

УДК 519.6:656.13

Е.Н. ЛАДОША, Д.С. ЦЫМБАЛОВ, О.В. ЯЦЕНКО**ИНФОРМАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
СИСТЕМНОЙ ДИНАМИКИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Детализирована модель рабочего процесса поршневого двигателя. Выполнено сопряжение динамики внутрицилиндровых процессов с внешними условиями – нагружения, теплообмена и топливоподачи. Разработан дополнительный модуль, который позволяет удовлетворительно описывать кинетику окислов азота. Частично решена задача расчета химического состава отработавших газов в различных режимах, включая переходные. По сравнению с прототипами модель обладает повышенным химическим разрешением, что позволяет с ее помощью уточнять теоретические оценки содержания отдельных токсичных веществ в отработавших газах.

Ключевые слова: поршневой двигатель, горение, кинетика, турбулентность, информационная модель, осреднение, отработавшие газы, токсичность.

Введение. Поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС) является основным агрегатом современных автотранспортных средств, поэтому топливная экономичность и токсичность отработавших газов (ОГ) имеют первостепенное значение. Отсюда растущий интерес к информационным моделям рабочего процесса ДВС как инструменту интерпретации данных, оптимизации конструкции, средству поиска альтернативного моторного топлива [1, 2].

При моделировании внутрицилиндровых процессов приходится преодолевать «проклятие размерности», проблему разнородности и разномасштабности процессов, аккуратно описывать «обостренные» режимы и формирование структур. Важно отработать методики агрегирования фрагментных моделей таким образом, чтобы результат «склеивания» наследовал регуляризующие свойства ключевых элементов [3].

Попытки рассчитать токсичность поршневого ДВС при помощи компьютерных моделей [4–5] лишь отчасти оправдали ожидания авторов: хорошо воспроизводя выбросы CO, углеводородов C_xH_y , сажи и сернистых соединений, они давали на два порядка заниженные концентрации NO в ОГ. Поскольку в первых моделях внутрицилиндрового горения в двигателе азотная кинетика не учитывалась, проблема рассчитать содержание NO в выхлопе связывалась с химической неравновесностью рабочего тела, которое полагалось параметрически однородным. Впоследствии кинетическая схема [5] была дополнена реакциями с участием азота, но для расчета концентрации NO в ОГ этого оказалось недостаточно.

Ключевые идеи, допущения, математическая формулировка задачи.

Отработана следующая гипотеза. Если макроскопически трехзональные кинетические модели не позволяют адекватно воспроизвести токсичность ДВС по NO, причиной может служить только пространственное переосреднение, т.е. замена истинного поля параметров $X(r, t)$ средними по пространству величинами, например, $\langle X(t) \rangle$ или $X(\langle r \rangle, t)$. Это приводит к тому, что важные для целей моделирования связи не отражаются моделью. В математической формулировке задачи использованы обозначения: $X \equiv \{c_1, c_2, \dots, T\}$ – псевдовектор, объединяющий концентрации компонентов c_i , cm^{-3} , и температуру T , K; $r \equiv \{r_1, r_2, r_3\}$ – пространственная вектор-переменная, {м, м, м}; t – время, с.

Информационная модель (ИМ) упрощается, если в системе имеются и выявлены малые или, наоборот, большие параметры [3].

Схематизация горения в двигателе: модель «реакции-перенос». Основополагающие предположения усовершенствованной модели унаследованы от прототипов [4, 5] и формулируются следующим образом:

- топливно-воздушный заряд химически и термодинамически однороден;
- впрыскиваемое топливо монофракционно, а его условная химическая формула $C_{14}H_{30}$ (дизельное) или C_8H_{18} (бензин);
- химические аспекты горения хорошо укладываются в кинетическую схему, ограниченную элементарными реакциями между C-H-O-содержащими веществами с тремя и менее атомами углерода, а также несколькими брутто-реакциями крекинга исходных углеводородов;

- турбулентные эффекты сводятся к ограничению скорости элементарных химических процессов темпом переноса реагентов в зону тепла из зоны пламени;
- испаряется жидкое диспергированное топливо диффузионно;
- теплообмен излучением незначителен.

Поскольку диффузия, теплопроводность и реакции – равнозначные «игроки» в процессе формирования пламенных структур, кинетические члены в уравнениях непрерывности и энергетического баланса подверглись «мелкомасштабному» осреднению. Для учета макроскопической параметрической неоднородности топливно-воздушной смеси осуществлено разбиение заряда на три взаимодействующих зоны, внутри каждой из них рабочее тело полагается однородным. Скорость межзонного обмена термохимическими характеристиками определяется как «качество смеобразования» с помощью полуэмпирической зависимости.

Энергетическая открытость модели обеспечивается заданием реалистичных условий теплоотдачи со стороны заряда (горящей топливно-воздушной смеси) в стенки камеры сгорания и внешнего силового (или, точнее, моментного) нагружения ДВС. Теплообмен задается уравнением Ньютона–Рихмана, а нагрузка – известными уравнениями кинематики кривошипно-шатунного механизма [6] под действием внешних сил, препятствующих свободному вращению коленвала. В модели эти силы имитирует линейная комбинация сухого трения и гидродинамического сопротивления движению, которое выбрано пропорциональным частоте вращения коленвала.

