М.: Машиностроение, 1969. — 584 с.
4. Патент РФ № 2384773 "Автоматическая ступенчатая планетарная коробка передач" от 20.03.2010 г.

# СТАРТЕРНО-ГЕНЕРАТОРНОЕ УСТРОЙСТВО РОССИЙСКОМУ АВТОПРОМУ

А.В. СКОЛКОВ, Д.Е. ПРОНИН  
НАМИ (8.901.510-68-02)

*Рассмотрены основные особенности и некоторые из вариантов стартеро-генераторного устройства (СГУ). Работа выполнена на основе экспериментального материала применительно к автомобилю ГАЗ-3221 с двигателем ЗМЗ-405, оснащенным СГУ.*

**Ключевые слова:** средний гибрид, ДВС, СГУ, СПМ.

Skolkov A.V., Pronin D.E.  
STARTER-GENERATOR UNIT FOR RUSSIA AUTOMOTIVE INDUSTRY

*The basic characteristics and some of the ISG variants are discussed. The study is based on experimental data utilizing "Gazelle-3221" light duty truck equipped with ZMZ-405 engine.*

**Keywords:** mild HEV, ICE, ISG, PMSM.

В последнее десятилетие мировая автомобильная промышленность проводит большой объем исследований по направлениям модернизации автомобильных ДВС с тем, чтобы улучшить их топливную экономичность и уменьшить выбросы вредных веществ с отработавшими газами. И одно из главных направлений — комбинированные (гибридные) силовые установки. Уже сегодня автомобили с такими установками довольно успешно завоевывают рынок. Достаточно сказать, что он предлагает потребителю уже четыре (см. таблицу) разновидности таких установок.

Специалисты НАМИ также занимаются научно-прикладными разработками в области гибридных автомобилей. Особенно автомобилями со стартеро-генераторными устройствами, по которым получили очень интересные результаты. В частности, по АТС, на которых применен стартер-генератор, размещененный в картере сцепления. Такая установка привлекательна тем, что она практически не увеличивает массогаба-

ритные показатели двигателя. Кроме того, СГУ, заменяя обычный стартер и генератор, не только берет на себя их функции, т. е. пуск ДВС и снабжение электроэнергией стандартных бортовых ее потребителей, но и обеспечивает режим "стоп—старт" — отключает ДВС при остановках (скажем, на светофорах) и включает его перед началом движения, что улучшает топливную экономичность транспортного средства.

Наконец, во время торможения СГУ превращает кинетическую энергию АТС в электрическую и запасает ее в аккумуляторной батарее. Правда, комбинированная система с СГУ имеет несколько меньшую батарею, чем полный гибрид, поэтому не может обеспечить движение АТС только на электрической тяге, что от нее и не требуется.

Стartero-генератор — решение, удачное и с точки зрения компоновки силовой установки: в ней нет отдельного стартера, который при работе двигателя представляет собой пассивный элемент, утяжеляющий конструкцию автомобиля; нет и приводного ремня генератора, надежность которого, как правило, оставляет желать лучшего; отсутствуют также контактные кольца и щетки, применяемые в большинстве традиционных автомобильных генераторов.

СГУ действует как двухсторонний преобразователь мощности, превращающий механическую энергию в электрическую, и наоборот, электрическую в механическую. Работая как электромашин, он почти бесшумно запускает ДВС, причем значительно быстрее, чем любой обычный стартер; в режиме генератора он вырабатывает энергию для всех потребителей электроэнергии в автомобиле (приборов зажигания и освещения, климатической установки, радиоприемника и т. д.), но с более высокой эффективностью, чем традиционная система "генератор + батарея".

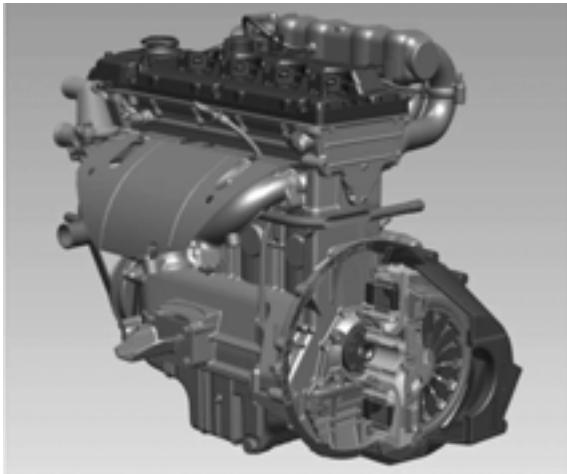
Разработанная в НАМИ комбинированная силовая установка с СГУ выполнена на основе синхронного электродвигателя (СПМ) на постоянных магнитах NdFeB и двигателя ЗМЗ-405, предназначена для комплектования автомобиля ГАЗ-3221. При этом масса СГУ не превышает 10 кг; потребляемый в стартерном режиме ток составляет 100—300 А, КПД — более 87 %, блок управления рассчитан на токи до 300—600 А.

Основой структурной схемы, разработанной специалистами НАМИ, являются жесткое соединение коленчатого вала ДВС с ротором электрической машины и расположение его между задним торцем блока цилиндров и маховиком (см. рисунок).

Заданный водителем крутящий момент на валу силовой установки может быть получен в диапазоне режимов работы ДВС от  $M_{\text{ДВС}} = M_{\text{зад}} + M_{\text{тег}}$  до  $M_{\text{ДВС}} = M_{\text{зад}} - M_{\text{эд}}$ . Следовательно, удельный расход  $g_e$  топлива в пределах этого диапазона меняется. И если проинтегрировать многопараметровую характеристику по линии текущей частоты вращения, то можно найти  $g_{e \min}$ . И составить такую программу для СГУ, которая обеспечит это значение. Что и сделано для автомобиля ГАЗ-3221.

Опыт НАМИ показал: разработка СГУ — задача довольно сложная, поскольку требования к приводу с СГУ весьма серьезны. Он должен обеспечить высокий

Функции	Вариант АТС				
	обычный автомобиль	микро (micro) гибрид	средний (middle) гибрид	полный (full) гибрид	подзарядный (plug-in) гибрид
Режим "стоп—старт"	●	●	●	●	●
Рекуперация энергии торможения	—	●	●	●	●
Режим "Электромотор + ДВС"	—	—	●	●	●
Снижение потребной мощности ДВС	—	—	●	●	●
Движение только на электротяге	—	—	—	●	●
Возможность подзарядки от бытовой сети и способность пробега свыше 30 км только на электротяге	—	—	—	●	●



стартовый крутящий момент при работе в самых неблагоприятных условиях, при температуре окружающей среды от 233 до 388 К (от  $-40$  до  $115^{\circ}\text{C}$ ), а также генераторный режим в широком диапазоне скоростей; иметь большую, до 200 тыс. циклов "стоп—старт" за 10 лет, долговечность; быть высоконадежным, недорогим в производстве и эксплуатации и т. д. Но — разрешимая. А главное — приносящая большую пользу и производителю, и потребителю АТС.

Все эти требования по рассматриваемой силовой установке выполнены. В результате она, как показали натурные испытания, имеет практически все те преимущества перед традиционными установками, которые были получены при расчетно-теоретических исследованиях.

1. Поскольку ДВС объединен с СГУ, в результате чего увеличивается суммарная мощность силовой ус-

тановки, то на АТС можно устанавливать двигатель меньшей мощности, не ухудшая его динамики.

2. При использовании СГУ не требуется пусковое обогащение топливовоздушной смеси, снижается количество вредных выбросов при старте, особенно при холодном пуске ДВС, и переводит силовую установку в число удовлетворяющих требования более высоких норм "Евро".

3. При наличии СГУ двигатель фактически не работает на холостых оборотах, а выключается для потребителя, который эксплуатирует АТС в городских условиях, — очевидный плюс. В том числе в плане защиты окружающей среды.

4. СГУ за счет снижения уровня шума работы силового агрегата обеспечивает улучшенный комфорт АТС.

5. Компоненты СГУ не изнашиваются и не требуют обслуживания, так как в нем применена бесщеточная схема.

6. ДВС с СГУ может запускаться при чрезвычайно низких температурах.

7. СГУ может быть интегрировано в конструкцию большинства существующих в настоящее время моделей автомобилей, выпускаемых в России, поэтому под нее нет необходимости разрабатывать принципиально новые модели или значительно изменять существующие.

Как видим, СГУ — действительно очень экономически выгодная схема модернизации способа управления ДВС. Достаточно сказать, что она позволяет снизить расход топлива автомобиля ГАЗ-3221 до 22 %, а по удельным выбросам вредных веществ с отработавшими газами довести автомобиль с двигателем ЗМЗ-405 до соответствия нормам "Евро-5".

---

УДК 629.114.4

## ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РЕСУРС ФРИКЦИОННЫХ ДИСКОВ ГМП САМОСВАЛОВ БЕЛАЗ

Канд. техн. наук С.А. РЫНКЕВИЧ

Белорусско-Российский университет (+ 375.222. 25-36-45)

Приведены результаты исследований фрикционных муфт ГМП самосвалов БелАЗ, а также характеристики изменения ресурса ее фрикционов.

**Ключевые слова:** гидромеханическая передача, фрикционная муфта, износ, ресурс, нагруженность, работоспособность.

Rynkevich S.A.

DETERMINATING FACTORS OF THE RESOURS OF THE FRICTION CLUTCHES OF THE HYDRO-MECHANICAL TRANSMISSIONS OF THE TRUCK BELAZ

*A results of the researches of the change of the resours of the friction clutches of the hydro-mechanical transmissions of the truck "BelAZ" reviewed. Given the characteristics of the change of the resours frictions of the hydro-mechanical transmissions and evaluate they the availability.*

**Keywords:** hydro-mechanical transmission, friction clutch, load, availability.

Фрикции коробки передач и гидротрансформатора ГМП большегрузных самосвалов БелАЗ, работающих в тяжелых эксплуатационных условиях, — одни из самых ответственных, определяющих их надежность и

ресурс элементов. Чтобы снизить простой самосвалов, связанные с заменой этих элементов, вышедших из строя, необходимы определенные профилактико-диагностические мероприятия, которые лучше всего могут быть реализованы средствами бортовой микроэлектроники. Но чтобы внедрить такие средства, необходимо знать причины и факторы, снижающие ресурс фрикционных дисков. И автор попытался решить данную задачу, для чего воспользовался данными БелАЗ. В результате удалось установить, что фрикционные диски ГМП самосвалов в процессе эксплуатации тоже подвержены, как и все машиностроительные конструкции, двум видам отказов — постепенным (износ; тарельчатое и волновое коробление; чешуйчатое отслоение металлокерамического материала; износ внутреннего шлица металлокерамического диска) и внезапным (спекание дисков, разрыв стальной их основы). Причем первая их группа, как обычно, сокращает ресурс (долговечность) ГМП, а вторая влияет на ее надежность (безотказность).

Рассмотрим те и другие с точки зрения их предотвращения средствами бортового диагностирования.

Основным критерием долговечности фрикционной пары считается ее износостойкость  $I_{\Phi}$ , которая зави-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$I_{\Phi} = \frac{\Delta_i n_{\text{вкл}}}{1000}$	$\Delta_i$ — величина текущего износа фрикционной пары; $n_{\text{вкл}}$ — число включений фрикционов
2	$t_{\Phi} = \frac{\Delta_{\text{доп}}}{n \hat{\Delta}}$	$\Delta_{\text{доп}}$ — допустимая величина износа; $n$ — число включений за единицу времени; $\hat{\Delta}$ — величина износа за одно включение
3	$\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = k_a \frac{(\partial T(x, t))^2}{\partial x^2}$	$x$ — толщина пластины; $t$ — время; $k_a$ — коэффициент температуропроводности материала диска
4	$\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} \Big _{x=0} = 0; \quad \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} \Big _{x=\delta} = \frac{\Phi(t)}{\lambda}$	$\lambda$ — коэффициент теплопроводности материала диска
5	$\frac{\partial T(\delta, t)}{\partial t} = \frac{k_a}{\lambda \delta} \int_0^t \Phi(\tau) d\tau + \\ + \frac{2k_a}{\lambda \delta} \sum_{n=1}^{\infty} \exp \left[ -k_a \left( \frac{\pi n}{\delta} \right)^2 t \right] \int_0^t \Phi(\tau) \exp \left[ k_a \left( \frac{\pi n}{\delta} \right)^2 \tau \right] d\tau$	$\tau$ — интервал времени буксования; $n$ — число пар трения
6	$\frac{k_a}{\lambda \delta} \int_0^t \Phi(\tau) d\tau = \tilde{T}$	—
7	$\frac{2k_a^2}{\lambda \delta} \sum_{n=1}^{\infty} \exp \left[ -k_a^2 \left( \frac{\pi n}{\delta} \right)^2 t \right] \int_0^t \Phi(\tau) \exp \left[ k_a^2 \left( \frac{\pi n}{\delta} \right)^2 \tau \right] d\tau = \Delta T$	—
8	$\frac{\partial T_u(\alpha, t)}{\partial t} = \tilde{T} + \Delta T$	—
9	$\frac{T_m(0, t)}{\partial t} = \frac{k_a^2}{\lambda \delta} \int_0^t \Phi(\tau) d\tau + \\ + \frac{2k_a^2}{\lambda \delta} \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \exp \left[ -k_a^2 \left( \frac{\pi n}{\delta} \right)^2 \tau \right] \int_0^t \Phi(\tau) \exp \left[ k_a^2 \left( \frac{\pi n}{\delta} \right)^2 \tau \right] d\tau$	—
10	$\frac{\partial T_m(\alpha, t)}{\partial t} = \tilde{T} + \Delta T$	—
11	$\Delta T = \frac{2k_a^2}{\lambda \delta} \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \exp \left[ -k_a^2 \left( \frac{\pi n}{\delta} \right)^2 t \right] \int_0^t \Phi(\tau) \exp \left[ k_a^2 \left( \frac{\pi n}{\delta} \right)^2 \tau \right] d\tau$	—
12	$\sigma_T = \frac{E \alpha \Delta T}{1 - T}$	$E$ — модуль упругости материала диска; $\alpha$ — коэффициент его линейного расширения
13	$\varphi = \frac{r_b(T(\delta, t) - T(0, t)) \alpha}{\delta}$	$r_b$ — внутренний радиус диска
14	$f = \varphi(r_h - r_b)$	$r_h$ — наружный радиус диска
15	$\sigma = \frac{E \delta \varphi}{r_b + r_h}$	—
16	$j_i = \frac{\Delta_i}{n_{\text{вкл}}}$	—
17	$f(\Delta_{ui}) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{(\Delta_{ui} - \bar{\Delta}_{ui})^2}{2\sigma^2} \right]$	$\bar{\Delta}_{ui}$ — математическое ожидание случайной величины $\Delta_{ui}$
18	$\Delta_{ui}(t_i)_{\min, \max} = \bar{\Delta}_{ui} \pm 3\sigma(\Delta_{ui})$	$\sigma(\Delta_{ui})$ — среднее квадратическое отклонение случайной величины $\Delta_{ui}$

сит от интенсивности износа и характеризуется обычно уменьшением толщины дисков за 1000 включений (формула № 1 в таблице). Сама же ее долговечность  $t_{\Phi}$  для первой группы отказов может быть подсчитана по формуле № 2. То есть средствами бортового диагностирования она вполне подвластна.

