

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.436.01

doi: 10.18698/0536-1044-2021-11-50-58

Влияние регулируемых параметров рабочего процесса на образование оксидов азота в водородном дизеле

Р.З. Кавтарадзе¹, Д.О. Онищенко¹, В.М. Краснов², Жунжун Чэн^{1,3},
Цытянь Чжан^{1,3}

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

³ Пекинский технологический институт

Effect of Working Process Adjustable Parameters on the Formation of Nitrogen Oxides in a Hydrogen Diesel Engine

R.Z. Kavtaradze¹, D.O. Onishchenko¹, V.M. Krasnov², Rongrong Cheng^{1,3},
Citian Zhang^{1,3}

¹ Bauman Moscow State Technical University

² Federal State Unitary Enterprise "Central Scientific Research Automobile and Automotive Institute" (NAMI)

³ Beijing Institute of Technology

Исследовано образование оксидов азота в водородном дизельном двигателе с непосредственным впрыском газообразного водорода в зависимости от регулируемых параметров рабочего процесса: коэффициента избытка воздуха, цикловой подачи водорода, угла опережения и продолжительности впрыска водорода. Установлено, что в ряде случаев влияние этих параметров на рабочий процесс и эмиссию оксидов азота приводит к результатам, существенно отличающимся от полученных для традиционных дизельных двигателей, работающих на углеводородном топливе. Показано, что варьированием указанных регулируемых параметров можно добиться минимизации концентрации оксидов азота в отработавших газах водородного дизельного двигателя.

Ключевые слова: водородный дизель, рабочий процесс, 3D-моделирование, оксиды азота

The article considers formation of nitrogen oxides in a hydrogen diesel engine with direct injection of gaseous hydrogen depending on the adjustable parameters of the working process: excess air ratio, cyclic hydrogen supply, advance angle and duration of hydrogen injection. It was found that in a number of cases the effect of these parameters on the working process and the emission of nitrogen oxides leads to results that differ significantly from those in traditional diesel engines running on hydrocarbon fuel. It is shown that by varying

the specified controlled parameters, it is possible to minimize the concentration of nitrogen oxides in the exhaust gases of a hydrogen diesel engine.

Keywords: hydrogen diesel, workflow, 3D modeling, nitrogen oxides

В решении глобальных проблем современной цивилизации, связанных с экологией и энергетикой, важнейшую роль может сыграть полная декарбонизация отработавших газов (ОГ) поршневых двигателей внутреннего сгорания (далее двигатели). В связи с этим актуальными задачами поршневого двигателестроения являются создание новых перспективных водородных двигателей и конвертирование на водород серийных двигателей, работающих на традиционных углеводородных топливах.

Так как поршневые двигатели, особенно дизельные (далее дизели), имеют наивысший коэффициент полезного действия (КПД) среди тепловых двигателей, целесообразнее применять альтернативные топлива, а не альтернативные источники энергии [1]. Благодаря теплофизическим свойствам водород считается самым перспективным среди альтернативных топлив.

Начиная от авторов первого прообраза автомобиля с двигателем без кривошипно-шатунного механизма Ф. Риваза (Rivaz F., 1807 г.) и первого работоспособного поршневого двигателя Э. Ленуара (Lenoir E., 1860 г.), исследования, посвященные водородным двигателям, базировались на концепции принудительного зажигания. Первые экспериментальные водородные двигатели с самовоспламенением появились только в конце прошлого века, если не считать двигатель Р. Эррена (R. Erren, патент Великобритании 1939 г.), о котором имеется скудная информация [2].

В настоящее время вследствие обострения экологических и энергетических проблем активно развернулись исследования по обоим концептуальным направлениям [1–8], каждое из которых имеет свои преимущества. Конвертирование серийных бензиновых двигателей с принудительным зажиганием на водород не требует кардинальных изменений в конструкции базовых двигателей. Однако оно характеризуется возникновением аномальных процессов сгорания (детонацией, обратной вспышкой, преждевременным зажиганием), для предотвращения которых необходимо использовать обедненную горючую смесь [3–5].

Конвертирование серийного дизеля на водород в отдельных случаях может потребовать изменения конструкции поршня с целью повышения степени сжатия, связанного с более высокой (по сравнению с таковой у традиционного дизельного топлива) температурой самовоспламенения водорода [2, 6]. В то же время водородные дизели (ВД), как и традиционные, имеют высокий КПД, что в совокупности с полностью декарбонизованными ОГ [7, 8] обуславливает их перспективность в ближайшем будущем.

Несмотря на очевидную актуальность создания перспективных ВД, на сегодняшний день в теории поршневых двигателей существуют нерешенные задачи, приводящие к результатам, существенно отличающимся от полученных для традиционных дизелей. К таким задачам относится выявление влияния регулируемых параметров рабочего процесса, в частности цикловой подачи водорода, на образование оксидов азота.