В разработанной авторами информационной модели (ИМ) рабочего процесса ДВС химизм горения углеводородного топлива описывается совокупностью более чем 400 микроскопически обратимых элементарных реакций, кинетические характеристики которых взаимно согласованы в рамках общего термохимического потенциала реагирующей газофазной среды [7, 8]. Эта важная особенность представленной ИМ качественно отличает ее от известных аналогов и прототипов, в динамике которых не исключены артефакты.

Собственно внутрицилиндровый химизм, его связь с динамикой и теплообменом описывается системой дифференциальных уравнений

$$\frac{dX}{dt} = f(X) + S(X, t) \quad (1)$$

где f – скорость изменения термохимических параметров заряда X , $\{\text{см}^{-3} \cdot \text{с}^{-1}, \text{см}^{-3} \cdot \text{с}^{-1}, \dots, \text{К} \cdot \text{с}^{-1}\}$;
 S – темп обмена термохимическими параметрами между зарядом и «резервуаром», $\{\text{см}^{-3} \cdot \text{с}^{-1}, \text{см}^{-3} \cdot \text{с}^{-1}, \dots, \text{К} \cdot \text{с}^{-1}\}$.

Система (1) подразумевает пространственное осреднение динамических переменных, причем в самом общем виде. Уравнения внутрицилиндровой динамики ДВС и сопряженных процессов, осреднением которых получены (1), подробно описаны в работах [7, 8], а основная идея метода их осреднения описана ниже. Ключевой особенностью описанной модели является двухмасштабное осреднение динамических переменных, объединяющее параметрическое осреднение кинетических уравнений на уровне пламенных диффузионно-реакционных структур (с учетом турбулентного разломачивания последних) и осреднение на уровне квазиоднородных макрообъемов горящей топливно-воздушной смеси (ТВС) заряда.

Микромасштабное осреднение эволюционных уравнений основано на следующих научных результатах. Распространяющееся по однородной горючей смеси пламя служит классическим примером автосолиитонов [8]. Выделяющаяся в процессе горения среды внутренняя энергия «собирается» вследствие конкуренции нелинейности и диффузионного переноса в бегущую локализованную структуру (волну). Скорость распространения волны горения – среднегеометрическая величина между обратным временем химической реакции и эффективным коэффициентом диффузии вещества и/или тепла в горючей среде. Поэтому явной формой эволюционных уравнений динамики поршневого (одноцилиндрового) ДВС, осредненных по структуре/масштабу пламенной зоны, являются:

$$\frac{dn_i}{dt} = f_i^*(n, \rho, T) + F_i(t) \quad (2)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum f_i^*(n, \rho, T) \{H_i / C_V - T\}}{\sum n_i} + q(t) \quad (3)$$

$$\frac{dQ}{dt} \equiv q(t) = -\frac{dA}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} - \frac{dQ_{ph}}{dt}; \quad (4)$$

$$\frac{dA}{dt} = \frac{\sin \Omega t + \gamma / 2 \sin 2\Omega t}{2 \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + 0,5(1 - \cos \Omega t + \gamma / 2 \sin^2 \Omega t) \right]} \Omega nRT; \quad (5)$$

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha S_w (T - T_w); \quad (6)$$

$$\frac{dQ_{ph}}{dt} = L_f F_f(t); \quad (7)$$

$$\frac{dn}{dt} = \sum \frac{dn_i}{dt}; \quad (8)$$

$$\frac{dm_f}{dt} = G(t) - \frac{3D_f}{\Lambda^2} m_f; \quad (9)$$

$$F_i(t) = \delta_{i,f} \frac{3D_f m_f}{\Lambda^2 \mu_f}; \quad (10)$$

$$I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + (k_1 + k_2 |d\varphi/dt|) \frac{d\varphi}{dt} + P(\varphi) S_p r(\varphi) = 0; \quad (11)$$

$$P(\varphi) = k_B RT(\varphi)/V(\varphi); \quad (12)$$

где

$$[f_i^*(n, \rho, T)]^{-1} = [f_i^{chem}(n, \rho, T)]^{-1} + [f_i^{diff}(n, \rho, T)]^{-1},$$

$$f_i^{diff}(n, \rho, T) = \frac{2 \operatorname{sign}\{f_i(n, \rho, T + T_{ad}/2)\} - 1}{l} \sqrt{D \operatorname{Re}^{1,5} n_i |f_i(n, \rho, T + T_{ad}/2)|};$$