Далее. Работоспособность фрикционов зависит от процесса изнашивания. Обычно фрикции выходят из строя вследствие коробления или усадки и основной причиной здесь является повышенная теплонапряженность (тепловые перегрузки) дисков либо неправильная эксплуатация ГМП. Причем на практике фрикции выходят из строя чаще всего именно из-за первой причины. Поэтому на ней и остановимся.

Тепловая нагруженность определяется температурами на поверхности стального ( $T_o$ ) и металлокерамического дисков ( $T_m$ ), средней объемной температурой  $\tilde{T}$  и изменениями температур  $\Delta T = T_m - \tilde{T}$  и  $\Delta T_o = T_o - \tilde{T}$  ( $T_o$  — начальная минимальная температура).

При работе фрикции максимальную температуру имеет фрикционная поверхность в пятне контакта. Причем значение этой температуры определяется параметрами буксования, и количество теплоты, выделяемое в процессе включения фрикции, пропорционально удельной работе  $W_{\text{уд}}$  трения или максимальной удельной мощности  $P_{\text{уд, max}}$  трения. Зависит максимальная температура на поверхности фрикционного диска также от теплофизических свойств материала — коэффициента

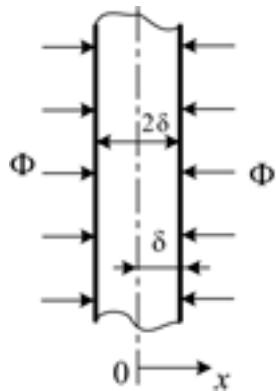


Рис. 1. Схема воздействия теплового потока на фрикционный диск ГМП

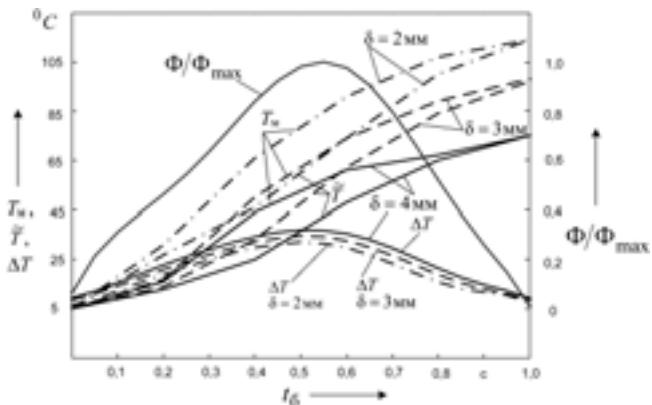


Рис. 2. Изменение теплового потока и температурных параметров дисков ГМП самосвалов в процессе буксования

λ теплопроводности, коэффициента  $k_a$  температуропроводности, удельной теплоемкости  $c$ , массы  $m$  и толщины  $\delta$  диска. Связь этих параметров, а также параметров буксования, теплофизических свойств материала и геометрических параметров дисков можно определить решением уравнения теплопроводности при заданных граничных условиях. При этом диск рассматривается (рис. 1) как пластина толщиной  $2\delta$  (два соседних диска) с теплоизолированными краями, на которую воздействует тепловой поток. Температурное поле в данном случае описывается уравнением № 3 при граничных условиях, записанных в формулах № 4.

При  $x = \delta$  решение уравнение № 3 имеет вид формулы № 5, а входящий в нее первый член правой части представляет собой среднюю объемную температуру диска (формула № 6), а второй — разность  $\Delta T$  между температурой  $T(\delta, t)$  на поверхности диска и средней объемной температурой  $\bar{T}$  (формула № 7). Тогда формулу № 5 можно окончательно записать в виде формулы № 8.

При  $x = 0$  решение имеет вид формулы № 9, а в окончательном виде — формулы № 10, в которой  $\Delta T$  — разность между средней объемной и минимальной температурами диска, подсчитываемая по формуле № 11.

Типовые характеристики изменения теплового потока в ГМП самосвала БелАЗ, поверхностной и среднеградиентной температуры, а также температуры для стальных дисков различной толщины приведены на рис. 2. Из них следует, что с увеличением толщины диска среднеинтегральная его температура уменьшается, а максимальные значения поверхностной и средненеинтегральной температур, наоборот, возрастают. И эти максимумы по времени соответствуют максимальным значениям теплового потока и мощности трения.

Но от разности  $\Delta T$  температур зависят, как известно, температурные напряжения  $\sigma_T$  для симметрично нагруженного диска (формула № 12). Следовательно, чем выше  $\Delta T$ , тем больше и  $\sigma_T$ . А это — изменение формы и размеров диска. Потому что часть диска, имеющая более высокую температуру, расширяется сильнее, чем менее нагретая. Поэтому в первой возникают напряжения сжатия, а во второй — напряжения растяжения. Кроме того, величина тех и других зависит и от отношения площадей сечений, имеющих

разные температуры (они, очевидно, обратно пропорциональны площади). Предельный вариант — это такое соотношение площадей, при котором напряжения превысят предел текучести материала диска.

После охлаждения диска возникшие в процессе его нагрева остаточные деформации вызывают остаточные напряжения в недеформированной его части, которые при повторном нагреве суммируются с температурными напряжениями повторного нагрева, и область деформации расширяется.

Таким образом, при неравномерном распределении температуры форма диска по его радиусу изменяется. Итог — заклинивание диска на валу или в барабане и спекание дисков.

Коробления дисков ГМП, как правило, результат их разнотолщинности: она вызывает неравномерность распределения теплового потока по поверхности диска, что ведет к появлению напряжений, а, как следствие, короблению. Коробление же даже в пределах упругих деформаций приводит в свою очередь к изменению площади контакта. Причем наиболее часто первым коробится крайний ведомый диск, поскольку он испытывает тепловое воздействие лишь с одной стороны.

Количественно коробления крайнего диска оценивают по углу φ поворота нагреваемой его стороны относительно ненагреваемой (формула № 13).

Прогиб  $f$  диска при несимметричном его нагреве дает формула № 14, а возникающие в нем за счет коробления напряжения — формула № 15.

Коробление диска вызывает изменение площади контакта и радиальный перепад температур, обусловленные им расчетные напряжения по радиусу диска сопоставимы с пределом текучести его материала (рис. 3).

Все приведенные выше теоретические соображения прошли экспериментальную проверку, в ходе которой определялись темпы изнашивания фрикционов при различных режимах их нагружения. Ее результаты приведены на рис. 4, из которого видно: степень изнашивания фрикционов, как и следовало ожидать, в значительной мере зависит от режимов нагружения. Например, при работе на первой передаче полное изнашивание ведомых дисков (величина износа 0,5 мм)

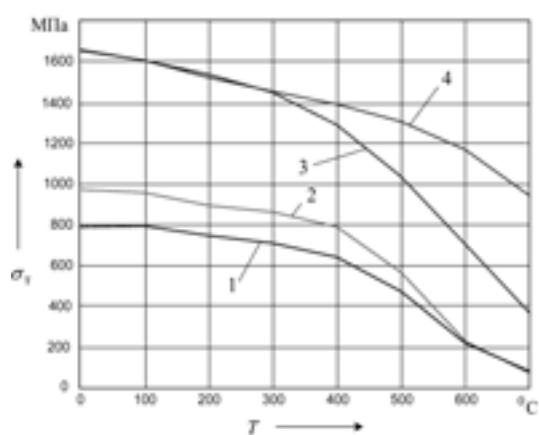


Рис. 3. Зависимость предела текучести материала дисков от температуры:

1 — 65Г; 2 — 30ХГСА; 3 — 43Х3СМВФА; 4 — 40Х3М2ФА

может наступить уже после 17–20 тыс. включений. Вообще же интенсивность  $j_i$  изнашивания можно подсчитать по формуле № 16, но в экспериментах она составила  $(1,7–3,0) \cdot 10^{-5}$  мм/включ.

Процесс изнашивания дисков небезобиден. В его ходе с их рабочих поверхностей удаляется слой, полученный термохимической обработкой. Причем удаляется неравномерно. В результате изнашивания и термических воздействий диски получают неплоскость и повышенную разнотолщинность. С теми же последствиями для ресурса и надежности ГМП, о которых говорилось выше.

Так, стендовыми испытаниями установлено (рис. 5), что уменьшение толщины ведомых дисков до 3,2–3,3 мм, а ведущих до 2,4–2,5 мм не увеличивает интенсивность  $J_y$  усадки, коробления и изнашивания; у дисков же толщиной ниже приведенных значений интенсивность усадки резко возрастает. В этой связи данные размеры и следует принимать в качестве предельных, как и оговаривает БелАЗ.

Зависимость среднего износа  $\Delta_i$  фрикциона ГМП рассматриваемого класса от продолжительности  $t$  ее эксплуатации приведена на рис. 6. На нем  $\Delta_i(t)_{\min}$  и

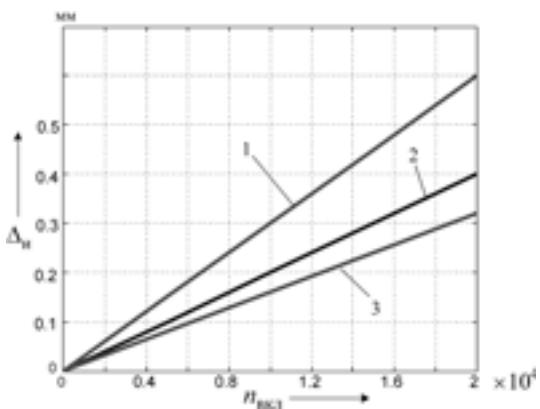


Рис. 4. Зависимость износа дисков трения от числа включений:  
1 — имитация трогания груженого автосамосвала на первой передаче; 2 и 3 — трогание самосвала с 75 и 50 %-ной степенью загрузки соответственно

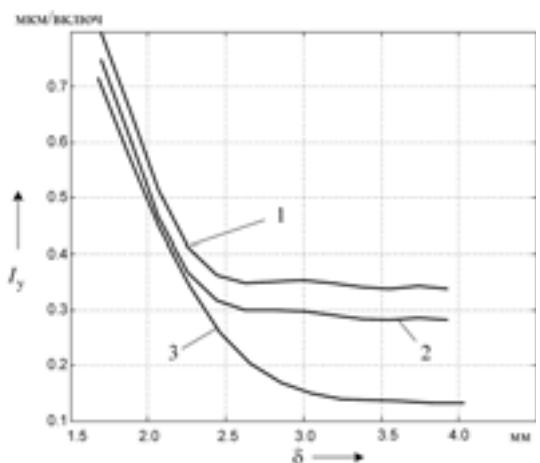


Рис. 5. Влияние толщины ведущего (1, 2) и ведомого (3) дисков на интенсивность их усадки при удельной работе буксования, равной 60–65 кДж/м<sup>2</sup>

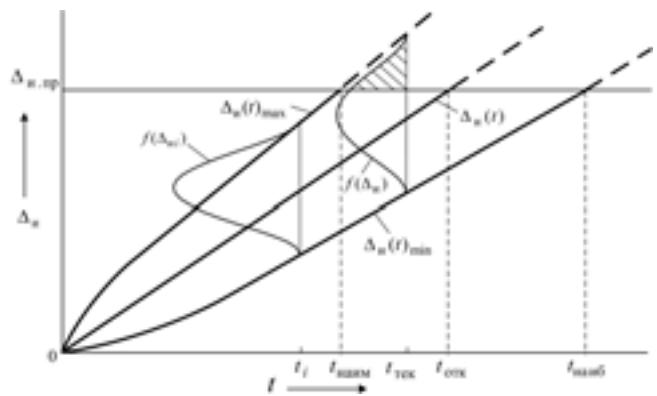


Рис. 6. Зависимость среднего износа фрикциона от продолжительности эксплуатации ГМП

$\Delta_i(t)_{\max}$  ограничивают минимальную и максимальную границы практически возможных значений износа  $\Delta_i$ . Предельно допустимые величины износа  $\Delta_{i,\text{пр}}$  фрикционных дисков для самосвалов БелАЗ-7555, например, установлены равными 0,1 мм для ведомого и 0,5 мм — для ведущего дисков.

Графики на рис. 6 позволяют оценить величину средней наработки  $t_{\text{отк}}$  на отказ фрикциона, а также наименьший ( $t_{\text{найм}}$ ) и наибольший ( $t_{\text{найб}}$ ) практически возможные пробеги автомобилей с ГМП до наступления предельного износа дисков (отказа фрикционов). При этом считается, что для любого  $t_i$  (пока  $\Delta_i < \Delta_{i,\text{пр}}$ ) значения износа распределены по нормальному закону с плотностью распределения, которая может быть подсчитана по формуле № 17.

Для поиска области практически возможных значений входящей в эту формулу случайной величины  $\Delta_i$ , распределенной по нормальному закону, пользуются правилом "трех сигм". В соответствии с ним для каждого пробега автомобиля (времени  $t_i$  эксплуатации ГМП) верхняя и нижняя границы практически возможных значений износа  $\Delta_i$  находятся по формуле № 18.

Таким образом, анализ факторов, влияющих на ресурс фрикционных дисков, в том числе режимов эксплуатации самосвалов, позволяет прогнозировать срок службы фрикционов и величину средней наработки на отказ. При использовании бортовой электронной системы автоматического управления и диагностирования, которая практически разработана автором совместно с учеными кафедры "Автомобили" и специалистами ОАО "БелАЗ", с помощью специальных алгоритмов можно в режиме реального времени определять величины износа фрикционных дисков в процессе эксплуатации ГМП. Для этих целей предлагается использовать цифровые эталонные файлы информации или регрессионные зависимости, регламентирующие предельно допустимые значения износа, которые хранятся в памяти бортового процессора. Но можно применить и методы косвенного анализа износа фрикционных дисков, один из которых — организация специальных тестовых заездов в стандартных однозначных дорожных условиях с целью измерения времени буксования фрикционов при переключении передач и его сравнения с эталонным (предельнодопустимым) значением.

# ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДЕЛИ РАССЕИВАНИЯ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ВЕЩЕСТВ, СОДЕРЖАЩИХСЯ В ВЫБРОСАХ АТС

А.М. АЛЕЙНИКОВА, канд. техн. наук Л.Х. БАДАЛЯН,  
канд. экон. наук В.Н. КУРДЮКОВ

Институт энергетики и машиностроения ДГТУ  
(863. 252-50-89)

*Разработаны основы пространственной модели рассеивания загрязняющих веществ с отработавшими газами передвижного источника в атмосферном воздухе уличной дорожной сети. Модель учитывает влияние вихревого следа, возникающего при обтекании движущегося автомобиля, на формирование полей концентрации поллютантов в воздушной среде.*

**Ключевые слова:** загрязняющие вещества, отработавшие газы, рассеивание, конвективный перенос, турбулентная диффузия, пространственная модель.

