

УДК 621.436

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТРАТЕГИЙ ВПРЫСКИВАНИЯ ДЛЯ ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ AVL FIRE ESE DIESEL

**А.Н. Врублевский, профессор, д.т.н.,
И.Ю. Андрусихин, студент, ХНАДУ**

***Аннотация.** На основании расчетного исследования в среде AVL FIRE ESE DIESEL предложено для снижения шума и выбросов NOx с отработанными газами автомобильного дизеля применить двухстадийное впрыскивание. Определены параметры топливоподачи для режима холостого хода.*

***Ключевые слова:** автомобильный дизель, CFD моделирование, двухстадийное впрыскивание.*

ВИЗНАЧЕННЯ СТРАТЕГІЙ ВПОРСКУВАННЯ ДЛЯ ДИЗЕЛЯ З ВИКОРИСТАННЯМ AVL FIRE ESE DIESEL

**О.М. Врублевський, професор, д.т.н.,
І.Ю. Андрусихин, студент, ХНАДУ**

***Анотація.** На основі розрахункового дослідження у середовищі AVL FIRE ESE DIESEL запропоновано для зниження шуму та викидів NOx з відпрацьованими газами автомобільного дизеля застосувати двостадійне впорскування. Визначено параметри паливоподачи для режиму холостого ходу.*

***Ключові слова:** автомобільний дизель, CFD моделювання, двостадійне впорскування.*

STRATEGY DETERMINATION FOR DIESEL INJECTION USING AVL FIRE ESE DIESEL

**A. Vrublevskiy, Professor, Doctor of Technical Science,
I. Andrusyshyn, student, KhNAHU**

***Abstract.** Based on the design of research AVL FIRE ESE DIESEL environment they proposed to reduce noise and NOx emissions in the exhaust gases of the automobile diesel engine using two-stage injection. The parameters of the fuel for idling are determined.*

***Key words:** automotive diesel engine, CFD modeling, two-stage injection.*

Введение

Одним из основных требований, предъявляемых к двигателю, является обеспечение экологических норм. Принципиально существуют три возможности дальнейшего выполнения требований законодательства по токсичности [1]. Доведение рабочего процесса очистки ОГ и установка фильтра твердых частиц (DPF). Во всех трех вариантах необходим DPF для достижения очень жестких ограничений по их выбросам. Для уменьшения выбросов NOx возможно использование:

1) системы DeNOx, обладающей очень высокими показателями конвертирования, 2) особой организации рабочего процесса и 3) комбинации вышеуказанных вариантов.

Анализ публикаций

По данным фирмы Bosch Emission Systems GmbH, проводившей испытания высокоэффективной системы регенерации отработанных газов SCR (Fe-цеолит) 9.5"x12" (dxL), добиться снижения выбросов NOx на режимах холостого хода проблематично (рис. 1).

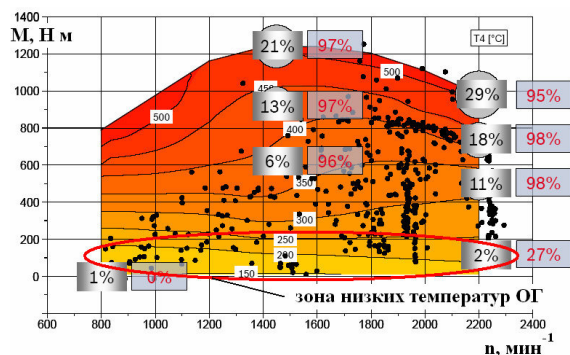


Рис. 1. Результат теста ISO-8178 C1 (8-режимный цикл) двигателя Deutz TCD2013L06-4V с высокоэффективной системой SCR (Fe-цеолит) 9.5''x12'' (dxL)

Средняя степень конверсии отработанных газов более 90 % получена в данном случае за счет режимов, у которых температура отработанных газов перед турбиной (на рис. 1 показана изолиниями) превышает 200°. На режимах холостого хода данная температура ниже, поэтому система SCR не эффективна. На рис. 1 для точек, соответствующих установленным стандартам режимам, слева приведены весовые доли NO_x , а справа – достигаемая степень конверсии.