$n = \{n_i\}$, $n_i = c_i / \rho$ [молекул/г] – концентрация компонентов (ρ – плотность газа, г/см³); Re – число Рейнольдса; F_i – внешние источники газообразного вещества (при впрыске); q – доля теплового потока, не связанная с химическими реакциями; m_f и L_f – соответственно масса жидкой фазы и теплота испарения; μ_j – молекулярный вес j -го газового компонента; S_w и l – мгновенное значение площади поверхности теплообмена и характерного линейного размера камеры сгорания (КС); γ и ε – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна и геометрическая степень сжатия; α , T_w – усредненные коэффициент теплоотдачи, температура поверхности КС; D_f , $\Lambda = \Lambda(G)$ и $G(t)$ – коэффициент диффузии паров топлива в вакуум, средний диаметр капель при распылении форсункой и массовая скорость впрыска топлива; $\delta_{i,f}$ – символ *Кронекера*; R – универсальная газовая постоянная; I – приведенный момент инерции нагруженного ДВС; $P(\varphi)$, S_p и $r(\varphi)$ – соответственно мгновенное давление в камере сгорания, площадь поршня и имеющая размерность длины функция передачи поступательного усилия во вращение (это слагаемое в уравнении (11) соответствует одноцилиндровому ДВС); φ – угол поворота, град. ПКВ и $\Omega = d\varphi/dt$ – частота вращения коленвала; k_1 и k_2 – коэффициенты сопротивления вращению; k_B – постоянная Больцмана; прочие обозначения соответствуют принятым в теплотехнике.

Фигурирующий в уравнениях (2)–(12) комплекс f^* агрегирует два параллельных канала химических превращений: f^{chem} – медленные реакции, протекающие синхронно во всех точках камеры сгорания как в реакторе идеального смешения, и f^{diff} – быстрые процессы во фронте пламени, темп которых ограничивается турбулентной диффузией. Раскрывающие смысл (2)–(12) алгебраические соотношения уравнивают роли реакционного и транспортного каналов в совокупном процессе образования/гибели i -го вещества. В соответствии с (2)–(12) при идеальном перемешивании все вещества образуются равномерно в объеме камеры сгорания, а при сильно затрудненном – во фронте горения. Мерой перехода того или другого канала образования вещества в ранг доминантного служит степень турбулизации заряда. Предложенная техника позволяет достаточно аккуратно учитывать роль диффузионных процессов при горении в ДВС, используя обыкновенные дифференциальные уравнения в качестве базового математического инструмента. Ес-

тественно, в пламени реакции протекают при повышенной температуре: ее скачок ограничен адиабатической температурой сгорания ТВС в локальных условиях T_{ad} и в нашей модели полагается равным $T_{ad}/2$.

Кроме того, поскольку нет универсальной связи между коэффициентом турбулентной диффузии D_{turb} и числом Re , в нашей модели использована зависимость $D_{turb} \sim Re^{3/2}$, промежуточная между известными предельными приближениями, мелко- и крупномасштабных пульсаций $D_{turb} \sim Re$ и $D_{turb} \sim Re^2$.

Определенным недостатком предложенных здесь уравнений горения является отказ на данном этапе от осреднения скоростей реагирования по Фавру на масштабах пламенной зоны [9]. Оправданием такого упрощения нашей модели служит достаточно интенсивная турбулизация, следовательно, заметное размытие реакционной зоны в пространстве. Согласно специально выполненным оценкам, в условиях ДВС чувствительность констант скоростей реакций к изменениям температуры заметно превышает их чувствительность к плотности реагирующего газа.

Если ограничить осреднение уравнений химизма только мезотранспортными процессами в пламени, концентрация ряда токсичных продуктов сгорания оказывается заниженной. Это касается как продуктов неполного сгорания CO и C_xH_y , так и побочных продуктов окисления NO_x . Причина кроется в том, что выход этих продуктов определяется крупномасштабной параметрической неоднородностью ТВС, а не кинетикой гомогенных реакций.

Для приведения модели в соответствие реальному положению вещей в ней использовано предположение о существовании в пределах заряда ТВС трех параметрически однородных зон:

– с номинальным коэффициентом избытка воздуха $\alpha_1 = \alpha$, в которой сгорает x -я часть топлива ($0 < x < 1$);

– коэффициентом избытка воздуха $\alpha_2 = 0,7$, где сгорает $1/2(1 - x)$ доля топлива;

– коэффициентом избытка воздуха $\alpha_3 = 2\alpha - 0,7$, где сгорает остаток топлива.

Итоговую концентрацию i -го компонента находим при помощи соотношения

$$\langle c_i \rangle = 1/2 (1 - x) c_i^{0,7} + x c_i^\alpha + 1/2 (1 - x) c_i^{2\alpha - 0,7}, \quad (13)$$

где верхний индекс при c_i соответствует локальному коэффициенту избытка воздуха.

Для расчета качества смесеобразования x нами предложена формула

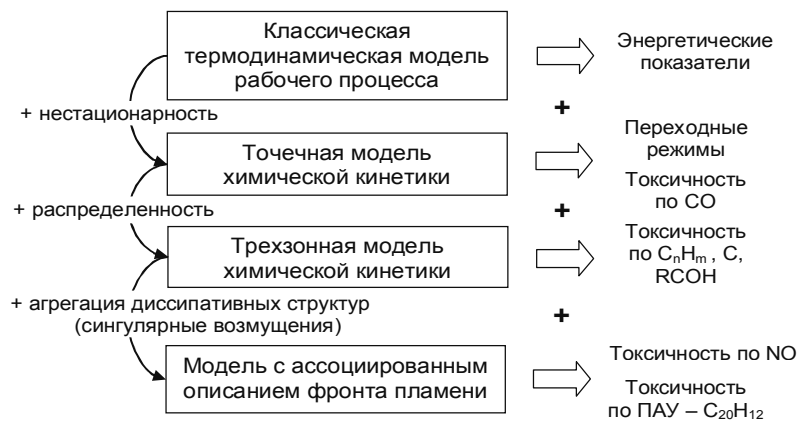
$$x = th(\tau_{chem}/\tau_{gd}) = th[D_{turb} \sum n_i / (l^2 \sum |dn_i/dt|)], \quad (14)$$

где τ_{chem} и τ_{gd} – характерное время химического окисления и механического перемешивания заряда.