Цель работы — 3D-моделирование рабочего процесса ВД и определение влияния таких регулируемых параметров, как коэффициент избытка воздуха, цикловая подача водорода, угол опережения и продолжительность впрыска водорода, на образование оксидов азота в камере сгорания ВД с непосредственным впрыском топлива.

Опытный ВД представляет собой одноцилиндровый отсек серийного дизеля MAN 24/30, конвертированного на водород.

Основные параметры одноцилиндрового ВД на базе дизеля MAN 24/30

Ход поршня, мм	300
Диаметр цилиндра, мм	240
Эффективная мощность, кВт, при частоте вращения коленчатого вала $n = 800 \text{ мин}^{-1}$	93
Низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг	120
Максимальное давление впрыска, МПа	30
Степень сжатия	16,8
Степень повышения давления в компрессоре	1,6
<i>Параметры форсунки для впрыска газообразного водорода:</i>	
количество, шт.	18
диаметр сопловых отверстий, мм	0,5

Краткое описание математической модели внутрицилиндровых процессов. Математическая модель рабочего процесса, происходящего в цилиндре ВД, основана на обобщенном уравнении переноса (УП)

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho\Phi) + \operatorname{div}(\rho\mathbf{W}\Phi) = \operatorname{div}(\Gamma_{\Phi}\operatorname{grad}\Phi) + S_{\Phi}, \quad (1)$$

где τ — время; ρ — плотность газа; Φ — произвольная зависимая переменная; \mathbf{W} — вектор скорости газа; Γ_{Φ} — обобщенный коэффициент переноса (диффузии, вязкости, тепло- или температуропроводности); S_{Φ} — источниковое слагаемое, которое в общем случае можно представить как разность генерации $S_{\Phi g}$ и аннигиляции $S_{\Phi a}$, т. е. $S_{\Phi} = S_{\Phi g} - S_{\Phi a}$.

Выражения для источникового слагаемого S_{Φ} зависят от параметров Φ и Γ_{Φ} (см. таблицу). После подстановки значений параметров Φ и Γ_{Φ} в формулу (1) получаем трехмерные УП количества движения (Навье — Стокса), энергии (Фурье — Кирхгофа), диффузии (Фика) и сохранения массы (неразрывности), приведенные в таблице. В полученных уравнениях использовано правило суммирования по индексу ($i, j, k = 1, 2, 3$), повторяющемуся дважды.

Введены следующие обозначения: W_i — проекция вектора скорости газа; G_i — проекция вектора плотности объемных сил на ось Ox_i прямоугольной декартовой системы координат, Н/м³; p — давление газа, Па; μ — динамическая вязкость газа, кг/(м·с); H — полная удельная энергия газа, Дж/кг; λ — теплопроводность газа, Вт/(м·К); c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении, Дж/(кг·К); C — концентрация веществ, кг/м³; w_r — скорость химической реакции на единицу объема, кг/(с·м³); Q_r — количество теплоты, выделяемой при полном сгорании единицы массы, Дж/кг; q_{Rj} — плотность радиационного теплового потока, Вт/м²;

D_c — коэффициент диффузии газа, м²/с; \dot{m} — интенсивность источника массы (скорость изменения массы химической компоненты в единице объема), кг/(с·м³).

После осреднения по методу Фавра система указанных УП принимает форму Рейнольдса [2, 6]. Для замыкания системы уравнения Рейнольдса использована модель турбулентности k - ζ - f . Последняя относится к моделям турбулентности третьего порядка, т. е. состоит из трех УП — уравнений для k (кинетической энергии турбулентности) и ϵ (скорости диссипации этой энергии), известных из k - ϵ -модели турбулентности, а также уравнения для нормированного масштаба скорости ζ [9, 10].

Модель дополнена уравнением эллиптической функции Дурбина f [9], учитывающей пристеночную анизотропию турбулентности. Чувствительность к виду ячейки и степени измельчения сетки, характерная для модели турбулентности Дурбина, снижается, поэтому устойчивость численного решения улучшается, что особенно важно для расчета турбулентного переноса в камере сгорания поршневого двигателя.

Процесс турбулентного горения моделируют на основе известной модели Магнуссена — Хартагера [6, 10], преимуществом которой является отсутствие турбулентных флуктуаций параметров. Однако модель требует введения эмпирических коэффициентов. Для их определения используют экспериментальные индикаторные диаграммы исследуемого дизеля [6].