Aleynikova A.M., Badalyan L.H., Kurdyukov V.N.  
**THE BASES OF SPATIAL MODEL OF POLLUTANTS CONTAINING IN THE MOVING SOURCE DISPERSION**

*The bases of spatial model of pollutants containing in the emissions of a moving source dispersion in the air of street road net are represented. The algorithm which is a foundation of researched model has offered. The model considers influence of the turbulent trace forming with a moving automobile on pollutants dispersion in the atmosphere.*

**Keywords:** pollutants, exhaust gases, dispersion, convective diffusion, turbulent diffusion, spatial model.

Одним из основных способов обеспечения приемлемого качества воздушной среды в городах, особенно крупных, является, как известно, доведение до минимального количества содержание вредных веществ в отработавших газах автомобильных ДВС. При этом в качестве размерности нормы выбросов загрязняющих веществ передвижными источниками наиболее часто принимается отношение массы  $i$ -го загрязнителя к единице времени, г/с. Что, в общем-то, правильно: показатель "г/км" в данном случае малоприемлем, поскольку двигатель автомобиля в городе до 30 % времени работает на холостом ходу, а в дорожных пробках — и того больше. Очевидно, что в качестве норматива необходимо брать отношение массы выброса, рассчитанной с учетом предельно допустимой нагрузки (ПДН) на экосистему, ко времени, необходимому для утилизации поллютанта природными ресурсами территории. Правда, здесь есть одна сложность: если значения ПДН для  $i$ -го загрязняющего вещества, в принципе, могут быть определены для любой экосистемы, в том числе и городской, то время, затрачиваемое на нейтрализацию загрязнителя, для разработчика ДВС остается неизвестным. Поэтому необходима методика учета особенностей процессов рассеивания вредных веществ, содержащихся в отработавших газах передвижных источников. Другими словами, нужна методика расчета концентрации загрязняющих веществ в атмосфере городской магистрали.

Рассмотрим, возможно ли создание такой методики.

На первый взгляд, разрабатывать ее вообще не нужно: в настоящее время существует множество матема-

тических моделей, используемых для расчета концентрации загрязняющих веществ в атмосферном воздухе. Их можно даже классифицировать (рис. 1) как по способу исследования (теоретические, эмпирические, полуэмпирические, стохастические, рецепторные), так и по подходу к описанию процессов рассеивания (эйлеровы, лагранжевые, гауссовы, трехмерные). Однако само это многообразие говорит о том, что единого подхода, который бы учитывал все факторы, влияющие на процесс распространения примеси от источника выброса, фактически не существует. Значит, ни один из "классических" методов не может быть использован "в чистом виде" для определения концентрации вредных веществ, выбрасываемых автотранспортом (методы не отражают непрерывное неравномерное поступление поллютантов в атмосферу в условиях движения автомобилей по городским магистралям).



Рис. 1. Классификация моделей рассеивания загрязняющих веществ в атмосферном воздухе



Рис. 2. Алгоритм модели рассеивания составляющих отработавших газов АТС в атмосферном воздухе

Выход очевиден: нужна новая модель для расчета концентрации загрязняющих веществ в воздухе уличной дорожной сети, которая способна учитывать все особенности процессов рассеивания токсичных

и канцерогенных веществ, обусловленные характером источника выброса.

По мнению авторов, при разработке такой модели можно опираться на алгоритм, приведенный на рис. 2.

В его основу должны быть заложены следующие требования к создаваемой модели рассеивания примесей, содержащихся в отработавших газах АТС.

Во-первых, следует учитывать особенности, присущие передвижным источникам эмиссии, а именно: линейный (один автомобиль) или площадной (группа транспортных средств) тип источника, малая высота выброса, разность температур потока отработавших газов и воздушной среды, зависимость интенсивности выбросов вредных веществ от режима работы двигателя, влияние на формирование поля рассеивания загрязняющих веществ в воздушных потоках, возникающих при обтекании автомобиля, и т. д.

Во-вторых, должны быть приняты допущения, позволяющие описать процесс рассеивания загрязняющих веществ в атмосферном воздухе. Например, что воздушный поток, обтекающий АТС, несжимаем. Тогда к нему можно применить уравнение неразрывности (формула № 1 в таблице). Но так как воздух на самом деле неподвижен, а обтекающий АТС воздушный поток создается за счет движения этого АТС, то по отношению к нему справедлива формула № 2.

Далее. При обтекании автомобиля набегающим воздушным потоком переход от ламинарного течения к турбулентному происходит при критическом значении числа Рейнольдса. Зная это, можно определить критическую скорость  $U_{kp}$  набегающего потока (либо, с учетом формулы № 2, критическую скорость  $v_{kp}$  автомобиля), т. е. скорость, при которой ламинарный режим течения переходит в турбулентный. При этом следует помнить, что на характер набегающего потока существенное влияние оказывает кинематическая вязкость среды, которая, в свою очередь, зависит от температуры воздуха.

В-третьих, поток отработавших газов переносит загрязняющие вещества в движущейся среде, что обусловлено двумя различными механизмами: наличием в газовой смеси, состоящей из отработавших газов и воздуха, разности концентраций  $i$ -го компонента, вызывающей молекулярную диффузию, и движением частиц вместе с потоком, т. е. кон-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\operatorname{div} U = 0$	$\operatorname{div}$ — дивергенция (дифференциальный оператор, характеризующий поток векторного поля через поверхность, в результате применения которого к векторному полю образуется скалярное); $U$ — скорость набегающего воздушного потока, м/с
2	$U = -v$	$v$ — скорость АТС, м/с
3	$\frac{\partial c_i}{\partial \tau} + (u \nabla) c_i = -\operatorname{div} j_i$	$c_i$ — концентрация $i$ -го компонента газовой смеси, мг/м <sup>3</sup> ; $\tau$ — время, с; $u$ — вектор скорости движения среды (векторная сумма скорости воздушных потоков, возникающих при обтекании АТС и скорости выброса отработавших газов), м/с; $\nabla$ — набла (оператор Гамильтона или векторный дифференциальный оператор); $j_i$ — вектор плотности диффузационного потока $i$ -го компонента газовой смеси, мг/(м <sup>2</sup> · с)
4	$j_i = -D_i \nabla c_i$	$D_i$ — коэффициент молекулярной диффузии $i$ -го компонента газовой смеси, зависящий от температуры газовой среды и определяющий масштаб диффузационного переноса, м <sup>2</sup> /с
5	$\frac{\partial c_i}{\partial \tau} + \left( u_x \frac{\partial c_i}{\partial x} + u_y \frac{\partial c_i}{\partial y} + u_z \frac{\partial c_i}{\partial z} \right) = D_i \operatorname{div}(\nabla c_i)$	—
6	$\frac{\partial c_i}{\partial \tau} + \left( u_x \frac{\partial c_i}{\partial x} + u_y \frac{\partial c_i}{\partial y} + u_z \frac{\partial c_i}{\partial z} \right) = D_i \Delta c_i$	$\Delta$ — оператор Лапласа
7	$j_i = -(D_i + D_{ti}) \nabla \langle c_i \rangle$	$D_{ti}$ — коэффициент турбулентной диффузии $i$ -го компонента газовой смеси (коэффициент пропорциональности, связывающий поток массы при турбулентном режиме течения среды с градиентом осредненной скорости движения частиц), м <sup>2</sup> /с; $\langle c_i \rangle$ — осредненная по времени концентрация $i$ -го поллютанта в рассматриваемой точке пространства
8	$\frac{\partial \langle c_i \rangle}{\partial \tau} + (u \nabla) \langle c_i \rangle = -\operatorname{div}[-(D_i + D_{ti}) \nabla \langle c_i \rangle]$	—
9	$\begin{cases} D_{ti} = \chi_{ti} \\ \chi_{ti} \sim \text{Re} \\ \chi \end{cases}$	$\chi_{ti}$ — турбулентная кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с; $\chi$ — кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с
10	$\frac{\partial \langle c_i \rangle}{\partial \tau} + \left( u_x \frac{\partial \langle c_i \rangle}{\partial x} + u_y \frac{\partial \langle c_i \rangle}{\partial y} + u_z \frac{\partial \langle c_i \rangle}{\partial z} \right) = (D_i + \chi_{ti}) \Delta \langle c_i \rangle$	—

вективным переносом<sup>1</sup>. Причем во втором случае большое значение имеют турбулентные потоки, которые возникают в вихревом следе за АТС, образующемся после достижения критической скорости. То есть необходимо учитывать, что распределение концентрации  $i$ -го компонента отработавших газов при движении АТС обусловлено явлением турбулентной диффузии.

Располагая перечисленными допущениями, можно переходить к следующему шагу — математическому описанию процессов рассеивания вредных веществ, содержащихся в отработавших газах неподвижного АТС (двигатель работает на холостом ходу) или АТС, движущегося со скоростью  $v < v_{kp}$ . Это описание дает уравнение конвективной диффузии вещества в ламинарном несжимаемом потоке, т. е. формула № 3. В свою очередь, вектор плотности диффузационного потока  $i$ -го загрязняющего вещества определяется по формуле № 4.

Очевидно, что из двух последних формул, учитывая свойства набла-оператора, легко получить формулу № 5, которая после несложных преобразований ее правой части преобразуется в формулу № 6.

Рассмотрим теперь формирование поля концентрации отработавших газов при движении АТС со скоростью  $v > v_{kp}$ .

Согласно гипотезе Буссинеска, турбулентный перенос вещества в произвольной точке пространства в рассматриваемый момент времени определяется градиентом осредненной концентрации, взятым в той же точке пространства в тот же момент времени. В этом

<sup>1</sup> Берд Д., Лайтфут Е., Стюарт В. Явления переноса. Пер. с англ. — М.: Химия, 1974. — 688 с.

случае плотность диффузационного потока в газовой смеси дает формула № 7. Следовательно, известное уравнение для описания переноса вещества в турбулентном потоке можно представить формулой № 8.

Проведя некоторые упрощения с учетом свойств набла-оператора и используя аналогию (метод) Рейнольдса (формула № 9), получаем формулу № 10, описывающую распространение в атмосферном воздухе загрязняющих веществ, создаваемых источником, который перемещается со скоростью, превышающей критическую.

Таким образом, основное уравнение модели рассеивания выбросов отработавших газов для неподвижных источников эмиссии и источников, движущихся со скоростью, которая не превышает критическую, можно записать в виде формулы № 6, а для источников, движущихся со скоростью, превышающей критическую, — формулы № 10.

Эти формулы, как видим, представляют собой дифференциальные уравнения в частных производных второго порядка.

Из всего сказанного следует, что авторам статьи действительно удалось разработать основу создания такой модели рассеивания загрязняющих веществ, которая позволяет определять содержание компонентов отработавших газов в выбросах передвижных источников, т. е. отражает особенности формирования полей концентрации поллютантов, обусловленные движением АТС (постоянное неравномерное поступление вредных веществ в атмосферу в условиях уличной дорожной сети города; влияние на процессы рассеивания загрязненного воздуха турбулентных потоков, возникающих при движении АТС, и т. д.).



## ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 656.13.022

### МЕХАНИЗМ ФИНАНСИРОВАНИЯ МУНИЦИПАЛЬНЫХ ПАССАЖИРСКИХ АТП

Л.М. КИРИЛЛОВА

Кузбасский ГТУ (8.3842. 39-69-27)

Определено понятие устойчивого развития предприятия пассажирского автотранспорта, предложен механизм распределения дотаций предприятиям, исходя из их перевозочных условий и эффективности деятельности.

**Ключевые слова:** устойчивое развитие, перевозочные условия, кластеризация предприятий, механизм распределения дотаций.

Kirillova L.M.  
MECHANISM OF FINANCING MUNICIPAL PASSENGER  
TRANSPORTATION COMPANIES

Defined the concept of sustainable development of passenger transportation company, proposed the mechanism of subsidies distribution for the company, based on the transportation conditions and performance.

**Keywords:** sustainable development, transportation conditions, clustering.

номики предприятия — основа реализации стратегии устойчивого экономического развития. В связи с этим возникает вопрос: где же выход из создавшегося положения? Чтобы ответить на него, обратимся к теории.

Известно, что для решения любой проблемы предприятия есть только одно средство — обеспечение устойчивости его развития. То есть целенаправленное изменение его внутренней среды в соответствии со средой внешней. Причем эта устойчивость должна быть комплексной — одновременно и текущей, и долгосрочной.

Под текущей устойчивостью понимается создание баланса между текущими ресурсными потребностями и текущими же ресурсными возможностями предприятия с учетом специфики процессов развития в плане потребления ресурсов и особенностей рынка транспортных услуг, выражющиеся в наличии ежегодного циклического характера спроса. Например, с 1 мая по 1 октября подвижность населения, по сравнению с другими месяцами, всегда возрастает, что требует усиления действующих и открытия новых (сезонных) маршрутов.

Очевидно, что текущая устойчивость — основа долгосрочной. И если предприятие не смогло обеспечить первую, то говорить о второй бессмысленно. Поэтому главная задача руководства — добиться правильного планирования и осуществления экономически оправданного уровня текущего развития ПАТП как хозяйствующего субъекта. И инструментом решения задачи может и должен выступать организационно-экономический механизм управления развитием предприятия, позволяющий реализовать комплексный подход к процессам развития, а также определять рациональный темп этого развития с учетом специфики рынка транспортных услуг и особенностей самого ПАТП. Причем данный процесс, как уже говорилось ранее, диалектически связан с текущей деятельностью и основывается на ней и, одновременно, противоположен процессу стабильной текущей деятельности. И причина состоит в том, что развитие ПАТП требует определенных ресурсов, которые можно получить только от текущей деятельности — путем привлечения ресурсов из внешней среды, а их возврат будет происходить от будущей текущей деятельности.

Этот факт означает только одно: снижение устойчивости текущей деятельности. Что, в общем-то, вполне закономерно. Ведь устойчивость — одно из проявлений свойств целостности и означает способность системы найти такой вариант соотношений и связей между элементами, которые позволяют системе сохранить свое существование, поддерживая жизненно важные параметры на заданном уровне как в текущей деятельности, так и в процессе развития.

Отсюда экономическое развитие предприятия можно определить как процесс обновления производственных процессов, гарантирующий качественно новый уровень его функционирования. Значит, устойчивым развитием ПАТП следует считать такое развитие, при котором обеспечивается как текущая, так и долгосрочная его устойчивость. А если более конкретно, то предприятие обладает краткосрочной устойчивостью, если обеспечена его платежеспособность, и долгосрочной устойчивостью, если темпы его развития соответствуют темпам развития рынка.

Таковы общетеоретические соображения. Если же говорить о практической стороне дела, то при существующей экономической политике, проводимой в регионе, устойчивым развитием ПАТП можно считать также снижение нагрузки на муниципальный бюджет, при котором дотации распределяются неравномерно по предприятиям, а лишь тем, которые требуют поддержки в силу своих неудовлетворительных перевозочных условий.