Внесение коррективы в исходную модель значительно улучшило согласие рассчитываемых величин c_i с известными из эксперимента тестовыми данными.

Параметры модели S_w , l и Re (соответственно D_{turb}), безусловно, являются конструктивно определенными функциями времени t .

Развиваемая в соответствии со схемой (рис.1), модель позволяет не только надежно определять энергетические (интегральные и мгновенные) характеристики рабочего цикла различных типов ДВС, но также содержание в ОГ CO , C_xH_y , NO , $RCOH$, воспроизводить тонкости образования токсичных веществ на переходных режимах.



Энергетика + динамика + суммарная токсичность отработавших газов

Рис.1. Эволюция модели рабочего процесса поршневого ДВС [4–8]

Авторами также ведутся работы по расширению номенклатуры токсичных компонентов в выхлопных газах за счет сажи и бенз(а)пирена $C_{20}H_{12}$.

Результаты вычислительного эксперимента и их интерпретация. Адекватность созданной модели оценим, сопоставляя рассчитанные с ее помощью характеристики рабочего процесса ДВС и данные технического эксперимента. Соответствующие результаты для распространенного тепловозного дизеля 1Д49 приведены в табл.1.

Таблица 1

Некоторые интегральные, экстремальные и мгновенные характеристики рабочего процесса в дизеле 1Д49 в режиме номинальной мощности

Параметры	Расчет	Эксперимент
Среднеиндикаторное давление, атм	19,4	20,1
Индикаторная мощность двигателя, кВт	4620,0	4740,0
Индикаторный КПД, %	44,2	45,1
Удельный расход топлива (инд.), г/кВт·ч	195,0	186,0
Максимальное давление, атм	136,0	130,0
Максимальный темп нарастания давления, атм/град ПКВ	3,9	–
Максимальная температура, К	1630,0	–
Максимальная скорость роста температуры, К/град ПКВ	61,0	–
Доля выделившегося тепла заряда до P_{max} , %	49,0	–
Максимальное содержание CO в заряде, %	1,7	–

Эти данные свидетельствуют, что доступные для экспериментальных измерений параметры рабочего цикла надежно рассчитываются на основании предложенного авторами кинетического подхода. Кроме того, разработанная схема вычислений позволяет определять ряд не измеряемых, но важных для практики эксплуатации ДВС мгновенных и интегральных параметров рабочего процесса (выделены в табл.1 жирным шрифтом).

Для целей оптимизации впрыска и газообмена в поршневом ДВС важны интегральные и мгновенные энергосиловые показатели рабочего процесса (давление и температура в камере сгорания), а также токсические характеристики заряда и ОГ. Разработанная для управления электромагнитной системой клапана математическая модель внутрицилиндровых процессов позволяет рассчитывать определяющие параметры рабочего тела в динамике с большей (механические) или меньшей (токсические по оксиду азота) степенью достоверности. В табл.2–4 приведены результаты энергосиловых расчетов для трех представительных режимов двигателя ВАЗ–2108: скорость вращения коленвала составляет на этих режимах 1000, 2000 и 4000 мин^{-1} , коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$.

Таблица 2

Параметры рабочего процесса двигателя ВАЗ–2108

Кoeffициент избытка воздуха, доля объема	1	0,7	1,3	Среднее значение
	0,8	0,2	0,2	
1	2	3	4	5
Среднеиндикаторное давление, атм	5,93	5,91	1,34	5,47
	6,47	5,82	1,31	5,89
	5,86	5,67	1,59	5,41
Индикаторная мощность, кВт	16	15,9	3,6	14,8
	34	31,4	7,1	31
	63	61	17	58,2
Угол поворота коленвала при максимальном давлении в КС, град ПКВ после ВМТ	19	10	5	16,7
	12	5	4	10,5
	15	2	5	12,7
Максимальное давление, атм	59	73	29	57,4
	69	77	31	66
	68,7	78,4	32,7	66,1
Угол поворота коленвала при максимальной скорости нарастания давления в КС, град ПКВ после ВМТ	16	9	-13	12,4
	-13	2	-11	-11,3
	10	-9	-12	6

1	2	3	4	5
Максимальная скорость нарастания давления в КС, атм/град ПКВ	6,95	9,44	0,67	6,57
	11,8	9,8	8,5	11,3
	5,75	8,09	8,98	8,71
Угол поворота коленвала при максимальной средней температуре заряда, град ПКВ после ВМТ	25	10	23	23,3
	23	6	18	20,8
	15	2	22	14,4
Максимальная средняя температура рабочего тела, К	2240	2193	925	2103
	2306	2175	942	2157
	2265	2135	1009	2126
Максимальная скорость нарастания температуры заряда, К/град ПКВ	290	299	9	263
	373	276	13	327,3
	204	225	14	187
Доля теплоты цикла, выделившаяся до ВМТ	0,05	0,03	0,23	0,09
	0,09	0,22	0,36	0,13
	0,12	0,59	0,36	0,19
Доля теплоты цикла, выделившаяся до момента, когда давление в КС максимально	0,88	0,98	0,33	0,84
	0,82	0,97	0,44	0,80
	0,98	0,97	0,45	0,93
Доля теплоты цикла, выделившаяся до момента, когда температура заряда максимальна	0,99	0,99	0,80	0,97
	0,99	0,98	0,76	0,98
	0,99	0,98	0,85	0,98