Локальные образования оксидов азота в камере сгорания ВД моделируют с применением расширенного термического механизма Я.Б. Зельдовича. При этом принимают, что $[\text{NO}_x] \equiv [\text{NO}]$, что вполне справедливо для поршневых двигателей. Механизмы образования «быстрых» и топливных оксидов азота

Значения произвольной зависимой переменной, обобщенного коэффициента переноса и источникового слагаемого уравнения (1)

Уравнение	Φ	Γ_{Φ}	S_{Φ}
УП Навье — Стокса	W_i	μ	$S_{\Phi} = G_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{3} \mu \operatorname{grad}(\operatorname{div} \mathbf{W})$
УП Фурье — Кирхгофа	H	λ/c_p	$S_{\Phi} = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij}W_j) + G_j W_j + w_r Q_r + \frac{\partial q_{Rj}}{\partial x_j}$
УП Фика	C/p	$D_c \rho$	\dot{m}
УП неразрывности	1	0	0

вследствие их пренебрежимо малого значения не рассматривают.

Численную реализацию модели осуществляют на основе 3D-CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH. Ядро FIRE базируется на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE, разработанного Б. Сполдингом и С. Патанкармом [10].

Далее приведены результаты исследования влияния регулируемых параметров рабочего процесса на образование оксидов азота ВД, полученные с помощью описанной математической модели.

Влияние суммарного коэффициента избытка воздуха на образование оксидов азота в камере сгорания ВД. Как известно, в двигателях с непосредственным впрыском топлива мгновенный коэффициент избытка воздуха резко падает от очень высоких значений, принимая в момент окончания впрыска значение, названное суммарным [11].

Суммарный коэффициент избытка воздуха изменялся в диапазоне $\alpha_{в\Sigma} = 1,85 \dots 2,50$ путем регулирования давления наддува. Численные эксперименты проводились для различных значений давления наддува. Цикловая подача водорода m_{H_2} оставалась постоянной и составляла 0,49 г/цикл.

Мгновенные поля температур и концентрации (массовой доли) оксидов азота в ОГ в ци-

линдре ВД при нахождении поршня в верхней мертвой точке (ВМТ, $\varphi = 360^\circ$) для суммарного коэффициента избытка воздуха $\alpha_{в\Sigma} = 1,85$ приведены на рис. 1. Эти поля полностью коррелируют между собой, что объясняется термическим механизмом образования оксидов азота.

Для суммарного коэффициента избытка воздуха $\alpha_{в\Sigma} = 1,85$ характерны более высокие локальные температуры в зоне распылителя форсунки, достигающие 2940 К, а для обедненной смеси с $\alpha_{в\Sigma} = 2,50$ они снижаются до 2890 К. Таким образом, в случае относительно богатой смеси образуются локальные очаги с повышенной температурой и содержанием оксидов азота. В целом в локальных зонах горения водорода локальные температуры имеют высокие значения и способствуют интенсивному образованию оксидов азота (см. рис. 1).

Заметим, что максимальное значение усредненной по объему цилиндра температуры $T_z = 1190$ К достигается при $\alpha_{в\Sigma} = 1,85$, а при $\alpha_{в\Sigma} = 2,50$ оно снижается до 1150 К.

Также гетерогенное сгорание водорода характеризуется более высокими градиентами температуры в цилиндре. Например, максимальное значение локальной нестационарной температуры рабочего тела в зоне распыливания водородной струи достигает высоких значений, указанных на рис. 1. В то же время в зоне, находящейся вблизи поверхности поршня, оно составляет всего лишь 1000 К.