И с этой точки зрения автор считает, что региональные ПАТП можно классифицировать по таким признакам, как объем перевозок и длина ездки, объем перевозок и их виды, объем перевозок и численность населения и др. Факторами же группирования по перевозочным параметрам могут быть численность населения городов и населенных пунктов и пассажирооборот ПАТП, который по своей сути — комплексный показатель, отражающий объем пассажирских перевозок и среднее расстояние ездки оного пассажира.

Располагая такой классификацией, можно говорить о стратегии финансирования конкретных ПАТП. Так, если взять Кемеровскую область, то в ней насчитывается 24 ПАТП, которые в координатах "пассажирооборот П — численность  $N$  населения" распределяются так, как показано на рис. 1. То есть предприятия образуют три четко выраженные группы.

Примерно так же распределяются фактическая доходность  $D$  (рис. 2) и затратность  $Z$  (рис. 3) в зависимости от численности населения, что подтверждает правомерность выбранных факторов группировки.

Как видим, предприятия первой группы расположены в городах и поселках городского типа с численнос-

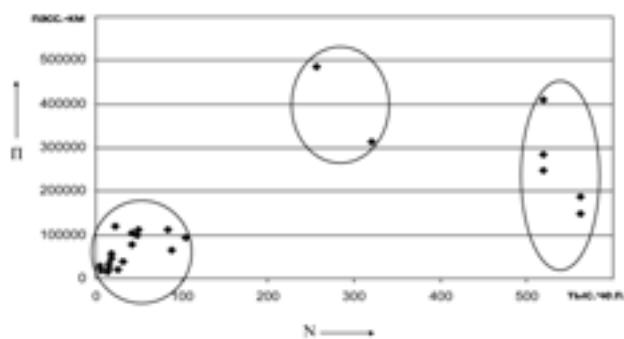


Рис. 1. Распределение пассажирооборота предприятия в зависимости от численности населения в Кемеровской области

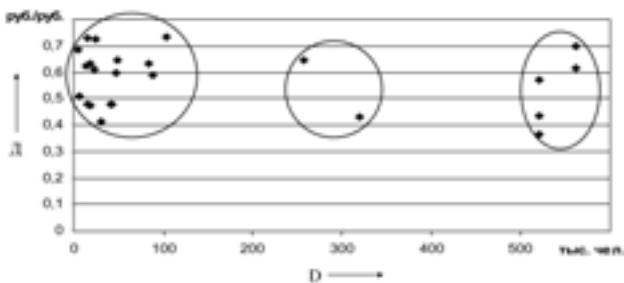


Рис. 2. Распределение доходности предприятия в зависимости от численности населения в Кемеровской области

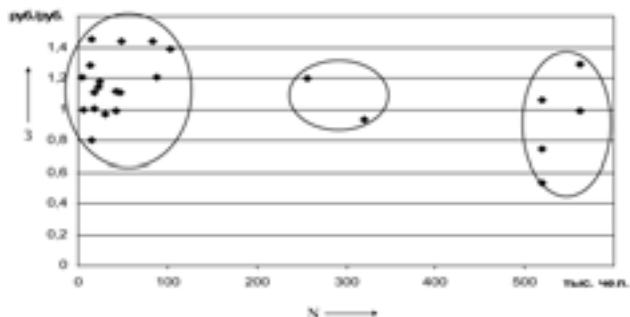


Рис. 3. Распределение затратности предприятия в зависимости от численности населения в Кемеровской области

тью населения ~100 тыс. чел. Здесь пассажирооборот составляет 16 119,8—14 4847,6 тыс. пасс. · км, а средняя длина ездки одного пассажира — 13,8 км. Во вторую группу входят два предприятия с филиалами в соседних городах. Поэтому численность их населения рассматривается суммарно: 579,9 тыс. чел., (256,6 тыс. и 320,3 тыс. человек соответственно). Средняя длина ездки одного пассажира составляет соответственно 14,8 и 8,5 км. Третью группу образуют предприятия, находящиеся в крупнейших городах области: Кемерово и Новокузнецке (пять предприятий). Население этих городов — 520,1 тыс. и 562,4 тыс. человек соответственно, пассажирооборот — 76 926 — 408 687,3 тыс. пасс. · км; средняя длина ездки одного пассажира — 12,36 км.

Особенностью муниципальных ПАТП Кемеровской области является их территориальная разобщенность и как результат — разные перевозочные условия. Тем не менее оценку уровня экономического развития ПАТП можно выполнять, используя один и тот же двухуровневый подход, который учитывает количественные и качественные показатели их работы, а в качестве критерия эффективности деятельности брать не такие абсолютные показатели, как прибыль, доход,

частый денежный поток и т. д., и даже не привычные показатели ресурсоотдачи (рентабельности транспортных услуг, производства, активов, собственного капитала), а показатели доходности (доход/активы) и затратности (затраты/активы). Потому что они, с одной стороны, — показатели ресурсоотдачи, а с другой — зависят от внутренних факторов деятельности ПАТП в большей степени, чем абсолютные показатели. И здесь надо иметь в виду, что доходность (затратность) определяется и масштабами деятельности предприятия — объемом перевозок пассажиров, маршрутной сетью, численностью подвижного состава, а не только эффективностью использования его ресурсов. При таком подходе сразу же решается проблема муниципальных дотаций: при их распределении учитываются перевозочные условия и эффективность деятельности предприятия.

Сегодня дотации среди предприятий Кемеровской области распределяются равномерно, что в принципе не учитывает перевозочных условий и эффективности деятельности ПАТП. Представляется, что необходима другая система дотаций, которая могла бы стимулировать деятельность предприятий, направленную на снижение затратности и повышение доходности.

В связи с изложенным автор считает, что дотации должны распределяться дифференцированно и состоять из двух частей — постоянной, одинаковой по размеру для всех (частично покрывает плановые убытки) и вариативной, предназначеннной для компенсации относительно неблагоприятных перевозочных условий и стимулирования ПАТП (начисляется за повышение эффективности деятельности).

Реализовать такой подход можно путем экономико-статистического моделирования зависимости выбранного критерия деятельности муниципальных пассажирских предприятий (доходности, затратности) от значений показателей эффективности, освободив предварительно эту зависимость от масштабных показателей перевозочных условий.

УДК 629.331:621.1.016

## ГАЗОВЫЙ ИНФРАКРАСНЫЙ ПРЕДПУСКОВОЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЬ ДЛЯ ДВС

Д-р техн. наук Ю.Г. ГОРШКОВ, канд. техн. наук В.М. УСКОВ, А.А. КАЛУГИН  
Челябинская ГАА (351.266-65-30)

Предложен газовый инфракрасный предпусковой подогреватель двигателей внутреннего сгорания. Рассчитаны основные параметры предпускового подогревателя.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, холодный запуск, охлаждающая жидкость, температура, предпусковой подогреватель, насадка.

Gorshkov Yu.G., Uskov V.M., Kalugin A.A.  
GAS INFRARED PRESTARTING HEATER OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

The authors propose a gas infrared prestarting heater of internal combustion engines. Calculation of basic parameters of the heater is made.

**Keywords:** internal combustion engine, cold start, coolant fluid, temperature, prestarting heater, nozzle.

Специфика природно-климатических условий зоны холодного климата (низкие температуры окружающего воздуха, большая продолжительность зимнего пе-

риода, метели, заснеженные дороги и др.) обуславливает целый ряд особенностей эксплуатации автотранспортной техники. И главная из них — затрудненный пуск двигателей, особенно дизелей, при низких температурах окружающего воздуха. Его причины — значительное увеличение сопротивления вращению коленчатого вала из-за высокой вязкости масла, падение мощности, отдаваемой аккумуляторной батареей, из-за увеличения внутреннего ее сопротивления и вязкости электролита, плохая распыливаемость более вязкого при низких температурах топлива. Кроме того, у ДВС с искровым зажиганием при таких температурах в результате снижения напряжения во вторичной обмотке катушки зажигания ухудшается искрообразование, а у дизелей из-за поступления холодного воздуха в цилиндры и снижения частоты раскрутки коленчатого вала стартером — условия для достижения в конце такта сжатия необходимой для самовоспламенения топлива температуры воздуха.

Способов устранения отрицательного влияния низких температур придумано много. Среди них приме-

нение систем предпускового подогрева, использование зимних сортов топлив и масел, специальных добавок к топливам и маслам, систем теплоизоляции и подогрева аккумуляторных батарей. Причем вариантов реализации перечисленных способов становится с каждым годом все больше. Это говорит о том, что проблема до сих пор остается не решенной до конца.

Подтверждает данный вывод и тот факт, что водители самосвалов особо большой грузоподъемности, работающих в горнорудной отрасли, дизели этих машин не останавливают даже при длительной стоянке.

Учитывая все это, авторы считают, что читателям будет интересен рассматриваемый ниже газовый инфракрасный подогреватель ДВС.

Основными элементами его конструкции являются (рис. 1) корпус 4 с фигурным патрубком 1, обеспечивающим подогрев жидкости в системе охлаждения двигателя, крышка подогревателя 5 с патрубком 6 отвода горячего воздуха, предназначенного для обогрева других элементов подкапотного пространства (рис. 2), керамический нагревательный элемент 11; нагревательная горелка с сеткой 8.

Работа подогревателя основана на использовании теплоты, выделяемой на съемной инфракрасной горелке, которая устанавливается в гнездо нижней части корпуса подогревателя при подготовке двигателя к пуску. Конструкция горелки, в принципе, может быть

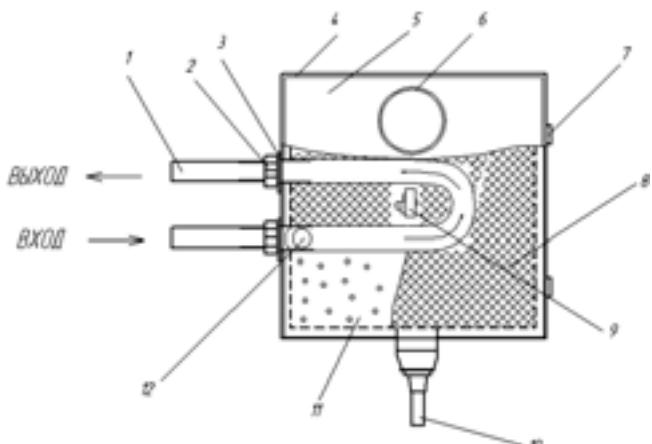


Рис. 1. Схема газового инфракрасного предпускового подогревателя ДВС:

1 — фигурный патрубок; 2 — гайка; 3 — уплотнительная шайба; 4 — корпус; 5 — крышка; 6 — патрубок отвода горячего воздуха; 7 — шарнир крышки; 8 — сетка горелки; 9 — кнопка пьезоподжига газа; 10 — штуцер; 11 — керамический нагревательный элемент; 12 — перепускной клапан

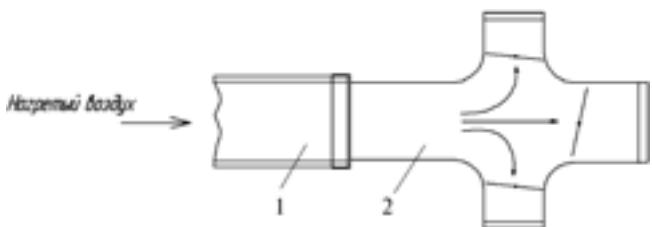


Рис. 2. Многоштуцерная насадка (1), соединенная с патрубком (2) отвода горячего воздуха



Рис. 3. Газовая инфракрасная горелка ГИИ-0,5 "Лучик"

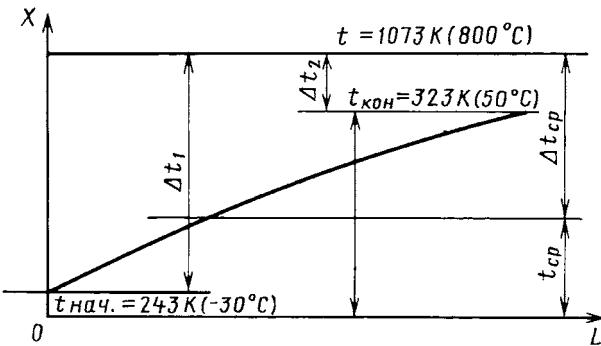


Рис. 4. Зависимость температуры охлаждающей жидкости от длины фигурного патрубка подогревателя при температуре излучающей поверхности (горячего газа), равной 1073 К (800 °C)

любой. Но в рассматриваемом случае авторы использовали одну из наиболее компактных и экономичных серийных горелок — ГИИ-0,5 "Лучик" (рис. 3), выпускаемую ООО "Тепломеханика Урал". Ее номинальная тепловая мощность  $Q_{\text{г}}$  составляет 1,15 кВт (кДж/с), температура излучающей поверхности — 1073–1270 К (800–1000 °C), часовой расход  $G_{\text{гор}}$  сжиженной пропан-бутановой смеси — 60 г/ч.

Входной штуцер 10 (см. рис. 1) соединяется с газовым редуктором, который, в свою очередь, подсоединен к газовому баллону небольшой емкости (на рис. не показаны).

Расчет подогревателя, очевидно, должен сводиться к определению необходимой площади  $F$  его теплопередающей поверхности. И здесь никаких проблем нет: расчетную формулу в свое время предложили авторы работы<sup>1</sup>. Эта формула имеет следующий вид:

$$F = \frac{Q}{q_f} = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}} \quad (Q — \text{количество передаваемой теплоты}; q_f — \text{плотность теплового потока}; K — \text{общий коэффициент теплопередачи теплообменника}; \Delta t_{\text{ср}} — \text{средний температурный напор}).$$

Параметр  $Q$  определить труда тоже не представляет, поскольку объем системы охлаждения и температура, до которой ее нужно подогреть, задаются. Сложнее с параметрами  $K$  и  $t_{\text{ср}}$ .

В принципе, за  $\Delta t_{\text{ср}}$  из-за нелинейности теплообмена можно принять среднелогарифмический температурный напор (рис. 4), т. е. подсчитать  $\Delta t_{\text{ср}}$  по формуле

<sup>1</sup> Амерханов Р.А., Драганов Б.Х. Теплотехника: учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: ЭАИ, 2006. — 432 с.

$\Delta t_{cp} = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / (\ln \Delta t_1 / \Delta t_2)$ , где  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  — больший и меньший температурные напоры на входе охлаждающей жидкости в подогреватель и выходе из него, а значение коэффициента  $K$  теплопередачи данного теплообменника — по формуле  $K = 1 / (\lambda_1 + \delta_{tp} / \lambda_{mtp} + 1 / \lambda_2)$ , в которой  $\lambda_1$  — коэффициент теплоотдачи от излучающей поверхности (в нашем случае — от горячих газов) к трубкам с охлаждающей жидкостью,  $\lambda_2$  — коэффициент теплоотдачи от трубок к охлаждающей жидкости;  $\delta_{tp}$  — толщина стенки трубок теплообменника;  $\lambda_{mtp}$  — коэффициент теплопроводности материала трубок. Но все дело в том, что и  $K$ , и  $\lambda$  зависят от многих факторов — вязкости тосола, охлаждающей жидкости, критериев Нуссельта ( $N_u$ ), Гросгофа ( $G$ ), Прандтля ( $P_r$ ), скорости движения теплоносителей и др. Причем эти зависимости пока, к сожалению, никем не предложены. Поэтому решение задачи приходится переводить в чисто практическую плоскость. А именно: задаваясь начальной ( $t_{\text{нач}}$ ) и конечной ( $t_{\text{кон}}$ ) температурами охлаждающей жидкости и зная параметры излучателя теплоты (горелки), определять время  $\tau$  прогрева этой жидкости до заданной температуры и расход газа горелкой. То есть определять возможности подогревателя с горелкой ГИИ-0,5 "Лучик".