Примечание: тактность двигателя – 4; число цилиндров – 4; рабочий объем камеры сгорания – 400 см³; частота вращения – 1000 / 2000 / 4000 мин⁻¹; степень сжатия – 10; отношение радиуса кривошипа к длине шатуна – 0,25; давление в начале такта сжатия – 1,0 атм; температура в начале такта сжатия – 300 К; начало впрыска топлива – 20 / 30 / 35 град до ВМТ; длительность впрыска – 35 / 30 / 40 град; момент поджига заряда – 7 / 13 / 9 град до ВМТ; средний диаметр капель диз. топлива – 0,02 см; коэффициент диффузии паров диз. топлива – 0,1 см²/с; диаметр цилиндра – 8 см; ход поршня – 8 см; температура стенок камеры сгорания – 600 / 650 / 700 К; средний коэффициент теплопередачи – 0,01 Вт/см²К; обратное время диффузии кислорода в факел – 1000 / 1700 / 2500 1/с.

Приведенные в табл.2 данные согласуются с известными теоретическими положениями и экспериментально установленными фактами. Развиваемая мощность монотонно возрастает с частотой вращения коленвала в интервале 1000–4000 мин⁻¹, в то время как крутящий момент (он пропорционален среднеиндикаторному давлению) максимален в интервале 2000–4000 мин⁻¹. Увеличение темпа вращения коленвала сопровождается возрастанием доли тепла, выделившегося до ВМТ с 9 до 19 %, что также отвечает современному пониманию динамики внутрицилиндровых процессов.

Вклад трех макроскопических однородных зон заряда в силовую брутто-характеристику ДВС проиллюстрирован на индикаторной диаграмме (рис.2) для условий в средних строчках табл.2 (номинальный режим двигателя).

Усовершенствованная модель удовлетворительно воспроизводит кинетику СО-токсичности ДВС при изменении нагрузки, объема и закона подачи топлива. Кинетическая кривая [СО](φ) для одноцилиндровой версии двигателя 10Д100 при увеличении мощности от соответствующей холостому ходу до номинальной показаны на рис.3. Раз-

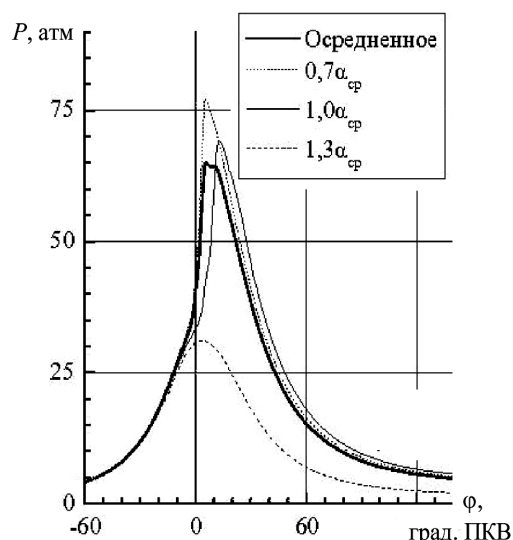


Рис.2. Парциальные индикаторные диаграммы для различных зон ТВС двигателя ВАЗ-2108 при частоте вращения коленвала 2000 мин⁻¹ (при искусственно отключенном межзонном взаимодействии)

гон ДВС в вычислительном эксперименте осуществлялся увеличением цикловой подачи топлива в 4 раза; зависимость интенсивности впрыска топлива от угла поворота коленвала (ПКВ) не менялась.

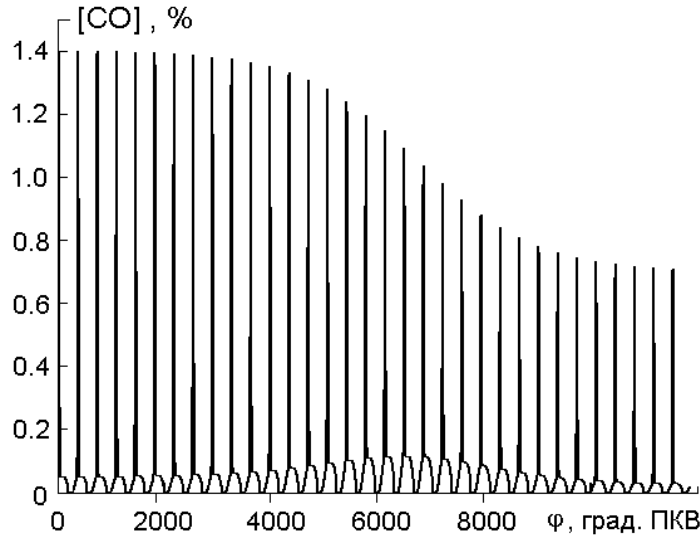


Рис.3. Переходный процесс в одноцилиндровом двухтактном дизеле: кинетическая кривая $[CO](\varphi)$