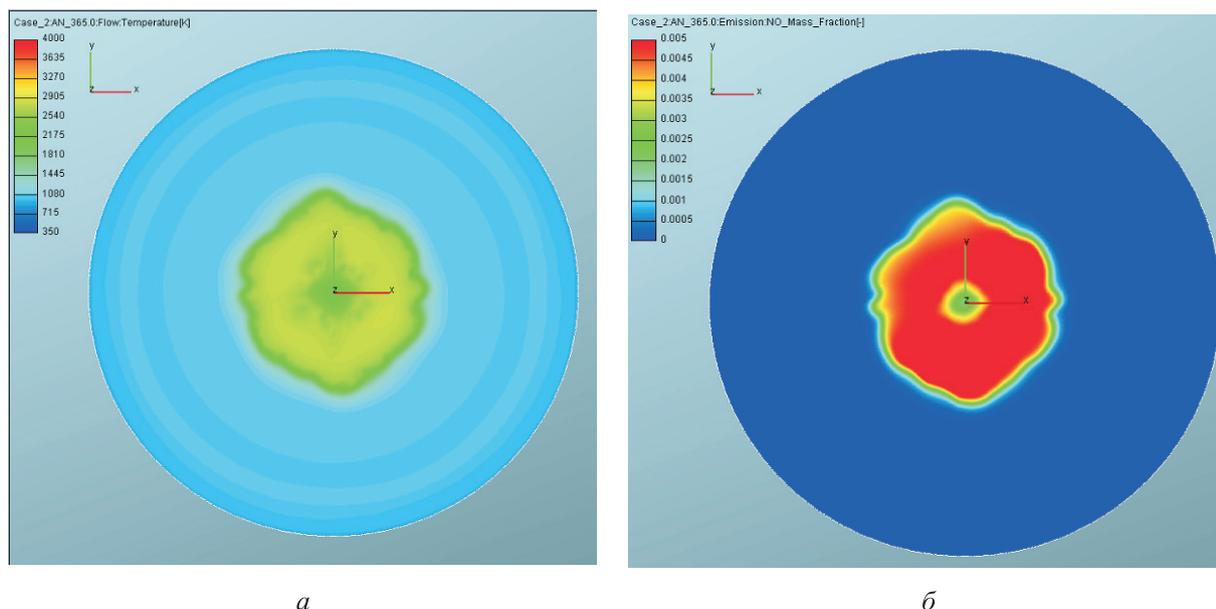


Рис. 1. Мгновенные поля температуры, К, (а) и концентрации оксидов азота в ОГ (б) в цилиндре ВД при нахождении поршня в ВМТ и суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{в\Sigma} = 1,85$

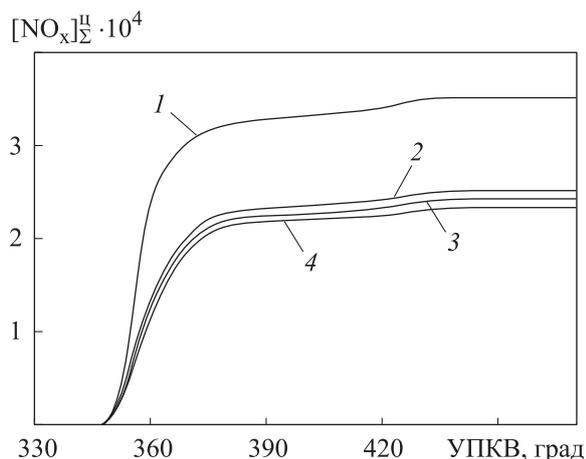


Рис. 2. Зависимость суммарной концентрации оксидов азота в ОГ в камере сгорания ВД за цикл $[\text{NO}_x]_{\Sigma}^{\text{H}}$ от УПКВ при суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\text{в}\Sigma} = 1,85$ (1), 2,00 (2), 2,20 (3) и 2,50 (4)

Зависимость суммарной концентрации оксидов азота в ОГ (массовых долей NO_x в объеме цилиндра) за цикл $[\text{NO}_x]_{\Sigma}^{\text{H}}$ от угла поворота коленчатого вала (УПКВ) при различных значениях суммарного коэффициента избытка воздуха, приведена на рис. 2. Видно, что температура рабочего тела оказывает непосредственное влияние на образование оксидов азота: с момента начала сгорания до достижения максимальной температуры цикла T_z наблюдается стремительный рост концентрации оксидов азота в ОГ. После достижения максимального значения концентрация NO_x практически не меняется (несмотря на заметное снижение температуры в процессе расширения) и остается постоянной, т. е. происходит так называемая закалка оксидов азота (см. рис. 2).

Для максимально обедненной смеси $\alpha_{\text{в}\Sigma} = 2,50$ суммарная концентрация оксидов азота в ОГ за цикл $[\text{NO}_x]_{\Sigma}^{\text{H}}$ составляет 0,00023, для $\alpha_{\text{в}\Sigma} = 1,85$ — 0,00035, для $\alpha_{\text{в}\Sigma} = 2,00$ — 0,00025, для $\alpha_{\text{в}\Sigma} = 2,20$ — 0,000245.

Феномен резкого снижения выбросов оксидов азота путем сильного обеднения горючей смеси имеет место и в ВД. Но снижение эмиссии оксидов азота в ВД не представляется столь решающим фактором, как, например, в газовых двигателях с искровым зажиганием или в двухтопливных двигателях [2, 12].

Влияние цикловой подачи водорода и продолжительности впрыска воздуха на образование оксидов азота в камере сгорания ВД. Зависимость эмиссии оксидов азота от массы

водорода, поступающего в цилиндр, исследовалась при постоянном суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{\text{в}\Sigma} = 2,00$. Это условие соблюдалось благодаря регулировке давления наддува, а изменение цикловой подачи водорода обеспечивалось изменением продолжительности впрыска водорода $\Delta\phi_{\text{впр}}$ (рис. 3).

Следует отметить, что с ростом цикловой подачи водорода происходит снижение осредненной по объему цилиндра температуры рабочего тела. При изменении цикловой подачи водорода в указанных пределах максимальное (пиковое) значение этой температуры изменяется незначительно: $T_z = 1180...1200$ К.