Снижение выбросов NO_x на режимах холостого хода возможно при изменении характеристики впрыскивания. Так, в [2] приведены результаты исследования, показывающие, что организация пилотного впрыскивания позволяет снизить выбросы оксидов азота более чем в два раза по сравнению с результатами одностадийного впрыскивания.

Цель исследования

Оценить возможности двухстадийного впрыскивания и определить эффективные стратегии топливоподачи для автомобильного двигателя ЧН8,8/8,2 для снижения выбросов NO_x является целью данной работы.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- создать модель процесса впрыскивания, смесеобразования и сгорания дизеля;
- выполнить серию расчетов и сравнить результаты с экспериментальными данными;
- провести моделирование процесса впрыскивания, смесеобразования и сгорания при различных характеристиках топливоподачи;
- выполнить анализ расчетного исследования.

Объект и методика экспериментального исследования

Объектом для проведения исследования является одноцилиндровый дизель серии ДТА производства КП ХКБД (г. Харьков), внешний вид которого показан на рис. 2.

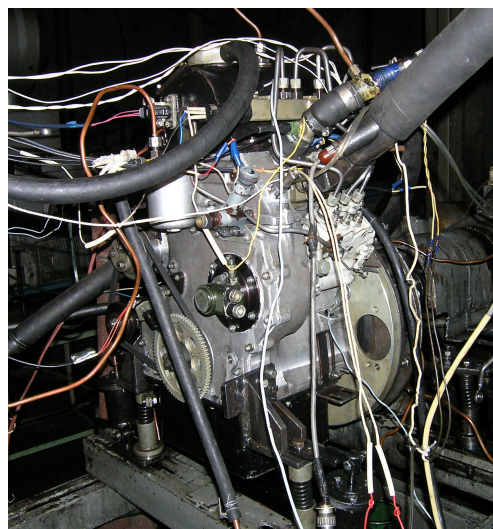


Рис. 2. Дизель 1ДТНА2 на стенде

Дизель оснащен аккумуляторной топливной аппаратурой (ТА) с электронным управлением [3, 4]. Основные параметры дизеля, его ТА и системы управления представлены в табл. 1.

Таблица 1 Основные параметры исследовательского дизеля 1ДТНА2

Тип двигателя	четырёхтактный с непосредственным впрыскиванием, одноцилиндровый, без наддува
Диаметр/ход поршня	88 мм / 82 мм
Степень сжатия	18,1
Привод систем	отбором мощности от двигателя
Число клапанов	2 впускных; 2 выпускных
Топливная аппаратура	
– форсунка	электрогидравлическая с электромагнитным клапаном, количество сопловых отверстий – 6, диаметр отверстий – 0,17 мм
– ТНВД	рядный, трехплунжерный, с регулировкой подачи
– аккумулятор	с регулятором давления, объемом 20 см ³
Система управления	
– контроллер	M269-3, тактовая частота – 40 МГц, Объем: ОЗУ – 256 кБайт, ПЗУ – 256 кБайт
Микропроцессорный программный код	ASSEMBLER, разработчик НПФ ЭЛОН-ТТ, г. Харьков

Методика экспериментального исследования включала: регистрацию давления у форсунки, давления в цилиндре дизеля, давления в гидроаккумуляторе ТА. В качестве варьируемых приняты следующие параметры:

Θ_1 , Θ_2 – моменты начала подачи электрического сигнала управления на форсунку; формируют пилотную и основную фазы впрыскивания соответственно; Δ_{1-2} – задержка между пилотной и основной фазами. Очевидно, что $\Delta_{1-2} = \Theta_1 - \Theta_2$.

Значения давления впрыскивания (давление в аккумуляторе $p_{ак}$) и величины пилотной порции топлива приняты постоянными.

Стабилизация и поддержание заданного уровня частоты вращения коленчатого вала дизеля обеспечивается реализованным в микроконтроллере программным алгоритмом ПД-регулятора с отрицательной обратной связью по выходной величине – продолжительности сигнала управления форсункой. Кроме того, алгоритм данного электронного регулятора учитывает внутрицикловую неравномерность вращения коленчатого вала.