Отображенный на рис.3 переходный процесс сопровождается увеличением удельного выброса CO примерно в 3 раза по сравнению с исходным и конечным установившимися режимами. Его продолжительность зависит от инерционности транспортного средства и динамических свойств трансмиссии. Разгон двигателя осуществляется за 20–30 оборотов коленвала, что соответствует примерно двум секундам ускоренного движения городского автобуса. Важно отметить, что в городском ездовом цикле переходные режимы ДВС часто доминируют [1, 2].

Кроме того, реалистичные модели должны учитывать число цилиндров и тактность двигателя, весь спектр выбрасываемых токсичных веществ (ТВ) и различия их индивидуальной ядовитости. В результате усложняются кинетические кривые как отдельных ТВ, так и суммарной токсичности заряда [1, 2]. Отметим, что динамика интегральной токсичности ТВС и ОГ немонотонна.

Рассчитанная согласно описанной модели, внутрицилиндровая кинетика углеводородов, альдегидов и NO, в т.ч. их содержание в ОГ тепловозного дизеля 10Д100 показаны на рис.4.

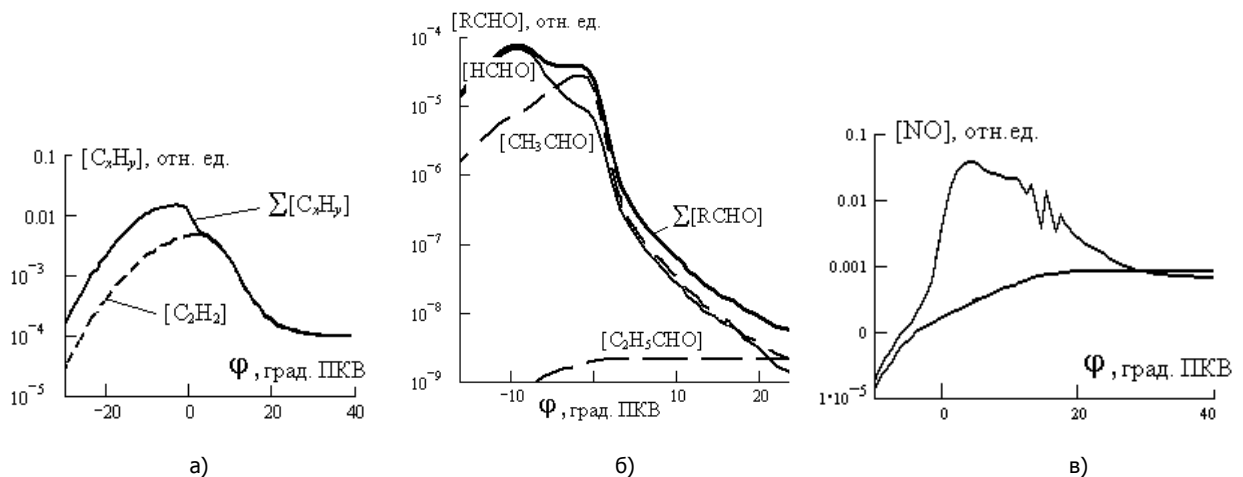


Рис.4. Кинетика в среднеоборотных дизелях на примере тепловозного дизеля 10Д100: а – углеводородов; б – альдегидов; в – оксида азота

Условия расчетов соответствуют номинальной мощности для углеводородов и альдегидов, а для NO – номинальной (экстремальная кривая) и половинной (монотонная кривая) мощности. Содержание токсичных компонентов в ТВС дается в мольных долях.

По завершении фазы активного горения основным углеводородом в ОГ является ацетилен (рис.4,а). Это объясняется наибольшей прочностью $C \equiv C$ связи ацетилена среди углерод-углеродных связей в моторных топливах. На этапе активного горения, однако, основным углеводородом в заряде является этилен: его доминирование объясняется тем, что C_1 -углеводороды окисляются существенно быстрее, чем C_2 -углеводороды, а C_3 -углеводороды, наоборот, заметно медленней. В результате C_1 -углеводороды сгорают практически мгновенно, а C_3 -углеводороды в течение характерного времени окисления C_2 -углеводородов успевают разложиться термически на C_1 - и C_2 -фрагменты.

Отметим, что рассмотренная ситуация отвечает условиям достаточно хорошего смесеобразования, при котором в выхлопе практически отсутствуют высшие углеводороды. Высокое качество смесеобразования в рассмотренном примере выражается также в незначительном содержании альдегидов в выхлопе (рис.4,б), что хорошо согласуется с современной теорией физико-химических процессов в ДВС [1, 2].

Экстремальный характер кинетической кривой NO на рис.4,в, которая соответствует номинальной мощности, означает, что при высокой теплонапряженности рабочего цикла ДВС кинетика внутрицилиндрового оксида азота двухстадийна. На первой или горячей стадии концентрация NO успевает отслеживать среднюю температуру заряда. Вторая стадия реализуется, когда средняя температура становится слишком низкой для протекания реакций гибели NO, и его содержание в ТВС «замораживается».