УДК 625.815

## О ДОПУСКАЕМЫХ И ПРЕДЕЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЯХ НЕРОВНОСТЕЙ АСФАЛЬТОБЕТОННЫХ ПОКРЫТИЙ ДОРОЖНЫХ ОДЕЖД ЖЕСТКОГО ТИПА

Канд. техн. наук А.С. АЛЕКСАНДРОВ, С.А. ГОРДЕЕВА, д.н. ШПИЛЬКО

СибАДИ (8.3812. 65 15 63)

Предпринята попытка определения допускаемых и предельных значений продольных и поперечных неровностей из условия обеспечения основных потребительских свойств автомобильной дороги: скорости, удобства (комфорта), безопасности движения, прочности дорожной конструкции.

**Ключевые слова:** продольная и поперечная ровность, допускаемые и предельные неровности.

Aleksandrov A.S., Gordeeva S.A., Shpilko D.N.

ABOUT ALLOWED AND LIMITS ASPHALT PAVEMENT IRREGULARITIES  
PAVEMENT RIGID TYPE

Attempted to define the permitted and the limit values of longitudinal and transverse roughness in terms of provision of basic consumer properties of the road: speed, convenience (comfort), safety, durability of road construction.

**Key words:** longitudinal and transverse evenness, and the limit allowed by irregularities.

При оценке состояния дорог сопоставляются фактические показатели ровности их поверхности с допускаемыми и предельными значениями, оговоренными нормативными документами. Однако, к сожалению, есть одно "но": записанные в этих документах допускаемые и предельные значения неровностей в явном виде не имеют зависимости от транспортно-эксплуатационных показателей, характеризующих потребительские свойства дороги. И прежде всего — от скорости движения АТС. Другими словами, если нормативы выдержаны, то нельзя сказать однозначно, что, во-первых, любое АТС при движении на технически

допустим, что этой горелкой требуется нагреть 10 л тосола ( $V_t = 10$  л) от  $t_{\text{нач}} = 243$  К до  $t_{\text{кон}} = 323$  К (от  $-30$  до  $+50$  °C). Количество требующейся тепловой энергии дает формула  $Q = V_t \rho_t t_{\text{кон}} C_t$ . Подставив в нее значения плотности тосола ( $\rho_t = 1075$  кг/м<sup>3</sup>), теплоемкости ( $C_t = 2,9$  кДж/(кг · град.) и средней расчетной разности температур, которую при нелинейном характере теплообмена (см. рис. 4) можно принять равной 40 К

$$\left( t_{cp} = \frac{t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}}{2} = 40 \text{ K} \right), \text{ получаем: } Q = 1247 \text{ кДж.}$$

Это и есть количество теплоты, которое горелка способна передать материалу фигурного патрубка подогревателя и тосолу за время  $\tau$ , подсчитываемое по формуле  $\tau = Q / Q_{\text{топ}} \eta$ . Оно, если принять что поверхностный КПД ( $\eta$ ) теплообменника  $\approx 0,8$ , будет равно 0,4 ч или 25 мин.

Расход ( $G_t$ ) сжиженного газа, исходя из приведенной выше технической характеристики горелки ( $G_t = 1,15$  кДж/с), за время  $\tau$  составит:  $G_t = G_{\text{топ}} = 24$  г.

В газовом баллоне емкостью 1 л содержится  $\sim 0,5$  кг сжиженного газа, что вполне достаточно, например, для 20 циклов предпускового подогрева ДВС автомобиля УАЗ.

достигимой для него скорости будет иметь приемлемую для водителя, пассажиров и груза плавность хода; во-вторых, не возникнут нагрузки с нормативными динамическими коэффициентами, которые превышают значения, закладываемые при проектировании; в-третьих, расход топлива автотранспортными средствами будет минимизирован, а выбросы вредных веществ — находиться в пределах, установленных международными нормами.

Сказанное особенно актуально для дорог с асфальтобетонным покрытием и покрытием сборным, выполненным из железобетонных плит: тот, кто хоть раз проезжал по бывшим военным "бетонкам" или дорогам нефтедобывающих регионов, хорошо знает, каким грохотом отзывается подвеска АТС даже на небольшую неровность.

Из сказанного можно сделать вывод: нормативы на ровность дорог, и прежде всего ровность асфальтобетонных покрытий, нужно уточнять по критерию "обеспечение основных транспортно-эксплуатационных показателей".

Осуществить такое уточнение, конечно, непросто. Дело в том, что применяемые в настоящее время способы и средства экспериментальной оценки показателей ровности уже устарели. Их три [1]: измерение просвета под рейкой, укладываемой на дорожное покрытие; регистрация с помощью толчкомера колебаний отдельных частей автомобиля; регистрация колебаний прибором типа ПКРС-2. И ни один из них не может обеспечить высокой точности измерений.

Например, рейка абсолютно не связана с автомобилем, а только с дорогой. Толчкомер монтируется над задним мостом автомобиля и измеряет колебания рес-

сор. Следовательно, его показания зависят как от неровностей дороги, так и от конструкции и технического состояния подвески автомобиля. Причем при измерении ровности дороги с помощью толчкомера скорость движения нужно выдерживать в диапазоне 48–52 км/ч, что требует достаточно точного ее контроля. ПКРС-2У используется в качестве прицепа к автомобилю. Значит измеряет колебания системы "колесо прицепа — подпрессоренная его масса". То есть не колебания автомобиля, а его имитатора. Главное же, установленные по показаниям этого прибора предельные значения неровностей недостаточно обоснованы с позиции потребительских свойств дороги.

Нельзя сказать, что специалисты не боролись с недостатками перечисленных методов.

Так, И.А. Золотарь получил [2] эмпирические зависимости, связывающие показания толчкомеров ТХК-2 и ПКРС-2У с просветами под трехметровой рейкой, что позволило по регламентируемым предельным просветам вычислить предельные показания продольной

ровности этих приборов. В.Б. Фадеев выполнил [3] большой объем исследований и установил, что между просветами под рейкой, прикладываемой в продольном и поперечном направлениях, существует корреляционная связь. На основании этого нормы ровности в продольном направлении были пересчитаны на ровность в поперечном направлении.

Однако все это — полумеры, потому что в основу результатов исследований заложены предельные значения продольных неровностей фактически в виде просветов под трехметровой рейкой, которые, как отмечено выше, не имеют математической зависимости от показателей потребительских свойств.

Тем не менее возможность расчета допускаемых и предельных значений неровностей из условия обеспечения потребительских свойств исследуемых дорог есть. Рассмотрим их.

Как известно, динамический коэффициент  $K_{\text{дин}}$  без учета массы удараляемого тела рассчитывается по классической формуле № 1 (табл. 1). В свою очередь, скоп-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$K_{\text{дин}} = 1 + \sqrt{\frac{v_0^2}{gU}}$	$v_0$ — скорость в точке соударения тел; $g$ — ускорение свободного падения тел; $U$ — деформация под действием статической нагрузки
2	$v_0 = \frac{2hv_a}{S}$	$h$ — высота (амплитуда) неровности, м; $v_a$ — скорость горизонтального движения АТС; $S$ — протяженность (шаг) неровности
3	$K_{\text{дин}} = 1 + \sqrt{\frac{1}{gU} \left( \frac{2hv_a}{S} \right)^2}$	—
4	$h_{\text{пр}} = \frac{S(K_{\text{дин}} \text{ (доп)} - 1) \sqrt{gU}}{2v_a}$	—
5	$U = \frac{\omega N(1 - \mu_o^2)}{LE_o}$	$\omega$ — безразмерный коэффициент прогибов плиты, зависящий от места приложения нагрузки, относительно края плиты (для бесконечной плиты $\omega = 0,385$ ); $N$ — статическая нагрузка на колесо автомобиля; $L$ — радиус жесткости плиты; $E_o$ — общий модуль упругости основания, подстилающего конструктивный элемент, прогиб которого рассчитывается
6	$h_{\text{пр}} = \frac{S}{2v_{\text{тр}}} \sqrt{\frac{\omega Ng(1 - \mu_o^2)(K_{\text{дин}} \text{ (доп)} - 1)^2}{6^{-1} h_{\text{пл}} \sqrt{E_{\text{пл}} E_o^2 (1 - \mu_o^2) (1 - \mu_{\text{пл}}^2)}}}$	$h_{\text{пл}}$ — толщина плиты или асфальтобетонного покрытия (в данном случае асфальтобетона); $E_{\text{пл}}$ — модуль упругости материала плиты или асфальтобетонного покрытия (в данном случае асфальтобетона); $\mu_{\text{пл}}$ и $\mu_o$ — коэффициенты Пуассона материала плиты и основания (для слоистого основания $\mu_o$ может быть определен как усредненное значение по глубине активной зоны); $v_{\text{тр}}$ — требуемая скорость движения
7	$S_{\text{об}} = L_s = \frac{LK_p^{\text{пр}}}{100}$	$K_p^{\text{пр}}$ — предельно допустимый коэффициент разрушения
8	$h_{\text{ср}}^{\text{kp}} = \left( R_{\text{ср}} - \sqrt[3]{\frac{9}{8} \left( \frac{4N_k V_{\text{щ}} \rho_{\text{и}} x}{H_p \rho_{\text{и}} \pi D_o^2} \right)^2 \left( 1 - \mu^2 \right)^2} \right) - \frac{2R_{\text{gl}} \text{ (пред)}}{1,2473 v_{\text{тр}} - 0,4861 \left( \frac{v_{\text{тр}}}{v_{\text{max}}} \right)^2 - 0,598} \times \times L n \left( \phi_{\text{тр}} / \left( 0,399 \left( \frac{v_{\text{тр}}}{v_{\text{max}}} \right) - \frac{1,3591 v_{\text{тр}}}{v_{\text{max}}} \right) + 1,2226 \right)$	$R_{\text{ср}}$ — средняя высота выступов на покрытии; $R_{\text{gl}}$ (пред) — предельное значение средней высоты выступов для гладких покрытий (0,5 мм); $N_k$ — вертикальная нагрузка на колесо; $D_o$ — диаметр отпечатка колеса; $E_0$ и $\mu$ — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона шины; $V_{\text{щ}}$ — объем одной щебенки усредненного размера; $d_3$ — средний диаметр зерна щепрохвостового покрытия; $H_p$ — норма расхода щебня без учета различного вида потерь для устройства поверхностной обработки на площади $x$ ; $\rho_{\text{и}}$ и $\rho_{\text{и}}$ — насыпная и истинная плотность щебня; $v_{\text{max}}$ — основная максимальная допускаемая скорость; $\phi_{\text{тр}}$ — требуемое значение коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью

рость  $v_0$  соударения шины с покрытием определяется по формуле № 2, предложенной А.К. Бирулей. В итоге получаем формулу № 3.

Анализ последней показывает, что при известных (заданных) значениях  $S$ ,  $U$  и  $v$  величина неровности строго соответствует динамическому коэффициенту. То есть если дорожная одежда запроектирована при определенном коэффициенте динамичности, то она не должна разрушаться от нагрузок, действующих с этим динамическим коэффициентом.

Теперь введем понятие "допускаемый коэффициент  $K_{\text{дин (доп)}}$  динамичности", характеризующий уровень динамического напряженного состояния, при котором дорожная одежда не получает разрушений и недопустимых деформаций, и учтем, что А.Г. Малофеев установил [4]: в зависимости от величины и шага неровностей водители автомобилей выбирают такую скорость движения, при которой динамическое воздействие характеризуется коэффициентом динамичности, изменяющимся в пределах 1,3–1,35, а С.К. Илиополовым и Е.В. Угловым доказано [5], что среднее значение динамического коэффициента даже при неудовлетворительной ровности не превышает 1,3. Это свидетельствует о том, что данные значения коэффициента динамичности обусловливают диапазон скоростей, при которых водитель автомобиля и пассажиры не испытывают дискомфорта. Следовательно, движение с такими скоростями можно считать безопасным и относительно комфорtnым.

Исходя из этих условий можно рассчитать предельно допускаемую величину неровностей, накапливающихся дорожной конструкцией (формула № 4).

Допустим, далее, что динамическое взаимодействие колеса автомобиля с конкретным покрытием является упругим ударом. Тогда статическую деформацию этого покрытия можно рассматривать как упругий прогиб при воздействии статической нагрузки, приложенной в центральной части гибкой бесконечной плиты асфальтобетонного покрытия. И этот прогиб можно рассчитать, например, методом О.Я. Шехтер (формула № 5).

Тогда предельные значения неровностей покрытий нежестких дорожных одежд (высота волны, просадки, глубина колеи и т. п.) определяются по формуле № 6.

Анализ этой формулы показывает: чем выше расчетная скорость  $v_a$  движения и модули  $E_o$  и  $E_{pl}$  упругости, тем меньше должно быть предельное значение неровности.

Очевидно, что для практического применения формулы № 6 состояние покрытий по скорости  $v_a$  движения транспортных средств необходимо классифицировать. Для этого были рассмотрены требования, регламентируемые различными нормативными документами, и данные И.А. Золотаря [3]. В итоге получены значения скоростей движения одиночного легкового автомобиля и средней скорости транспортного потока в зависимости от состояния дорожных покрытий (табл. 2).

Для расчета предельных значений продольных неровностей покрытия необходимо знать их шаг, или протяженность. Но протяженность  $L_{ob}$  обособленных неровностей рассчитать детерминированными мето-

дами вряд ли возможно, а данных для стохастического расчета в литературе недостаточно. Однако выход все-таки есть. Ведь известно, что любая дорожная конструкция проектируется с заданным уровнем надежности, а в конце срока службы относительное число ее дефектов можно характеризовать коэффициентом разрушения, соответствующим проектной надежности. Тогда протяженность  $S_{ob}$  обособленной неровности или суммарную длину  $L_s$  неровных периодических участков можно определить по формуле № 7. При этом в качестве длины  $L$  участка целесообразно принимать длину, равную 100 м, предполагая, что на этом участке возникает неровность длиной  $S_{ob}$ .

Предельные значения протяженности неровностей, формирующихся на усовершенствованных покрытиях автомобильных дорог категорий I–IV, приведены в табл. 3.