Для изменения параметров двухстадийного впрыскивания в системе управления двигателем предусмотрена возможность установки оператором Θ_2 в пределах от 90 град. п.к.в. до ВМТ до 10 град. п.к.в. после ВМТ и давления топлива $p_{ак}$ в диапазоне от 25 до 120 МПа. Цикловая подача определялась объемным способом стендовым расходомером. Контроль стабильности процесса впрыскивания, а также определение действительного начала впрыскивания осуществлялось при помощи сигнала, поступающего от датчика давления, установленного на штуцере форсунки.

Результаты испытаний двигателя в полной мере отображены в работе [5]. В настоящем исследовании опытные данные используются для верификации модели. В дальнейшем на основании моделирования процессов смесеобразования и сгорания по критериям «шум» и «выбросы NOx» выбираются параметры двухстадийного впрыскивания.

Основные положения методологии моделирования смесеобразования и сгорания в AVL FIRE

Работа основывается на использовании расчетного комплекса фирмы AVL, составной

частью которого является программа AVL FIRE [6]. Используемый в данной работе блок ESE Diesel относится к программам CFD моделирования. Он позволяет новичку, опытному пользователю и специалисту выполнить настройки модели, провести анализ впрыскивания и процесса сгорания в дизеле надежно, точно и с минимальными усилиями.

При моделировании сгорания расчет газообмена с целью сокращения времени, как правило, не проводится. Это значит, что расчет начинается с закрытия впускных клапанов. Упрощенная геометрия используется для уменьшения времени создания расчетной сетки. Такие подробности как форма впускных каналов и клапанов не рассматриваются. В случае симметрично относительно оси цилиндра камер сгорания и центрально расположенных форсунок целесообразно создать сегмент надпоршневого пространства и моделировать развитие одной топливной струи. Угол такого сегмента определится числом отверстий в форсунке. Достоверность результатов расчета зависит от выбора моделей, используемых в программе. Рассмотрим предлагаемые пользователю AVL FIRE модели впрыскивания, распылителя и сгорания.

Модель впрыскивания

Расчет впрыскивания связан с моделированием явлений, происходящих в многофазных потоках и требующих численного решения уравнений сохранения для газа и жидкой фазы одновременно. Что касается жидкой фазы, то практически все инженерные методы расчета впрыскивания в газообразную среду в настоящее время основаны на статистических методах, называемых методами дискретных капель (DDM). При этом решаются обыкновенные дифференциальные уравнения, записанные для траектории, импульса, тепло- и массообмена одной капли, являющейся представительницей целого конгломерата. Капля вносится в область течения с начальными условиями положения, размера, скорости, температуры и количества частиц. FIRE моделирует капли, выходящие из сопла распылителя в виде струи, поступающей в область течения газожидкостной смеси. Процесс впрыскивания рассчитывается с помощью нескольких подмоделей: обмен импульсом турбулентной дисперсии, испарение капель, распад капли, столкновение капли со стенкой. Для паров капель, увеличивающих

долю газообразной фазы, решаются уравнения переноса в эйлеровой постановке. Жидкие частицы могут быть рассчитаны с применением DDM подхода путем отключения конкретных моделей, например, испарительной. Учитывается полное двухстороннее взаимодействие между газовой и жидкой фазами. В ситуациях незначительного влияния дисперсной фазы газообразный поток может быть смоделирован заранее, а моделирование капли выполнено позже. Недостатком стандартной DDM модели является представление капли как объекта с сосредоточенными параметрами (массой, импульсом и энтальпией) в рамках эйлера поля газообразного потока.

Модель распылителя

Используемая модель предлагает простой способ определения скорости потока на выходе из соплового отверстия, а также начального диаметра капель с учетом кавитации. Одномерный анализ потока в сопловом отверстии возможен, если известны массовый расход, геометрический диаметр D , отношения R/D и L/D (рис. 3).