Однако далее в процессе горения–расширения наблюдается повышение температуры для меньших цикловых подач водорода. Разница в температурах становится более заметной (около 60 К), начиная с $\phi = 392^\circ$, когда все топливо уже впрыснуто в цилиндр.

При цикловой подаче водорода $m_{\text{H}_2} = 0,33$ г/цикл максимальная локальная температура составляет 2900 К, при $m_{\text{H}_2} = 0,49$ г/цикл — 2700 К. В этот момент водород преимущественно сосредоточен возле распылителя форсунки, и воздух не попадает в зону сгорания, задерживая процесс сгорания. Здесь падение общей температуры в цилиндре обусловлено расширением рабочего тела, а не прекращением сгорания.

Для минимальной цикловой подачи водорода $m_{\text{H}_2} = 0,33$ г/цикл плотность распределенного топлива значительно ниже, чем для максимальной $m_{\text{H}_2} = 0,49$ г/цикл, что сказывается на

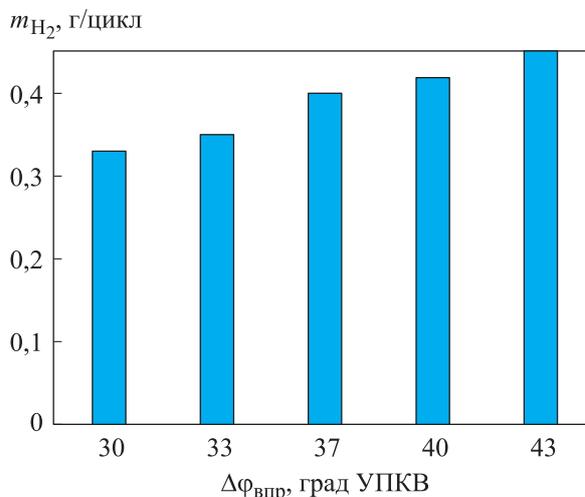


Рис. 3. Зависимость цикловой подачи водорода m_{H_2} от продолжительности его впрыска $\Delta\phi_{\text{впр}}$

изменении локальных температур. Топливо начинает интенсивнее смешиваться с воздухом, и происходит дополнительная волна тепловыделения, что приводит к повышенному образованию оксидов азота.

С повышением цикловой подачи водорода при $\alpha_{в\Sigma} = \text{const}$ увеличивается общая масса газа (водородно-воздушной смеси) в цилиндре и плотность газа. Дальнобойность факела водорода сокращается, основная масса водорода скапливается в области форсунки, и из-за нехватки кислорода скорость тепловыделения снижается.

Это приводит к затянутому процессу горения. В момент $\varphi = 425^\circ$ падение средних температур замедляется, так как к процессу сгорания подключаются очаги, ранее в нем не участвовавшие из-за высокой плотности и нехватки воздуха. Это вызывает повышение средней температуры цикла, начиная с $\varphi = 425^\circ$, но в целом за цикл горение существенно замедляется, и локальные температуры снижаются. В результате этого эффекта снижаются выбросы оксидов азота.

Как видно из рис. 4, при цикловой подаче водорода $m_{\text{H}_2} = 0,33$ г/цикл максимальная суммарная концентрация оксидов азота в ОГ за цикл $[\text{NO}_x]_{\Sigma}^{\text{н}} = 0,00027$, а при $m_{\text{H}_2} = 0,49$ г/цикл — $[\text{NO}_x]_{\Sigma}^{\text{н}} = 0,00025$.

Таким образом, самым экологичным является режим работы ВД с цикловой подачей водорода $m_{\text{H}_2} = 0,49$ г/цикл. При таком режиме $[\text{NO}_x]_{\Sigma}^{\text{н}} = 0,00025$. Режим, при котором двигатель демонстрирует максимальные выбросы оксидов азота, соответствует цикловой подаче

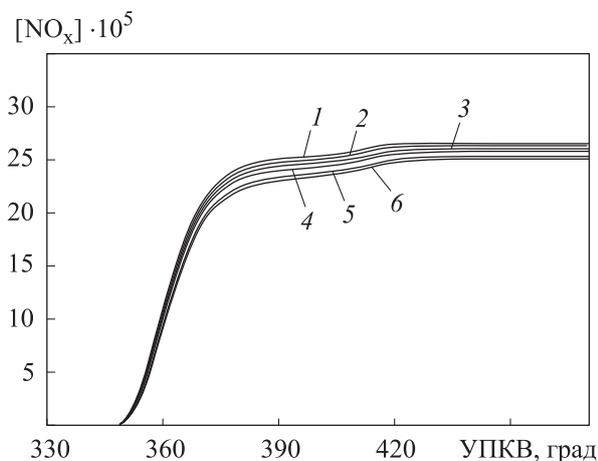


Рис. 4. Зависимость суммарной концентрации оксидов азота в ОГ ВД за цикл $[\text{NO}_x]_{\Sigma}^{\text{н}}$ от УПКВ при цикловой подаче водорода $m_{\text{H}_2} = 0,33$ (1), 0,35 (2), 0,40 (3), 0,42 (4), 0,45 (5) и 0,49 г/цикл (6)

водорода $m_{\text{H}_2} = 0,33$ г/цикл. Суммарная концентрация оксидов азота в ОГ за цикл $[\text{NO}_x]_{\Sigma}^{\text{н}} = 0,00027$. При понижении цикловой подачи возрастает скорость тепловыделения, а значит, и скорость нарастания давления, что приводит к повышению уровня шума.