Из анализа формулы № 7 следует, что предельная величина неровности обусловливается параметрами рассматриваемой нагрузки. Причем подстановка в формулу № 6 параметров легкового автомобиля приводит к меньшей, по сравнению с результатами расчета при подстановке параметров грузового автомобиля, величине неровности. Поэтому величины продольных неровностей, вычисленные при подстановке в формулу № 6 параметров легкового автомобиля, можно рекомендовать как допускаемые значения продольных неровностей, превышение которых приводит к ухудшению комфорtnости движения и некоторому снижению скорости именно легковых автомобилей. Величины же, рассчитанные при подстановке в формулу № 6 параметров грузового автомобиля, можно считать предельными значениями, превышение которых приведет к снижению скорости и возникновению риска ДТП для всех автомобилей и увеличению динамического коэффициента.

Такой вывод подтверждают рис. 1 и 2, на первом из которых приведены зависимости предельных значений продольных неровностей  $h$  для одиночного легкового автомобиля от скорости  $v_a$  его движения и пока-

Таблица 2

Категория дороги	Допускаемая скорость движения легкового одиночного автомобиля (транспортного потока) при состоянии покрытия, км/ч		
	отличное	хорошее	удовлетворительное
I-а	150 (90)	120 (70)	110 (65)
I-б, II	120 (70)	100 (60)	90 (50)
III	100 (55)	90 (50)	75 (40)

Таблица 3

Категория дороги	Тип покрытия	$K_p^{\text{пр}}, \%$	$S_{ob}, \text{м}$
I и II	Усовершенствованный капитальный	5	5
III и IV	То же	10	10
III и IV	Усовершенствованный облегченный	15	15

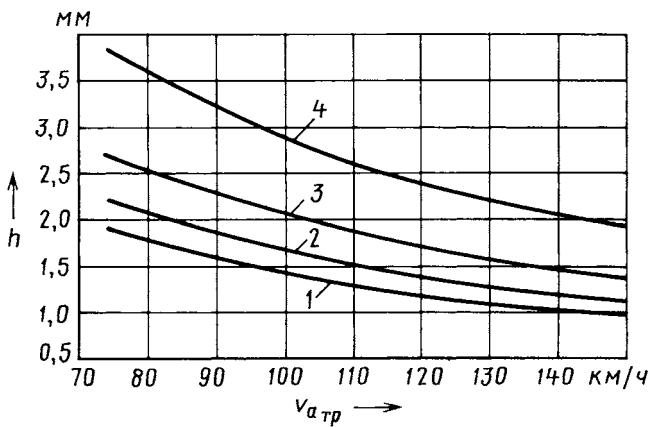


Рис. 1. Зависимость допускаемых значений продольных неровностей одиночного легкового автомобиля от требуемой скорости его движения и капитальности:

1 —  $K = 25 \text{ м} \cdot \text{МПа}$ ; 2 —  $K = 50 \text{ м} \cdot \text{МПа}$ ; 3 —  $K = 75 \text{ м} \cdot \text{МПа}$ ; 4 —  $K = 100 \text{ м} \cdot \text{МПа}$

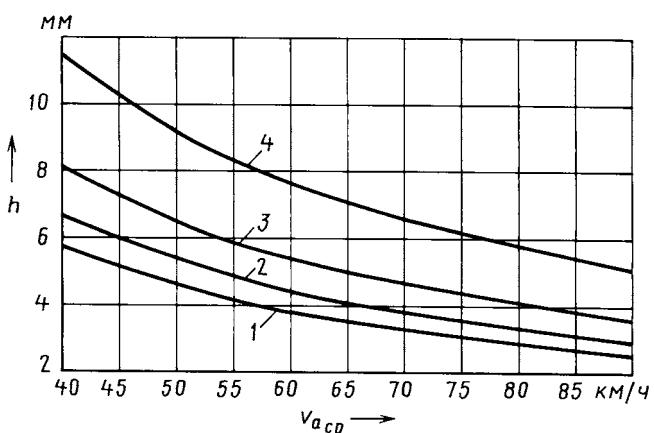


Рис. 2. Зависимость предельных значений продольных неровностей от требуемой скорости движения транспортного потока и показателя капитальности:

1 —  $K = 25 \text{ м} \cdot \text{МПа}$ ; 2 —  $K = 50 \text{ м} \cdot \text{МПа}$ ; 3 —  $K = 75 \text{ м} \cdot \text{МПа}$ ; 4 —  $K = 100 \text{ м} \cdot \text{МПа}$

затяга  $K$  капитальности дороги, а на втором — то же для транспортного потока.

Как видим, при расчете допускаемых и предельных неровностей в качестве характеристики жесткости конструкции авторы ввели понятие "капитальность" — произведение радиуса жесткости плиты и общего модуля упругости подстилающих ее слоев (знаменатель радикала второй степени в формуле № 6).

На автомобильных дорогах I—III технических категорий в пределах одной полосы движения формируются две колеи, а на дорогах IV и V категорий — одна. Динамическое колебание автомобиля происходит при въезде колеса в колею (колеи) или выезде из нее (них) — характерно при выполнении обгона. В данном случае длина траектории движения для дорог I—III категорий приблизительно равна половине ширины полосы движения, а для дорог IV и V категорий — ширине полосы.

Рассчитанные таким образом значения глубины  $h$  колеи характеризуют удобство (комфортность) движения при заданной скорости. Когда же фактическая

глубина колеи превысит эти значения, то при принятых в расчете скоростях водители ощутят колебания при въезде колеса в колею и выезде из нее. С другой стороны, при таких критических значениях колеи и рассматриваемых скоростях водители сохраняют контроль над транспортным средством, что не приводит к риску ДТП, т. е. снижению безопасности движения. Поэтому эти значения глубины колеи следует считать допускаемыми. Пример тому — рис. 3, на котором приведены допускаемые значения глубины колеи для дороги III категории.

При неблагоприятных погодных условиях колея — место сосредоточения атмосферных осадков. С увеличением толщины стекающей по ней воды коэффициент сцепления шины с покрытием уменьшается. Поэтому водители стараются ехать в межколейном пространстве, которое увлажнено, но не заполнено водой. То есть в местах с минимальной толщиной слоя воды. Это позволяет двигаться с максимально возможной скоростью. Однако при разъезде со встречными АТС водитель вынужден вернуть автомобиль в колею. В этом случае вполне вероятен занос АТС, а при достаточно большой глубине слоя стока возникает эффект динамического аквапланирования. И здесь особую остроту приобретает решение задачи о предельной (критической) глубине колеи, обеспечивающей коэффициент сцепления шины с мокрым покрытием при движении с требуемой скоростью. Эту глубину,  $h_{\text{ст}}^{\text{kp}}$ , можно определить по формуле № 8.

Для удобства графического представления материала первый множитель формулы № 8 авторы назвали активной средней высотой выступов параметров шероховатости покрытия, в котором вычитаемое представляет собой глубину вдавливания зерна шероховатого покрытия в шину.

При определении предельно допускаемой глубины колеи следует учитывать, что застой воды образуется в нижней части колеи, а из верхней части вода беспрепятственно стекает. Поэтому предельно допускаемая глубина колеи больше, чем критическая глубина водной

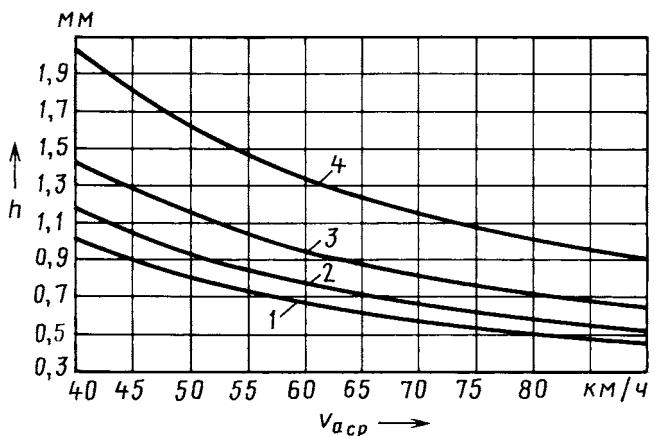


Рис. 3. Зависимость допускаемой глубины колеи от средней скорости движения транспортного потока и показателя капитальности:

1 —  $K = 25 \text{ м} \cdot \text{МПа}$ ; 2 —  $K = 50 \text{ м} \cdot \text{МПа}$ ; 3 —  $K = 75 \text{ м} \cdot \text{МПа}$ ; 4 —  $K = 100 \text{ м} \cdot \text{МПа}$

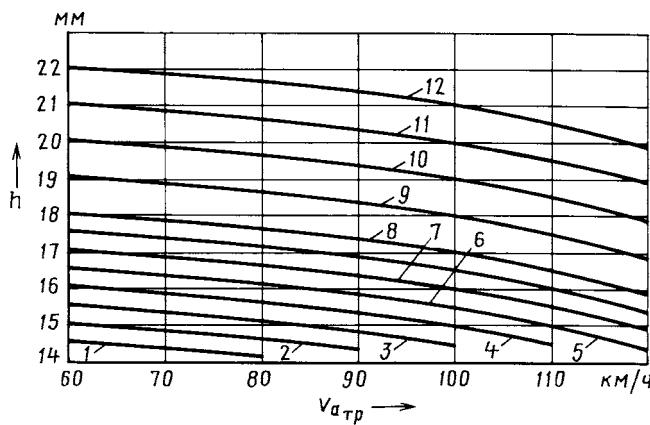


Рис. 4. Зависимость предельной глубины колеи от требуемой скорости движения и активной средней высоты выступов шероховатости покрытия:

1 — 12 —  $R = 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 6,0; 7,0; 8,0$  и 9,0 мм

пленки. При этом глубина нижней части колеи определяется критической толщиной слоя стока, а верхней части — поперечным уклоном  $i_p$  проезжей части и минимальным уклоном  $i_b$ , при котором вода стекает с проезжей части.

Зависимость предельной глубины колеи от требуемой скорости движения и активной средней высоты выступов шероховатости приведена на рис. 4.

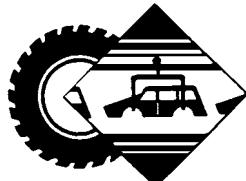
Результаты расчетов, выполненных по предлагаемой методике, составляют 60—80 % предельной колеи,

регламентированной Правилами диагностики и оценки состояния автомобильных дорог. Это говорит о том, что установленные в них нормы не в полной мере способствуют безопасности движения.

Таким образом, допускаемые и предельные значения неровностей, рассчитанные авторами, зависят от требуемых скорости движения и коэффициента сцепления, допускаемого значения динамического коэффициента, силовых характеристик (нагрузки), параметров шероховатости покрытий, деформационных характеристик дорожной конструкции и шин АТС. То есть предлагаемый метод учитывает гораздо больший спектр факторов, чем другие методы. Значит, он эффективнее.

## Литература

- Правила диагностики и оценки состояния автомобильных дорог ОДН 218.0.006 — 2002. — М.: ГСДХ Минтранса России, 2002.
- Золотарь И.А. Повышение надежности автомобильных дорог [Текст] / И.А. Золотарь, В.К. Некрасов, С.В. Коновалов, Ю.М. Яковлев, М.С. Коганzon. — М.: Транспорт, 1977. — 183 с.
- Фадеев В.Б. Влияние остаточных деформаций грунта земляного полотна на колеообразование на проезжей части дорог с нежесткими дорожными одеждами. [Текст] / В.Б. Фадеев // Автореф. ... канд. техн. наук. — М.: Изд-во МАДИ, 1991. — 21 с.
- Малофеев А.Г. Исследование динамического воздействия автомобиля на нежесткие дорожные одежды в процессе эксплуатации дорог [Текст] / А.Г. Малофеев // Автореф. ... канд. техн. наук. — Омск: ОмСХИ, 1978. — 21 с.
- Илиополов С.К. Влияние динамического воздействия транспортных средств на долговечность нежестких дорожных одежд [Текст] / С.К. Илиополов, Е.В. Углова // Сб. научных трудов МАДИ (ГТУ) Проектирование автомобильных дорог. — М.: МАДИ (ГТУ), 2009. — С. 150 — 163.



# ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 67.05

## АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СПЕЦИАЛЬНОГО НАКАТНОГО ИНСТРУМЕНТА

Н.Е. ЕЛИСЕЕВ

ОАО "НИИАвтопром" (8.499. 618-27-47)

*Рассматривается возможность увеличения точности накатываемых мелкозубчатых и шлицевых профилей за счет применения САПР.*

**Ключевые слова:** системы автоматизированного проектирования, накатной инструмент, математическая модель, зубчатые колеса.

Eliseev N.E.  
AUTOMATION DESIGN SPECIAL ROLLING TOOL

*The article demonstrates the possibility of increasing the accuracy of rolled profiles through the use of CAD systems to create a special rolling tool.*

**Keywords:** computer aided design, rolling, tool, mathematical model, toothed wheels.

Специалисты ОАО "НИИАвтопром", начиная с 1980-х годов, активно занимаются технологией и инструментом для накатывания мелкомодульных зубчатых и шлицевых соединений автомобильных деталей. И небезуспешно. Достаточно сказать, что разработанные ими техноло-

гии практически сняли одну из сложнейших проблем того времени — резко сократили затраты труда, времени и средств на подготовку производства новых мелкомодульных зубчатых изделий. Сократили они и время разработки технологического процесса. Однако, к сожалению, про-

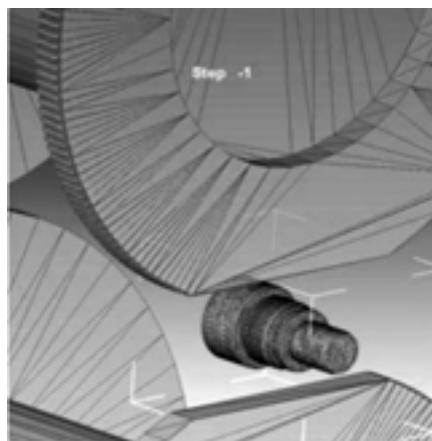
ектирование специального инструмента, необходимого для данных процессов, все еще остается достаточно трудоемким. Что делает картину незавершенной. Хотя сдвиги и здесь есть. Например, расчет специального зубонакатного инструмента уже тоже выполняется с применением САПР. Правда, по технологии, основанной на классических методиках проектирования зуборезного инструмента. Что, по мнению автора статьи, ошибочно, так как при расчете исходного производящего контура (рейки или червяка) не учитываются ни направления, ни скорости деформации заготовки. Поэтому стало очевидным, что ошибку нужно исправлять, т. е. руководствоваться не только классическими методиками расчета зубообрабатывающего инструмента, но и теорией пластического деформирования. И это сделано.

Необходимая оптимизация конструкции инструмента была выполнена на основе параметрической математической модели процесса накатывания. И платформой для ее создания послужило про-

граммное обеспечение пакета DEFORM, базирующегося на методе конечных элементов. При этом за основу построения взят наиболее типичный для деталей машин процесс однопрофильного накатывания мелкомодульного зубчатого венца затылованными роликами за один оборот инструмента.