При частичных нагрузках средняя температура рабочего тела в течение всего цикла не достаточна для «запуска» реакций гибели NO, поэтому средняя концентрация окислов азота в рабочем теле монотонно увеличивается. В обоих случаях содержание NO в выхлопе близко к фактическому [1, 2]. Кроме того, рассчитанное соотношение NO-токсичности выхлопа при номинальной и половинной мощности получается вполне реалистичным.

Еще один практически важный результат компьютерных экспериментов с моделями состоит в выявлении сравнительно компактного и универсального химического механизма горения нефтяного моторного топлива в современных поршневых ДВС, что исключительно важно для технических приложений.

Авторы, воспользовавшись разработанными ранее технологиями и средствами [10], выявили элементарные реакции, определяющие химизм рабочего процесса поршневых ДВС. Полученная в результате оптимизированная схема превращений включает 70 реакций между 35 компонентами и пригодна как химический модуль перспективных моделей внутрицилиндровой динамики ДВС.

Относительное отличие индикаторных (силовых, энергетических) характеристик, рассчитываемых по оптимизированной и полной схеме, не превышает 5 %. Отметим, что оптимизированная схема была получена путем объединения двух частично оптимизированных схем – для режима холостого хода и номинальной нагрузки. Существенно, что выделенные авторами ключевые реакции в большинстве своем признаны также определяющими горение нефтяного топлива в условиях жидкостных ракетных двигателей [11].

Выводы. Разработана динамическая модель внутрицилиндровых процессов поршневого ДВС, позволяющая рассчитывать как интегральные и мгновенные энергетические показатели, так и токсичность отработавших газов. Модель позволяет сконструировать минимальную кинетическую схему, адекватно отражающую динамические свойства современных поршневых двигателей. Указаны перспективные направления совершенствования разработки и возможности ее применения для техники и технологий, сопряженных с использованием химических энергоносителей на транспорте.

Библиографический список

1. Якубовский Ю. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды / Ю. Якубовский. – М.: Транспорт, 1979.
2. Беднарский В.В. Экологическая безопасность при эксплуатации и ремонте автомобилей / В.В. Беднарский. – Ростов н/Д: Феникс, 2003.
3. Зельдович Я.Б. Окисление азота при горении / Я.Б. Зельдович, П.Я. Садовников, Д.А. Франк-Каменецкий. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1947.
4. Пат. Расчет энерго-экологических параметров ДВС «ENGINE» / Ю.И. Булыгин и др. – ПрЭВМ № 2002610605. – М.: РОСПАТЕНТ, 2002.
5. Тихонов А.Н. Система дифференциальных уравнений, содержащих малые параметры при производных / А.Н. Тихонов // Мат. сб. – 1952. – Т. 31 (73). – № 3. – С. 575.
6. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.
7. Пат. Информационно-математические модели внутрицилиндровых процессов в поршневом двигателе: механизмы, уравнения, термодинамические и кинетические коэффициенты / О.В. Яценко. – БД № 2004620137. – М.: РОСПАТЕНТ, 2004.
8. Бакулин В.Н. Моделирование кинетики неравновесных физических процессов и реакций в многокомпонентном турбулентном заряде поршневых двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Бакулин, Е.Н. Ладоса, В.А. Потопахин, О.В. Яценко // Мат. моделирование. – 2007. – Т. 19. – № 12. – С. 81–97.
9. Колесниченко А.В. Турбулентность многокомпонентных сред / А.В. Колесниченко, М.Я. Маров. – М.: Наука, 1999.
10. Яценко О.В. Генератор подробных компьютерных моделей динамики реагирующего газа: новое программное обеспечение системных исследований в технике и экологии / О.В. Яценко, Е.Н. Ладоса // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Естественные науки. – 2006. – № 1. – С. 50–59.
11. Яхимовски К. Дж. Упрощенный механизм горения углеводородного топлива / К.Дж. Яхимовски // Аэрокосмическая техника. – 1986. – № 6. – С. 148–156.