Влияние угла опережения впрыска водорода на образование оксидов азота в камере сгорания ВД. При выборе угла опережения впрыска водорода необходимо определить его оптимальное значение, обеспечивающее приемлемые эффективные и экологические показатели ВД. Ранняя подача водорода, т. е. большой угол опережения его впрыска приводит к недопустимому повышению скорости нарастания давления $dp/d\varphi$, и, соответственно, к увеличению уровня шума.

При более позднем впрыске водорода, т. е. при меньшем угле опережения впрыска, концентрация оксидов азота в ОГ заметно падает (рис. 5). Однако при этом может снизиться и индикаторный КПД двигателя. Кроме того, повышается вероятность неустойчивости рабочих циклов, выражающейся в колебаниях значений максимального давления и среднего индикаторного давления от цикла к циклу [2].

Характер изменения скорости тепловыделения соответствует данным, приведенным на рис. 5: при позднем впрыске водорода интенсивность тепловыделения уменьшается, и максимум скорости тепловыделения сдвигается дальше от ВМТ. Соответственно, уровень локальных температур газа в цилиндре в процессе

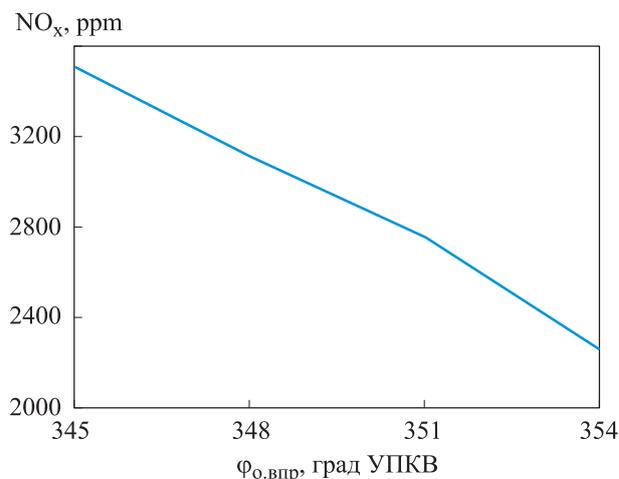


Рис. 5. Зависимость содержания оксидов азота в ОГ $[\text{NO}_x]$ от угла опережения впрыска водорода $\varphi_{\text{о.впр}}$ ($\varphi_{\text{о.впр}} = 360^\circ$ УПКВ соответствует ВМТ)

сгорания снижается, что и является основной причиной уменьшения содержания оксидов азота в ОГ (см. рис. 5).

Обсуждение результатов исследования. Анализ результатов численных экспериментов позволяет заключить, что изменением таких регулируемых параметров рабочего процесса, как коэффициент избытка воздуха, цикловая подача водорода, угол опережения и продолжительность впрыска водорода, можно существенно ограничить процесс образования оксидов азота в камере сгорания ВД.

Увеличение суммарного коэффициента избытка воздуха в пределах 1,85...2,50 путем регулирования давления наддува при постоянной цикловой подаче водорода $m_{H_2} = 0,49$ г/цикл приводит к снижению концентрации оксидов азота в ОГ примерно на 35 %.

Установлено, что при использовании традиционных углеводородных топлив снижение концентрации NO_x повышением $\alpha_{в\Sigma}$ более заметно, чем в случае применения водорода [2]. Это объясняется тем, что в процессе сжигания гетерогенной водородно-воздушной смеси, несмотря на высокие значения $\alpha_{в\Sigma}$, появляются локальные зоны с низкими локальными коэффициентами избытка воздуха со стехиометрической и богатой смесью, при сгорании которой возникают более высокие локальные температуры, чем в случае применения традиционных углеводородных топлив.

Эти температуры способствуют образованию повышенных по сравнению с углеводородными топливами концентраций NO_x . Кроме того, более высокие градиенты температуры в объеме рабочего тела интенсифицируют турбулентное движение и конвективный теплообмен в цилиндре ВД.

Увеличение цикловой подачи водорода при постоянном $\alpha_{в\Sigma}$ приводит к росту суммарной массы водородно-воздушной смеси и, следова-

тельно, ее плотности в цилиндре. В связи с этим при соблюдении условия постоянства давления впрыска, обеспечиваемого изменением продолжительности подачи водорода, сокращается дальность факела H_2 .