На первом участке (1-с) коэффициент расхода μ рассчитывается по феноменологическим уравнениям. Для учета реальных условий истечения необходимо задать геометрические особенности распылителя, влияющие на μ , например, сопряжение на входе, отношение длины к диаметру соплового отверстия. Такие уточнения вводятся с помощью параметров C_1 и C_2 .

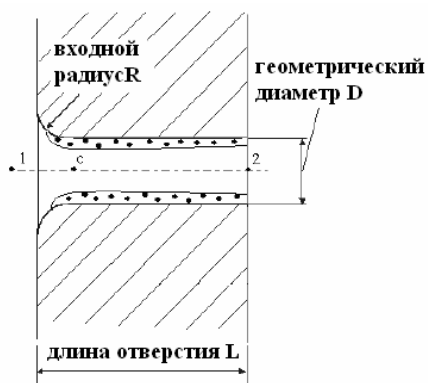


Рис. 3. Модель распыляющего отверстия с учетом кавитации

Таким образом, оценка давления на входе p_1 для турбулентного потока возможна по уравнению

$$p_1 = p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{U_{geo}}{\mu} \right)^2,$$

где p_1, p_2, p_c – давление в характерных сечениях соплового отверстия, ρ – давление топлива, U_{geo}, U_{eff}, U_c – скорость течения топлива в отверстии с геометрическим и эффективным сечениями и в сужающемся, вследствие кавитации, потоке соответственно, d_{eff} – эффективный диаметр, F_{eff}, F_{geo} – площадь сечения соплового отверстия – эффективная и геометрическая.

В случае кавитации потенциал потока определяется с помощью уравнения Бернулли от точки 1 до С без потерь

$$p_c = p_1 - \frac{\rho}{2} \cdot U_c^2.$$

Эффективные условия на выходе из сопла (сечение 2) в модели рассчитываются по формулам

$$U_{eff} = U_c - \frac{p_2}{\rho \cdot U_{geo}},$$

$$F_{eff} = F_{geo} \cdot \frac{U_{geo}}{U_{eff}}.$$

Модель сгорания

При расчете используется трехзонная модель горения ECFM-3Z (3-Zones Extended Coherent Flame model), специально разработанная для моделирования сгорания в дизеле. Модель основана на определении плотности поверхности пламени с помощью уравнений переноса и модели перемешивания. Данная модель описывает турбулентное неоднородное смесеобразование и распространение пламени. Эта модель является продолжением ECFM модели сгорания, предложенной для двигателей с воспламенением от сжатия консорциумом GSM (Groupement Scientifique Moteurs). Идея состоит в том, чтобы разделить расчетные области с учетом местных расслоений, с помощью модели, учитывающей постпламенные реакции. В смешанной зоне стандартный ECFM вычисляется с помощью модели, учитывающей постпламенные реакции. Изменение масс, находящихся в 3-й зоне смешения (рис. 4), вычисляется с помощью модели смешивания.

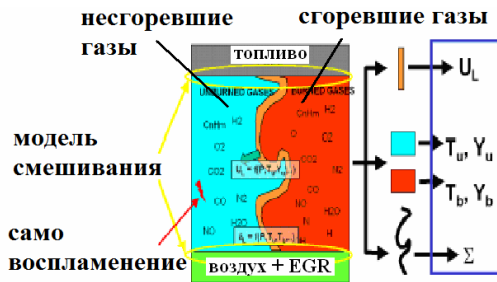


Рис. 4. Принципы ECFM-3Z модели сгорания

Для моделирования формирования NO_x использована модель Я.Б. Зельдовича. Формирование и окисление сажи моделируется с использованием кинетической модели С.М. Фролова.

Результаты расчета. Верификация модели

На первом этапе расчетного исследования получены результаты для сравнения с экспериментом. Для режима холостого хода с характеристикой двухстадийного впрыскивания сравнение индикаторных диаграмм (рис. 5) показывает высокую адекватность расчета эксперименту.