References

1. Yakubovskii Yu. Avtomobil'nyi transport i zaschita okrujayuschei sredy / Yu. Yakubovskii. – М.: Transport, 1979. – in Russian.
2. Bednarskii V.V. Ekologicheskaya bezopasnost' pri ekspluatatsii i remonte avtomobilei / V.V. Bednarskii. – Rostov n/D: Feniks, 2003. – in Russian.
3. Zel'dovich Ya.B. Okislenie azota pri gorenii / Ya.B. Zel'dovich, P.Ya. Sadovnikov, D.A. Frank-Kameneckii. – М.-L.: Izd-vo AN SSSR, 1947. – in Russian.
4. Pat. Raschet energo-ekologicheskikh parametrov DVS «ENGINE» / Yu.I. Bulygin i dr. – PrEVM № 2002610605. – М.: ROSPATENT, 2002. – in Russian.
5. Tihonov A.N. Sistema differencial'nyh uravnenii, soderjaschih malye parametry pri proizvodnyh / A.N. Tihonov // Mat. sb. – 1952. – Т. 31 (73). – № 3. – S. 575. – in Russian.
6. Kolchin A.I. Raschet avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelei / A.I. Kolchin, V.P. Demidov. – М.: Vyssh. shk., 2002. – 496 s. – in Russian.
7. Pat. Informacionno-matematicheskie modeli vnutricilindrovyyh processov v porshnevom dvigatele: mehanizmy, uravneniya, termodinamicheskie i kineticheskie koeffitsienty / O.V. Yacenko. – BD № 2004620137. – М.: ROSPATENT, 2004. – in Russian.
8. Bakulin V.N. Modelirovanie kinetiki neravnovesnyh fizicheskikh processov i reakcii v mnogokomponentnom turbulentnom zaryade porshnevyyh dvigatelei vnutrennego sgoraniya / V.N. Bakulin, E.N. Ladosh, V.A. Potopahin, O.V. Yacenko // Mat. modelirovanie. – 2007. – Т. 19. – № 12. – S. 81–97. – in Russian.
9. Kolesnichenko A.V. Turbulentnost' mnogokomponentnyh sred / A.V. Kolesnichenko, M.Ya. Marov. – М.: Nauka, 1999. – in Russian.

10. Yacenko O.V. Generator podrobnyh komp'yuternyh modelei dinamiki reagiruyushego gaza: novoe programmnoe obespechenie sistemnyh issledovaniy v tehnikе i ekologii / O.V. Yacenko, E.N. Ladosha // Izv. vuzov. Sev.-Kavk. region. Estestvennye nauki. – 2006. – № 1. – S.50–59. – in Russian.

11. Yahimovski K. Dj. Uproschennyi mehanizm goreniya uglevodorodnogo topliva / K.Dj. Yahimovski // Aerokosmicheskaya tehnika. – 1986. – № 6. – S. 148–156. – in Russian.

Материал поступил в редакцию 24.05.10.

E.N. LADOSHA, D.S. TSYMBALOV, O.V. YATSENKO

INFORMATION MODELING AND SYSTEM DYNAMICS INTERPRETATION OF CONVENTIONAL ENGINES

An original improvement of modern information models of conventional engine is proposed. Within the model all internal as well as external processes related to engine are integrated to a general system. Additional procedure to simulate nitric oxide kinetics in a combustion chamber is elaborated. The problem of exhaust toxicity is solved in relation to partial engine loads. Compared to prototypes the model enables to estimate engine toxicity appreciably more precise.

Key words: reciprocator, combustion, kinetics, vorticity, information model, smoothing, exhaust, toxicity.

ЛАДОША Евгений Николаевич (р. 1978), доцент (2008) кафедры «Информационные технологии» Донского государственного технического университета, докторант (2009), кандидат технических наук (2006). Окончил факультет «Автоматизация и информатика» Донского государственного технического университета (2002).

Область научных интересов: информационное моделирование технических систем, технологических процессов и антропогенных воздействий на окружающую природную среду.

Автор 12 программ и баз данных, зарегистрированных ФИПС (РОСПАТЕНТ).

Автор более 50 публикаций.

ladoscha@mail.ru

ЦЫМБАЛОВ Денис Сергеевич (р. 1988), ассистент кафедры «Электротехника и электроника» Донского государственного технического университета.

Область научных интересов: оптимизация технических систем, рационализация технологических процессов, снижение негативных индустриальных воздействий на персонал и окружающую природную среду.

Автор 5 программ и баз данных, зарегистрированных ФИПС (РОСПАТЕНТ).

Автор 10 публикаций.

den_constructor@mail.ru

ЯЦЕНКО Олег Вадимович (р. 1966), доцент (2002) кафедры «Прикладная математика» Донского государственного технического университета, кандидат физико-математических наук (1992). Окончил факультет молекулярной и химической физики Московского физико-технического института (1989).

Область научных интересов: информационное моделирование технических систем, технологических процессов и антропогенных воздействий на окружающую природную среду.

Автор 18 программ, баз данных и авторских свидетельств, зарегистрированных ФИПС (РОСПАТЕНТ).

Автор более 100 публикаций.

oleg_v_yatcenko@mail.ru

Evgeny N. LADOSHA (1978), Associate Professor (2008) of the Information Technologies Department, Don State Technical University. Post-doctoral student (2009). Candidate of Science in Engineering (2006). He graduated from the faculty of the Information Technology and Automation Faculty (2002), Don State Technical University.

Research interests: computer modeling of technical systems, technology and human impact.
Author of more than 50 scientific publications and 12 patented computer codes.

ladoscha@mail.ru

Denis S. TSYMBALOV (1988), Teaching Assistant of the Electrical Department, Don State Technical University.

Research interests: technical systems optimization, technological improvement, technology and environment protection.

Author of 10 publications and 5 patented computer codes.

ladoscha@mail.ru

Oleg V. YATSENKO (1966), Associate Professor (2002) of the Mathematics Department, Don State Technical University. Candidate of Science in Physics and Maths (1992). He graduated from the Molecular and Chemical Physics Faculty, Moscow Physics and Technology Institute (1989).

Research interests: computer modeling of technical systems, technology and human impact.

Author of more than 100 publications and 18 patented computer codes and models.

oleg_v_yatcenko@mail.ru