Выводы

1. Моделирование рабочего процесса показало, что основная масса впрыскиваемого водорода скапливается в области форсунки, где из-за нехватки кислорода скорость тепловыделения заметно снижается как в первой (кинетической), так и во второй (диффузионной) фазе сгорания. Такое растягивание процесса тепловыделения приводит к снижению локальных температур в камере сгорания, и, как следствие, к уменьшению концентрации оксидов азота.

2. Установлено, что основная доля оксидов азота образуется в первой фазе процесса сгорания, приблизительно при угле $\varphi = 365^\circ$ УПКВ. Увеличение цикловой подачи водорода с 0,33 до 0,49 г/цикл в ВД с непосредственным впрыском топлива приводит к снижению эмиссии оксидов азота. Зависимость эмиссии оксидов азота от цикловой подачи в традиционных дизелях на углеводородном топливе при $\alpha_{в\Sigma} = \text{const}$ имеет противоположный характер. Кроме того, увеличение скорости тепловыделения, связанное с понижением цикловой подачи водорода, повышает скорость нарастания давления и уровень шума двигателя.

3. Уменьшение угла опережения впрыска водорода с 15 до 6° УПКВ, т. е. более поздняя подача топлива, приводит к снижению концентрации оксидов азота в ОГ ВД на 36 %. Установка более низкого значения угла опережения впрыска не рекомендуется, так как это может вызвать уменьшение не только эмиссии оксидов азота, но и индикаторного КПД двигателя.

Литература

- [1] Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей. Ч. 1-4. *Двигателестроение*, 2019, № 2, с. 3-8; 2019, № 3, с. 8-15; 2019, № 4, с. 3-9; 2020, № 1, с. 3-9.
- [2] Кавтарадзе Р.З. *Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 238 с.
- [3] Кавтарадзе Р.З., Чжен Ж., Чжан Ц. и др. Экспериментальное исследование и 3D-моделирование рабочего процесса водородного двигателя, работающего на обедненной смеси. *Вестник Машиностроения*, 2021, № 1, с. 28-34.

- [4] Eichlseder H., Spuller Ch., Heidl R., et al. Konzepte für die Dieselähnliche Wasserstoffverbrennung. *MTZ Motortech. Z*, 2010, vol. 71, no. 1, pp. 60–66, doi: <https://doi.org/10.1007/BF03225543>
- [5] Xinghua L., Fushui L., Lei Z., et al. Backfire prediction in a manifold injection hydrogen internal combustion engine. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2008, vol. 33, no. 14, pp. 3847–3855, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.04.051>
- [6] Kavtaradze R., Natriashvili T., Gladyshev S. Hydrogen-diesel engine: problems and prospects of improving the working process. *SAE Tech. Paper*, 2019, no. 2019-01-0541, doi: <https://doi.org/10.4271/2019-01-0541>
- [7] Babayev R., Andersson A., Dalmau A.S., et al. Computational characterization of hydrogen direct injection and nonpremixed combustion in a compression-ignition engine. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2021, vol. 46, no. 35, pp. 18678–18696, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.02.223>
- [8] Cernat A., Pana C., Negurescu N., et al. Hydrogen—an alternative fuel for automotive diesel engines used in transportation. *Sustainability*, 2020, vol. 12, no. 22, art. 9321, doi: <https://doi.org/10.3390/su12229321>
- [9] Hanjalic K., Popovac M., Hadziabdic M. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2004, vol. 25, no. 6, pp. 1047–1051, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.07.005>
- [10] *AVL FIRE. Users manual*. Austria, AVL List GmbH Graz, 2020. 90 p.
- [11] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.
- [12] Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Краснов В.М. Локальный теплообмен в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ и водород. *TBT*, 2018, т. 56, № 6, с. 986–996, doi: <https://doi.org/10.31857/S004036440003571-2>