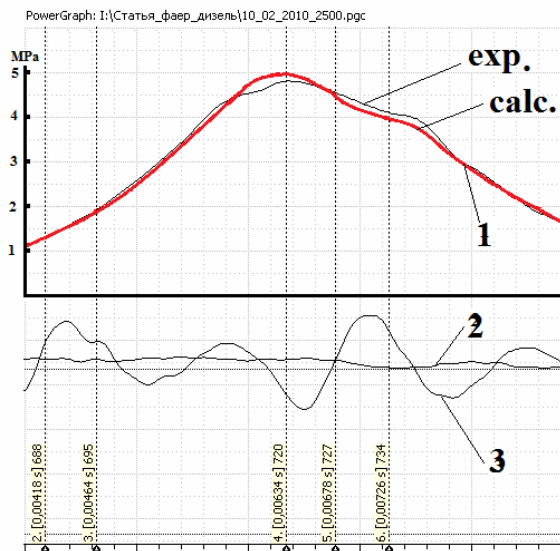


Рис. 5. Индикаторные диаграммы режима холостого хода при $n_{\text{дв}} = 2500 \text{ мин}^{-1}$: 1 – давление в цилиндре; 2 – давление в аккумуляторе; 3 – давление у форсунки

Отклонение значений максимального давления в цилиндре не превышает 4%. Как показали дальнейшие исследования, данные параметры топливоподачи (начало пилотной подачи за 32 град. п.к.в. до ВМТ, начало основной подачи – 7 град. п.к.в. после ВМТ) не

являются наилучшими. Наблюдается ухудшение топливной экономичности по сравнению с одностадийным впрыскиванием, а также потеря индикаторной мощности.

Определение стратегии впрыскивания для режимов холостого хода

Результаты расчетного исследования представлены на рис. 6 – 9 и в табл. 2.

Таблица 2 Результаты расчета для различных характеристик впрыскивания

Параметр	1	2	3	4	
шум, дБА	89,09	92,87	89,02	90,23	
индикаторный КПД	0,28	0,28	0,27	0,30	
индикаторный расход топлива, г/(кВт·ч)	299	300,8	312,6	284,6	
среднее индикаторное давление, МПа	0,233	0,232	0,223	0,245	
индикаторная мощность, кВт	2,42	2,41	2,32	2,55	
индикаторный крутящий момент, Нм	9,23	9,20	8,85	9,72	
подача, мг	пилотная	0,8	-	0,8	0,8
	основная	8,8	9,6	8,8	8,8
начало подачи, град. до ВМТ	пилотной	-32	-	-22	-12
	основной	0	0	0	0
массовая доля ТЧ	$5,8 \times 10^{-5}$	1×10^{-7}	$6,1 \times 10^{-5}$	$4,8 \times 10^{-5}$	
массовая доля NO_x	$1,3 \times 10^{-5}$	$4,7 \times 10^{-5}$	$1,9 \times 10^{-5}$	$4,5 \times 10^{-5}$	

Результаты расчета двухстадийного впрыскивания сравнивались с показателями, полученными для одностадийной топливоподачи, аналогичной цикловой (9,6 мг). При этом начало подачи Θ_2 основной порции топлива (8,8 мг) в ВМТ оставалось неизменным и соответствовало началу одностадийной подачи. Выбор указанных параметров происходил на основании анализа экспериментальных и расчетных данных по критериям «топливная экономичность», «мощность», «шум». Следовательно, в данном случае единственным варьируемым параметром выбрано начало пилотной подачи Θ_1 массой 0,8 мг. Такой размер подачи является минимальным стабильным для используемой в работе ТА. Предел возможного изменения Θ_1 от 32 до 12 град. п.к.в. до ВМТ определен в ходе предварительных расчетов.