Общий вид визуального поля разработанной математической модели процесса показан на рисунке. Моделирование в ней осуществляется со следующими допущениями: течение материала на всей поверхности контакта заготовки с инструментом подчиняется закону сухого трения (Кулона) с постоянным коэффициентом трения, а для синхронизации инструментов используются ролики с абсолютными условиями трения.

Применение такой математической модели позволяет определить зависимости качественных показателей изделия (направление течения материала в заготовке, характер напряжений в зоне деформации, количественное распределение внутренних напряжений в изделии, полноту деформируемого профиля) от параметров накатного инструмента: угла приращения деформирующего профиля



инструмента, величин удельного приращения профиля и калибрующего участка, угла перекрытия инструментов.

Благодаря модульному построению достигнута высокая скорость нахождения оптимальной конструкции инструмента, так как при изменении входных данных (параметров инструмента) не происходит полного перестроения модели.

С помощью параметрической модели можно выполнять циклическое моделирование и соответственно прогнозировать долговечность, величину и характер износа инструмента при конкретных условиях эксплуатации с длительностью до 100 тыс. циклов.

Эта модель достаточно гибкая, и область ее применения довольно широка, так как набор изменяемых параметров велик. Это не только все геометрические размеры заготовки и параметры инструмента, но и температура, скорости обкаты, величина предельного удельного давления, а также многие другие. Кроме того, необходимо заметить, что применение метода конечных элементов с разной величиной ячеек на различных участках инструмента и заготовки позволяет как повысить точность получаемых результатов, так и уменьшить требования к аппаратным ресурсам.

Таким образом, благодаря разработанной параметрической математической модели накатывания появилась возможность оптимизировать конструкции накатного инструмента для достижения наилучших показателей качества обрабатываемых изделий.

УДК 629.33-03:544.6.018

## МНОГОКАНАЛЬНАЯ ПЛАЗМЕННАЯ УСТАНОВКА С ЭЛЕКТРОЛИТИЧЕСКИМ КАТОДОМ

Канд. техн. наук Ю.И. ШАКИРОВ, Р.И. ВАЛИЕВ, А.А. ХАФИЗОВ,  
Г.Ю. ШАКИРОВА

ИНЭКА (8552. 39-71-40)

На основе экспериментальных исследований разработана и создана многоканальная плазменная установка с электролитическим катодом для обработки материалов. Устройство позволяет получать плазменную струю с температурой до 3000 °C и струю длиной до 100 мм. При помощи данного устройства можно проводить резку и сварку деталей толщиной до 3 мм, нагревать и упрочнять различные материалы.

**Ключевые слова:** плазма, упрочнение, электролитический катод, микроструктура, обобщенная вольт-амперная характеристика.

Shakirov Yu.I., Valiev R.I., Hafizov A.A., Shakirova Yu.G.  
**MULTI-CHANNEL PLASMA APPARATUS WITH ELECTROLYTIC CATHODE  
FOR PLASMA PROCESSING OF MATERIALS**

On basis of the experimental research the multi-channel plasma apparatus with electrolytic cathode for plasma processing of materials was devised and created. The apparatus is capable to produce plasma jet up to 100 mm long with temperature up to 3000 °C.

**Keywords:** plasma, hardening, electrolytic cathode, microstructure, generalized voltage-current characteristic.

Электрические разряды в газе между металлическими электродами, металлическим и электролитическим электродами, а также между двумя электролитическими неметаллическими электродами — способы получения низкотемпературной плазмы, которая является основой чрезвычайно широко применяемых технологий нанесения декоративных, теплозащитных, антифрикционных, диэлектрических и противокоррозионных покрытий, а также нагрева металлов и сплавов в электролите. Однако технологические возможности этих технологий, особенно получения плазмы с помощью пар "металл—электролит" и "электролит—электролит", изучены еще недостаточно. Хотя они, как свидетельствует опыт, гораздо выгоднее пар "металл—металл": электролиты дешевы, ос-

нованные на них технологические процессы высокоэкологичны, а получаемые с их помощью покрытия — очень хорошего качества.

Все это вызывает повышенный интерес к ним. И специалисты ИНЭКА — не исключение: в последнее время они усиленно занимаются одним из очень перспективных, по их мнению, методов поверхностного упрочнения конструкционных сталей — закалкой поверхностей при быстром локальном их разогреве до температур, превышающих точку фазовых превращений, с последующим быстрым охлаждением. Потому что этот метод позволяет формировать упрочненный слой с высокими физико-механическими характеристиками, а следовательно, существенно повышать эксплуатационный ресурс деталей, в том числе и выполненных из недорогих сталей (например, вилка—фланец, коромысло клапана, скользящая вилка и т. д.). Причем особенно хорошие результаты получаются при использовании пары "металлический—жидкий электроды".

Конечно, и в данном случае эффективность процесса плазменного термоупрочнения зависит от теплофизических свойств обрабатываемого металла и технологических факторов — энергетического потенциала плазменной струи, скорости вращения и перемещения детали, зазора между деталью и плазменной горелкой, интенсивности водяного охлаждения и т. д. В то же время основные закономерности формирования упрочненного слоя зависят от условий обработки несколько иначе, чем при других парах. Поэтому для создания многоканальной плазменной установки с электролитическим катодом и методики упрочнения поверхности материалов с ее помощью пришлось разработать ее прототип, позволяющий выявить эти особенности.

Эксперименты проводились на ней при следующих условиях: давление  $p$  — атмосферное; расстояние  $l$  между жидким катодом и твердым металлическим анодом — от 1 до 100 мм; ток  $J$  — от 0,01 до 10 А; напряжение  $U_p$  между электродами — от нуля до 2000 В; электролитические катоды — дистиллированная и техническая вода, растворы поваренной соли, сернокислой меди различной концентрации и т. д.; шероховатость  $R_a$  твердых электродов — от 0,8 до 1,6 мкм; их предварительная тренировка — 30 мин.

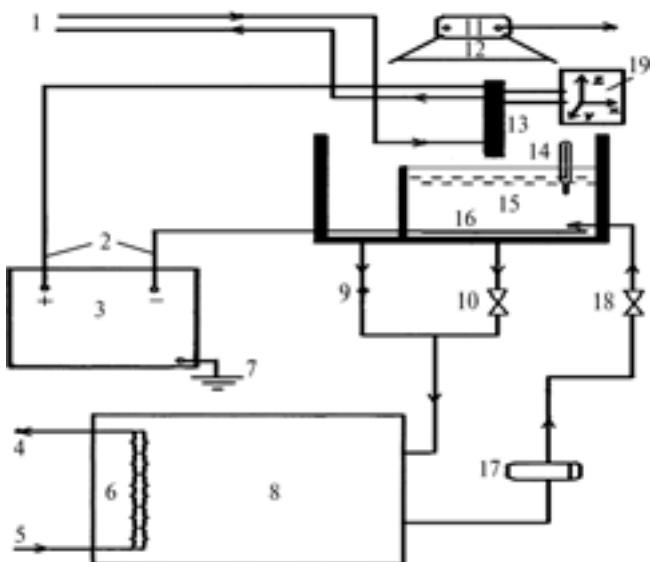


Рис. 1. Функциональная схема экспериментальной электроплазменной установки:

1 — подача воды; 2 — токоподвод; 3 — источник питания; 4, 5 — трубопровод охлаждения; 6 — змеевик; 7 — заземлятель; 8 — емкость для хранения электролита; 9 — обратный клапан; 10, 18 — вентили; 11 — вентилятор; 12 — вытяжной кожух; 13 — твердый металлический электрод (катод); 14 — термометр; 15 — электролитная ячейка; 16 — токоподводящая пластина; 17 — насос; 19 — координатное устройство

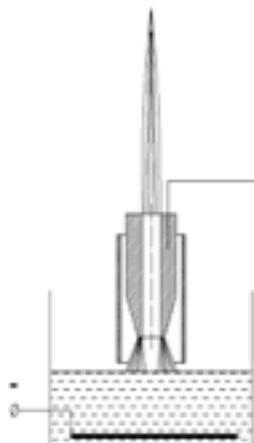


Рис. 2. Устройство для получения струйного многоканального разряда с разрядной камерой в форме усеченного полого цилиндра с диэлектрической трубкой

Цель экспериментов — получить вольтамперные характеристики процесса.

Функциональная схема экспериментальной электроплазменной установки приведена на рис. 1. Она, как видим, включает систему электрического питания, оборудование, предназначенное для хранения, очистки, подачи и регулирования параметров электролита; сменные электролитические ячейки — ванны; аппаратуру контроля и управления режимами; приборы измерения характеристик электрических разрядов, параметров термических процессов и результатов воздействия плазмы, возникающей в паре "электролитический—металлический электроды" на твердые тела.

В качестве металлического анода в ней используется разрядная камера, по форме представляющая собой (рис. 2) усеченный полый цилиндр. Многоканальный разряд горит между нижней кромкой анода и проточным электролитическим катодом, и появляется он в момент, когда температура поверхности анода достигает  $\sim 323$  К ( $50^{\circ}\text{C}$ ). Длина плазменной струи существенно зависит от тока  $J$  разряда, межэлектродного расстояния  $l$ , температур проточного электролита и металlico-

ческого анода. Чтобы эта температура не была слишком высокой, поверхность анода охлаждается водопроводной водой.

Эксперименты позволили установить, что для разряда между проточным электролитическим катодом из технической воды и металлическим анодом из стали 45 связь между  $U$ ,  $I$  и  $J$  подчиняется следующему закону:  $b_{mn} = \frac{Ul^{0.5}}{J} = 10\ 501 \left( \frac{J}{l^{0.75}} \right)^{-1.1}$ .

Графически она выглядит так, как это показано на рис. 3 (пример дан для  $700 \leq U \leq 2000$  В,  $0.5 \leq J \leq 5$  А и  $5 \leq l \leq 33$  мм).

Знание данного закона дает возможность управлять процессом нанесения рассматриваемых покрытий на различные детали машин и механизмов. Но для радикального решения этой задачи нужно получить регрессивное уравнение процесса. Что и было сделано с помощью широко применяемого в настоящее время метода планирования факторного эксперимента типа  $2^4$  и  $2^{4-1}$ . При этом в качестве основных факторов процесса, наиболее сильно влияющих на свойства обрабатываемых поверхностей материалов, следует взять, как показали эксперименты, время  $t$  обработки, ток  $J$  разряда, расстояния  $h$  от поверхности металлического изделия до верхней части устройства и  $l$  от поверхности проточного электролитического катода до нижней кромки анода, а в качестве выходной величины  $y$  — параметр  $HV_{50}$  (микротвердость материала).

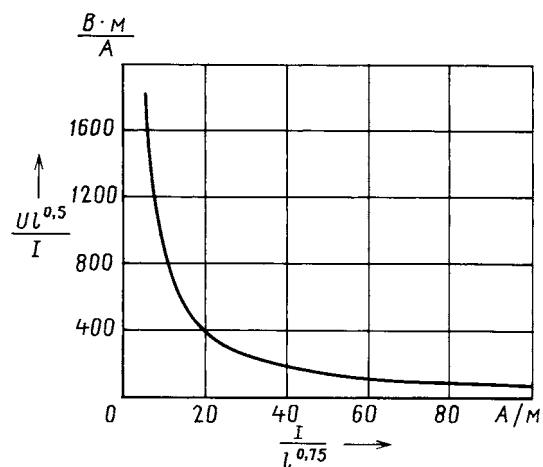


Рис. 3. Обобщенная вольтамперная характеристика разряда между проточным электролитическим катодом из технической воды и металлическим анодом из стали 45 при  $d_a = 15$  мм

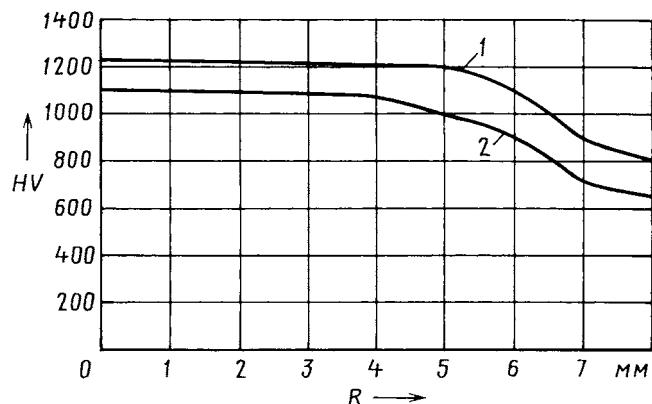


Рис. 4. Зависимость микротвердости стали 45 на расстоянии  $R$  от центра плазменной струи от времени обработки, расстояния от поверхности изделия до устройства и мощности многоканального разряда:

1 —  $t = 7$  с,  $l = 8$  мм,  $N = 8$  кВт; 2 —  $t = 10$  с,  $l = 5$  мм,  $N = 10$  кВт

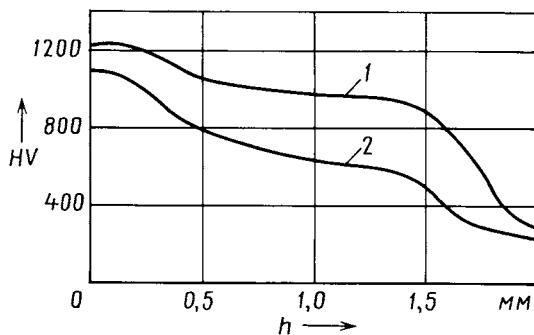


Рис. 5. Зависимость микротвердости стали 45 на глубине  $h$  поверхности слоя от времени обработки, расстояния от поверхности изделия до устройства и мощности многоканального разряда:

1 —  $t = 10$  с,  $e = 5$  мм,  $N = 10$  кВт; 2 —  $t = 7$  с,  $l = 8$  мм,  $N = 8$  кВт

Математическая обработка результатов эксперимента с помощью метода наименьших квадратов и пакета программ MathCAD и Excel позволила получить такое уравнение. В частности, для стали 45 оно имеет вид:  $y = 458,2 + 32,6x_1 + + 82,3x_2 + 96x_3 + 58,6x_4 + 61,9x_1x_2 + 54,6x_1x_3$ , где  $x_1 = t$ ,  $x_2 = l$ ,  $x_3 = h$  и  $x_4 = J$ .

Образцы, обработанные плазменной струей, подвергались анализу на распределение микротвердости и микроструктуры.

УДК 629.067

## ВИРТУАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ — ИНСТРУМЕНТ ОЦЕНКИ БЕЗОПАСНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ АТС

Д-р техн. наук М.С. ВЫСОЦКИЙ, Е.А. БАГАЕВ, С.С. БАУЛИН, А.С. КОВЕНЯ,  
канд. техн. наук В.А. КУЦЕВОЛОВ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси (375 17 3-75-17)

Описаны результаты виртуальных испытаний несущих конструкций некоторых типов автотранспортных средств. Обсуждаются возможные пути практического применения виртуальных испытаний при подтверждении соответствия автотранспортных средств требованиям международных норм по пассивной безопасности.