References

- [1] Kavtaradze R.Z. Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3D-models. P. 1-4. *Dvigatelistroenie*, 2019, no. 2, pp. 3–8; 2019, no. 3, pp. 8–15; a2019, no. 4, pp. 3–9; 2020, no. 1, pp. 3–9. (In Russ.).
- [2] Kavtaradze R.Z. *Teplofizicheskie protsessy v dizelyakh, konvertirovannykh na prirodnyy gaz i vodorod* [Thermophysical processes in diesel, converted for natural gas and hydrogen]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2011. 238 p. (In Russ.).
- [3] Kavtaradze R.Z., Chzhen Zh., Chzhan Ts., et al. Experimental study and 3D modeling of the working process of a hydrogen engine running on a lean mixture. *Vestnik Mashinostroyeniya*, 2021, no. 1, pp. 28–34. (In Russ.).
- [4] Eichlseder H., Spuller Ch., Heidl R., et al. Konzepte für die Dieselähnliche Wasserstoffverbrennung. *MTZ Motortech. Z*, 2010, vol. 71, no. 1, pp. 60–66, doi: <https://doi.org/10.1007/BF03225543>
- [5] Xinghua L., Fushui L., Lei Z., et al. Backfire prediction in a manifold injection hydrogen internal combustion engine. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2008, vol. 33, no. 14, pp. 3847–3855, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.04.051>
- [6] Kavtaradze R., Natriashvili T., Gladyshev S. Hydrogen-diesel engine: problems and prospects of improving the working process. *SAE Tech. Paper*, 2019, no. 2019-01-0541, doi: <https://doi.org/10.4271/2019-01-0541>
- [7] Babayev R., Andersson A., Dalmau A.S., et al. Computational characterization of hydrogen direct injection and nonpremixed combustion in a compression-ignition engine. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2021, vol. 46, no. 35, pp. 18678–18696, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.02.223>
- [8] Cernat A., Pana C., Negurescu N., et al. Hydrogen—an alternative fuel for automotive diesel engines used in transportation. *Sustainability*, 2020, vol. 12, no. 22, art. 9321, doi: <https://doi.org/10.3390/su12229321>
- [9] Hanjalic K., Popovac M., Hadziabdic M. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2004, vol. 25, no. 6, pp. 1047–1051, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.07.005>

- [10] AVL FIRE. *Users manual*. Austria, AVL List GmbH Graz, 2020. 90 p.
- [11] Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevnykh dvigateley. Spetsial'nye glavy* [Theory of piston engines. Special chapters]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2016. 589 p. (In Russ.).
- [12] Kavtaradze R.Z., Zelentsov A.A., Krasnov V.M. Local heat transfer in diesel combustion chamber converted to operate on natural gas and hydrogen. *TVT*, 2018, vol. 56, no. 6, pp. 986–996, doi: <https://doi.org/10.31857/S004036440003571-2> (in Russ.). (Eng. version: *High Temp.*, 2018, vol. 56, no. 6, pp. 900–909, doi: <https://doi.org/10.1134/S0018151X18060123>)

Статья поступила в редакцию 17.09.2021

Информация об авторах

КАВТАРАДЗЕ Реваз Зурабович — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (100005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: kavtaradzerz@mail.ru).

ОНИЩЕНКО Дмитрий Олегович — доктор технических наук, профессор кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (100005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: doctor@baumanracing.ru).

КРАСНОВ Владимир Михайлович — кандидат технических наук, начальник отдела горюче-смазочных материалов. ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» (125438, Москва, Российская Федерация, ул. Автомоторная, д. 2, e-mail: vikrasnov@gmail.com).

ЧЭН Жунжун — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана; факультет машиностроения. Пекинский технологический институт (100081, Beijing, China, Haidian District, 5 South Zhongguancun Str., e-mail: 951859691@qq.co).

ЧЖАН Цытянь — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана; факультет машиностроения. Пекинский технологический институт (100081, Beijing, China, Haidian District, 5 South Zhongguancun Str., e-mail: citianzhang@yandex.com).

Information about the authors

KAVTARADZE Revaz Zurabovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: kavtaradzerz@mail.ru).

ONISHCHENKO Dmitriy Olegovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Bauman-skaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: doctor@baumanracing.ru).

KRASNOV Vladimir Mikhailovich — Candidate of Science (Eng.), Head of the Department of Fuels and Lubricants. Federal State Unitary Enterprise “Central Scientific Research Automobile and Automotive Institute” (NAMI) (125438, Moscow, Russian Federation, Avtomotornaya St., Bldg. 2, e-mail: vikrasnov@gmail.com).

CHENG Rongrong — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University; School of Mechanical Engineering. Beijing Institute of Technology (100081, Beijing, China, Haidian District, 5 South Zhongguancun Str., e-mail: 951859691@qq.co).

ZHANG Citian — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants. Bauman Moscow State Technical University; School of Mechanical Engineering. Beijing Institute of Technology (100081, Beijing, China, Haidian District, 5 South Zhongguancun Str., e-mail: citianzhang@yandex.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Краснов В.М., Чэн Жунжун, Чжан Цытянь. Влияние регулируемых параметров рабочего процесса на образование оксидов азота в водородном дизеле. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 11, с. 50–58, doi: 10.18698/0536-1044-2021-11-50-58

Please cite this article in English as:

Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Krasnov V.M., Rongrong Cheng, Citian Zhang. Effect of Working Process Adjustable Parameters on the Formation of Nitrogen Oxides in a Hydrogen Diesel Engine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 11, pp. 50–58, doi: 10.18698/0536-1044-2021-11-50-58