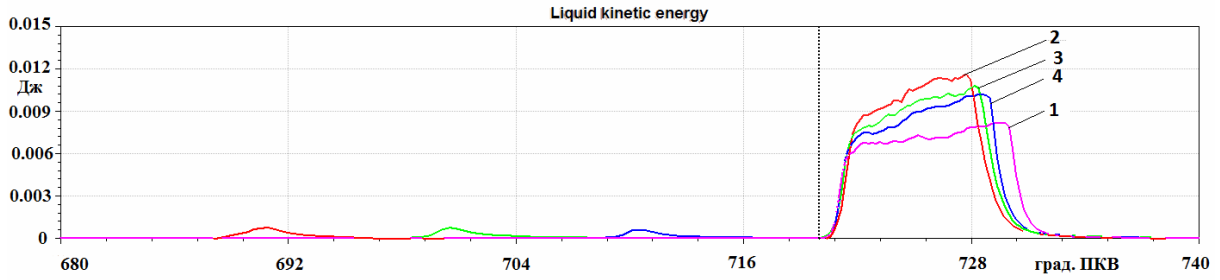


Рис. 6. Характеристики топливоподачи

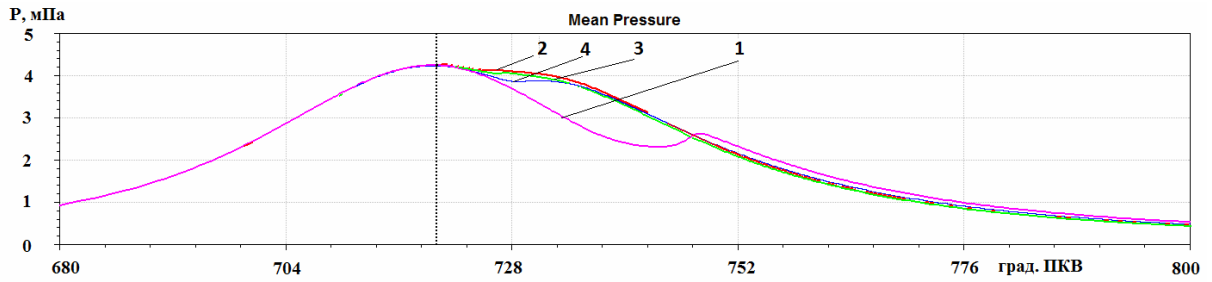


Рис. 7. Изменение давления в цилиндре

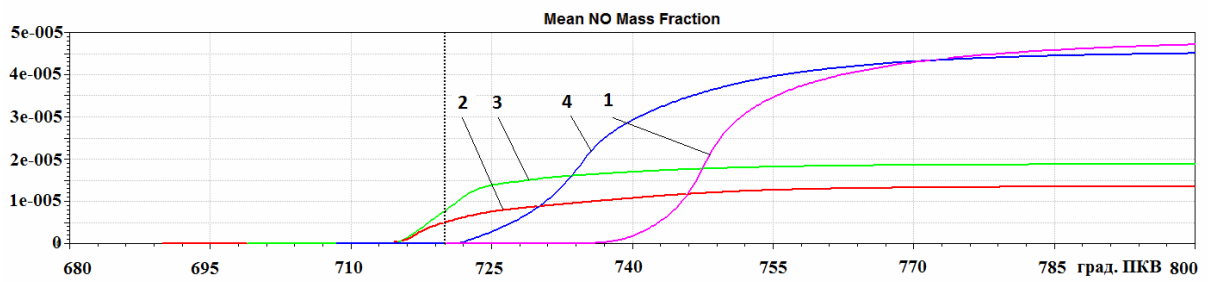


Рис. 8. Весовая доля NOx

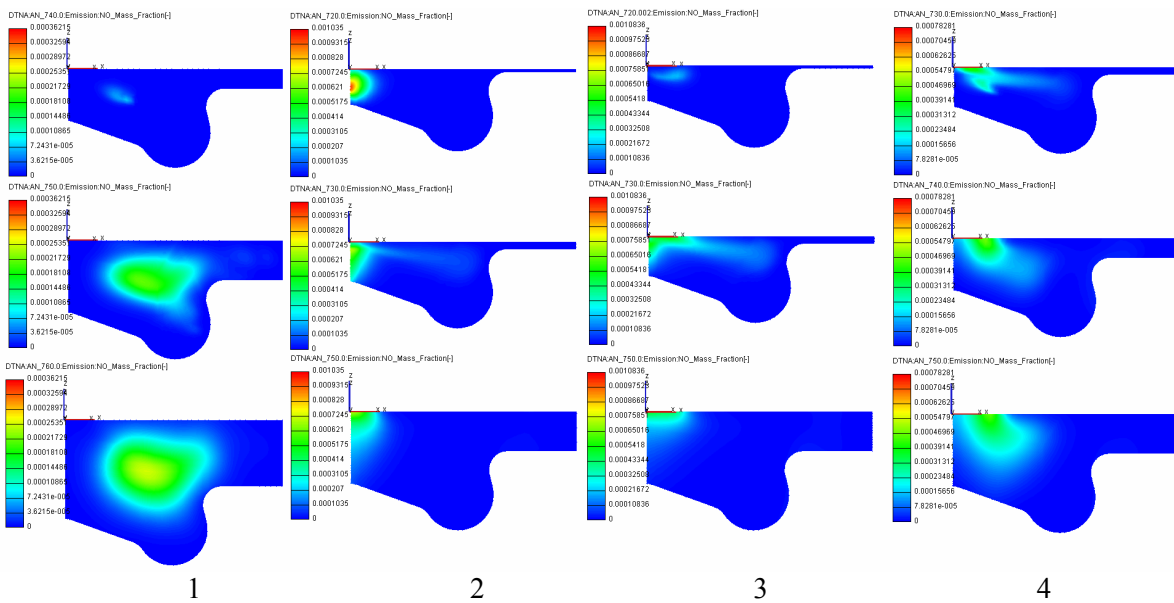


Рис. 9. Зоны образования NOx в надпоршневом пространстве

На расчетной индикаторной диаграмме (рис. 7) при одностадийном впрыскивании максимальное давление достигается в ВМТ и равно давлению в конце сжатия. Двигатель при этом работает «мягко», но смещение на линию расширения сгорания приводит к повышенным выбросам оксидов азота (табл. 2, рис. 8).

Приведенные на рис. 8 графики изменения весовой доли NOx показывают, что наилучшей стратегией является двухстадийное впрыскивание с долей топлива в пилотной фазе не более 10 %. Пилотная подача должна начинаться за 22 град. п.к.в. до ВМТ, а основная – в ВМТ.

Выводы

Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными показал адекватность моделирования в среде AVL ESE DIESEL процессов впрыскивания, смесеобразования и сгорания.

Расчетное исследование показало, что:

1. Организация с помощью аккумуляторной ТА с электронным управлением двухстадийной топливоподачи приводит к снижению шума работы двигателя на холостом ходу на 3 – 4 дБА по сравнению с одностадийной подачей топлива.

2. Для снижения выбросов NOx с отработанными газами на режимах холостого хода наилучшей стратегией является двухстадийное впрыскивание с долей топлива в пилотной фазе не более 10 %. Пилотная подача должна начинаться за 22 град. п.к.в. до ВМТ, а основная – в ВМТ.