**Ключевые слова:** виртуальные испытания, автотранспортное средство, пассивная безопасность, Правила ЕЭК ООН.

Vysotsky M.S., Bagaev E.A., Baulin S.S., Kovenya A.S., Kutsevolov V.A.  
VIRTUAL TESTING — A TOOL TO ASSESS THE SAFETY OF VEHICLES

This article the results of the virtual test load-bearing structures of certain types of vehicles are described. Discuss the possible ways of practical application of virtual testing in conformity assessment of vehicles with requirements of international standards of passive safety.

**Keywords:** virtual tests, vehicle, passive safety, UN/ECE Regulations.

Процедура подтверждения соответствия автотранспортных средств предусматривает проведение широкого круга натурных испытаний, которые требуют значительных финансовых и материальных затрат, затрат времени и часто связаны с разрушением или значительным их повреждением. Более того, для таких уникальных АТС, как карьерные самосвалы большой и особо большой грузоподъемности, проведение некоторых видов натурных испытаний из-за отсутствия необходимого оборудования практически неосуществимо. Поэтому все большее число специалистов предпочтение отдают испытаниям виртуальным, когда испытывается не реальная конструкция, а ее компьютерная модель.

Специалисты Объединенного института машиностроения НАН Беларуси с этой точки зрения — не исключение. В последние годы они, воспользовавшись тем, что многие из технических нормативных правовых актов, регламентирующих методы испытаний АТС на пассивную безопасность (например, Правила № 58, 73, 93, 52 и др. ЕЭК ООН) допускают замену натурных испытаний расчетными при условии их адекватности, превратили виртуальные испытания в инструмент своей повседневной деятельности. В итоге они получают не только огромный выигрыш с точки зрения экономии перечисленных выше затрат, но и возможность глубокого качественного и

В результате установлено, что обработка существенно изменяет микроструктуру стали. Так, при одном сочетании факторов  $x_1 - x_4$  поверхность деталей до обработки состояла из перлита и феррита в виде сетки по границам зерен перлита, а после нее произошла перекристаллизация на глубине поверхностного слоя до 0,6 мм. Сетка феррита разбилась, и металл состоял из бейнита и троостита. Итог: микротвердость исходного образца составляла 250 HV, после обработки достигла 520 HV.

При другом же их сочетании на поверхности детали образовывался закаленный слой со структурой мартенсита и троостомартенсита различной дисперсности. При этом кристаллические зерна измельчились, микротвердость, по сравнению со структурой исходного образца, до глубины 0,5–1,5 мм возросла в среднем в 4 раза. И она была тем больше, чем ближе к центру плазменной струи, больше время обработки и мощность многоканального разряда, а также чем меньше расстояние от обрабатываемого изделия до самого устройства (рис. 4).

Зависит от этих параметров и глубина упрочненного слоя. Например, при мощности многоканального разряда, равной 10 кВт, она достигает уже 2 мм (рис. 5).

Таким образом, применение многоканальной плазменной установки с катодом, в качестве которого используется вода, выгодно еще и тем, что из-за ее испарения температура плазменной струи выше, чем в случае электродугового плазмотрона. Значит и прочность закаленного слоя получается тоже более высокой.



Рис. 1. Виртуальная модель кабины грузового автомобиля, применяемая при испытаниях на удар цилиндрическим маятником по передней ее части

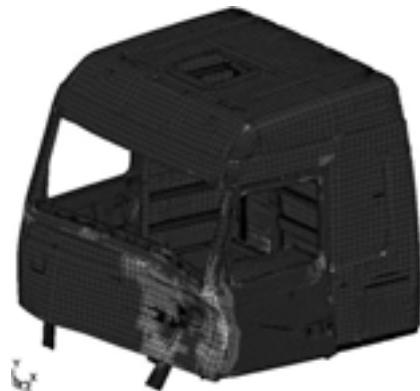


Рис. 2. Деформированное состояние кабины с падающей эффективных напряжений

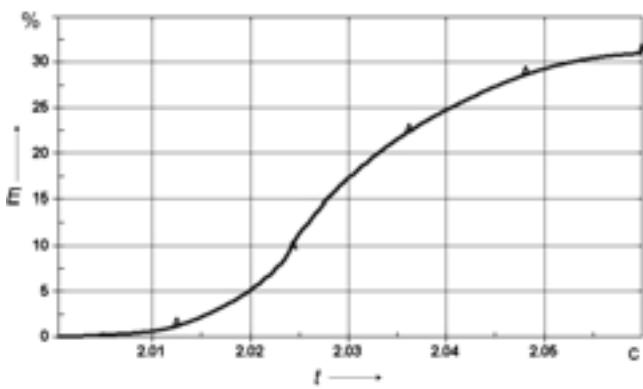


Рис. 3. График поглощения энергии моделью кабины при ее испытании на удар спереди

количественного анализа поведения и взаимодействия всех элементов конструкции АТС.

Так, на рис. 1 показана компьютерная модель кабины грузового автомобиля МАЗ-6430, применяемая в ходе динамических виртуальных испытаний, которые имитировали натурные испытания на удар спереди цилиндрическим маятником (по шведским требованиям) и были выполнены на МАЗе. Оказалось, что результаты такого моделирования дали не только хорошее качественное и количественное совпадение с



Рис. 4. Модель противоподкатного устройства автомобиля и кривые поглощения энергии его элементами в процессе виртуальных испытаний на удар:

1 — левый верхний кронштейн; 2 — левый нижний кронштейн; 3 — противоподкатный брус; 4 — передняя часть левого лонжерона

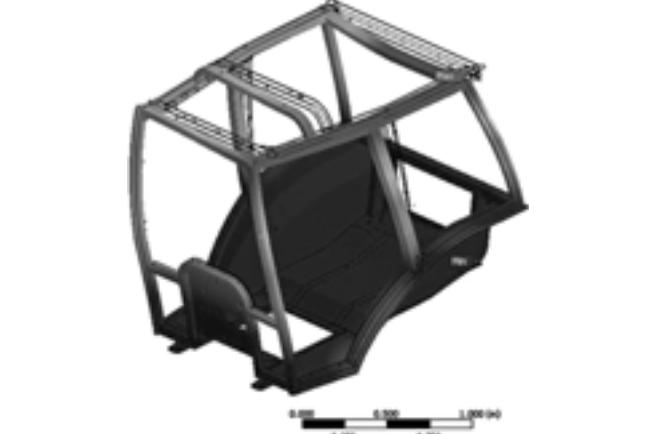
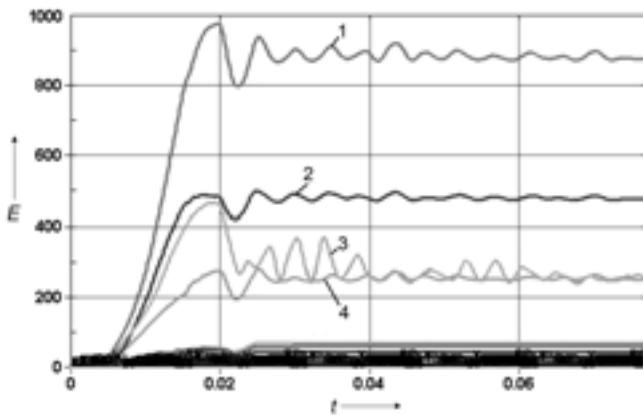


Рис. 5. Результаты моделирования каркаса кабины трактора на одном из этапов нагружения (картина распределения перемещений)

результатами натурных испытаний, но и картину изменения напряженно-деформированного состояния кабины (рис. 2), кривую поглощения энергии удара (рис. 3) и другие сведения, позволяющие вносить необходимые корректировки в ее конструкцию еще на стадии проектирования.

Практически тот же эффект был получен при динамических виртуальных испытаниях модели переднего противоподкатного устройства автомобиля МАЗ-6430 (рис. 4): анализ полученных графиков позволяет не только оценить вклад каждого конструктивного элемента устройства в общем объеме поглощенной при испытаниях энергии, но и заново его спроектировать, чтобы он точно соответствовал заранее заданным свойствам.

Для решения таких динамических задач в Объединенном институте машиностроения применяется программный комплекс LS-DYNA, а для моделирования испытаний, в ходе которых нагружение конструкций можно считать статическим или близким к статическому, — комплекс ANSYS, который также позволяет получить все необходимые сведения о поведении конструкции в условиях, соответствующих условиям натурных испытаний. Например, на рис. 5 приведена компьютерная модель и результаты четырехшаговых испытаний на пассивную безопасность силового каркаса кабины трактора МТЗ-1523.

Особое значение технология виртуальных испытаний приобретает в случаях, когда, как уже упоминалось, натурные испытания затруднены или невозможны. Типичный пример — проверка защитных свойств козырька кузова карьерного самосвала БелАЗ (рис. 6).

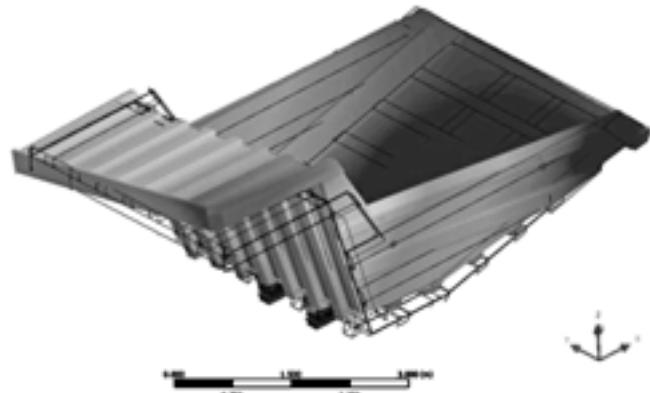


Рис. 6. Результаты моделирования испытаний козырька кузова карьерного самосвала БелАЗ на пассивную безопасность (картина распределения перемещений козырька при опрокидывании кузова)

Чтобы ее выполнить в натуре, контрольный образец кузова нужно нагрузить силами, сравнимыми с силой веса самого самосвала. Это довольно проблематично для новых моделей БелАЗ особо большой грузоподъемности, поскольку их масса и габаритные размеры таковы, что делать образцы, предназначенные специально для испытаний, неразумно. Так что проблему в данном случае можно решить только одним способом — применив методологию виртуального моделирования таких испытаний.

Конечно, при переходе от натурных испытаний к виртуальным тоже есть проблемы. Первая из них — подтверждение их адекватности. В том числе определение требуемой степени взаимного соответствия их результатов, а также предпосылок и технологий виртуального моделирования, обеспечивающих такую адекватность. Вторая — выбор методики оценки и сравнения результатов виртуального моделирования одного и того же объекта, полученных различными специалистами с помощью различных программных продуктов. Третья — административная: кто должен давать заключение об адекватности виртуального моделирования натурным испытаниям, на основании чего; может ли быть в принципе принято решение о сертификации АТС на основании результатов виртуального моделирования (подкрепленных или не подкрепленных результатами натурных испытаний); как быть в том случае, когда натурные испытания затруднены или невозможны.

Занимаясь данными проблемами, некоторые специалисты утверждают: если результаты виртуального моделирования по основным контролируемым параметрам совпадают с результатами натурного эксперимента, то такое моделирование

можно считать адекватным. Однако при таком подходе теряется сам смысл самих виртуальных испытаний: они, по сути, превращаются в предварительные расчетные испытания. Ведь в итоге требуется еще проводить и натурные испытания.

Эти проблемы, на наш взгляд, могут быть решены путем разработки специальным образом формализованных методик. Причем каждая из них должна основываться на длительном и успешном опыте их разработчиков в области моделирования, учитывать особенности применяемых программных продуктов. Кроме того, она должна содержать необходимые рекомендации по ее верификации, четко устанавливать охватываемый класс конструкций, для которых она предназначена, порядок проведения виртуальных испытаний с учетом особенностей того или иного программного комплекса, а также порядок представления и оценки достоверности результатов виртуального моделирования. Наиболее тщательно в ней должна быть описана процедура моделирования, поскольку степень соответствия конечно-элементной модели ее натуральному прототипу во многом предопределяет успех моделирования и адекватность результатов.

И первый реальный шаг в этом направлении уже сделан: в Объединенном институте машиностроения разработана и согласована с Госстандартом РБ методическая инструкция "Передние противоподкатные защитные устройства. Методическая инструкция по расчетным испытаниям", которая устанавливает порядок проведения расчетных испытаний переднего противоподкатного устройства грузового АТС на предмет соответствия его эффективности требованиям Правил № 93 ЕЭК ООН. На очереди — аналогичные инструкции по другим конструктивным элементам АТС.

## Содержание

### ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Платко А.Ю., Сафонова О.А. — Человеческий капитал — базовое условие формирования долгосрочного устойчивого развития автомобильной отрасли . . . . .	1
Крылов В.П. — Модель управления конкурентоспособностью автомобилей . . . . .	4
АСМ - факты . . . . .	7

### КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Альмеев Р.И., Цой А.Д., Родионов Л.Ф., Уютов А.А., Галкин И.А. — Карт для реабилитации инвалидов-колясочников . . . . .	7
Курманов П.В., Жаров А.В., Курманов В.В., Марков В.А. — Волновые процессы в аккумуляторной топливной системе . . . . .	10
Пищулин М.В. — Смесеобразование как способ совершенствования бензиновых ДВС . . . . .	14
Фасхиев Х.А., Салахов И.И., Волошко В.В. — Универсальный многопоточный дифференциальный механизм . . . . .	17
Сколков А.В., Пронин Д.Е. — Стартерно-генераторное устройство российскому автопрому . . . . .	20
Рынкевич С.А. — Факторы, определяющие ресурс фрикционных дисков ГМП самосвалов БелАЗ . . . . .	21
Алейникова А.М., Бадалян Л.Х., Курдиюков В.Н. — Основы разработки пространственной модели рассеивания загрязняющих веществ, содержащихся в выбросах АТС . . . . .	25

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Килиллова Л.М. — Механизм финансирования муниципальных пассажирских АТП . . . . .	27
Горшков Ю.Г., Усков В.М., Калугин А.А. — Газовый инфракрасный предпусковой подогреватель для ДВС . . . . .	29
Александров А.С., Гордеева С.А., Шпилько Д.Н. — О допускаемых и предельных значениях неровностей асфальтобетонных покрытий дорожных одежд жесткого типа . . . . .	31

### ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Елисеев Н.Е. — Автоматизация проектирования специального накатного инструмента . . . . .	35
Шакиров Ю.И., Валиев Р.И., Хафизов А.А., Шакирова Г.Ю. — Многоканальная плазменная установка с электролитическим катодом . . . . .	36
Высоцкий М.С., Багаев Е.А., Баулин С.С., Ковеня А.С., Кузеволов В.А. — Виртуальные испытания — инструмент оценки безопасности конструкций АТС . . . . .	38

**Главный редактор Н. А. ПУГИН**

**Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

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

**Белорусский региональный редакционный совет:**

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

Корректор Т.В. Пчелкина

Сдано в набор 02.12.2010. Подписано в печать 20.01.2011.

Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,09. Зак. 50.

Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»  
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

**ООО «Издательство Машиностроение»**

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Строгинский пер., 4

Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56

E-mail: avtomprom@mashin.ru, avtomprom@aport.ru

www.mashin.ru      www.avfomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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