3. Оптимальный выбор параметров двухфазного впрыскивания приводит к сокращению периода индукции. Наилучший по топливной экономичности режим двухфазного впрыскивания не приводит к снижению выбросов NOx.

4. Выбросы твердых частиц на холостом ходу – наименьшие при организации однофазного впрыскивания. Поэтому при выбранной концепции обеспечения в процессе сгорания минимизации доли в продуктах сгорания NOx требуется оборудование двигателя фильтром твердых частиц.

Литература

1. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей Prof. Dr. Franz X. Moser; AVL List GmbH. электронный ресурс www.avl.com.
2. Belardini P. Multi-Dimensional Modeling of Combustion and Pollutants Formation of New Technology Light Duty Diesel Engines / P. Belardini, C. Bertoli // Oil & Gas Science and Technology. – Rev. IFP. – 1999. – Vol. 54, No. 2. – P. 251–257.
3. Системы управления дизельными двигателями ; пер. с нем. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
4. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицок и др. // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журнал. – 2007. – №1. – С. 44–52.
5. Грицок А.В. Исследование двухфазного впрыскивания топлива в высокооборотном малолитражном дизеле серии ДТА / А.В. Грицок, А.Н. Врублевский, А.А. Прохоренко и др. // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журнал. – 2010. – №21. – С. 44–49.
6. Электронный ресурс <https://www.avl.com/web/ast/fire>.

Рецензент: Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 20 сентября 2012 г.