

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЗАПАЛЬНОЙ ДОЗЫ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА НА РАБОТУ ТЕПЛОВОЗНОГО ГАЗОДИЗЕЛЯ

*А. А. КУЛЕШОВ, В. А. МАРКОВ*

*Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, Российская Федерация*

*В. В. ФУРМАН, С. В. ПЛАХОВ*

*Общество с ограниченной ответственностью «ППП Дизельавтоматика»,  
г. Саратов, Российская Федерация*

Эффективным направлением совершенствования тепловозных дизелей является их конвертирование на природный газ (ПГ). При этом необходимо решить проблему воспламенения природного газа в камере сгорания (КС) дизеля. Обеспечение надежного воспламенения ПГ достигается путем подачи в КС запальной дозы нефтяного дизельного топлива (ДТ). Это объясняется большей энергетикой сгорания запальной дозы ДТ по сравнению с энергетикой воспламенения ПГ от свечи зажигания, более мягким сгоранием рабочей смеси. Возможна реализация газодизельного процесса в уже находящихся в эксплуатации дизелях при незначительной их модернизации. По мощностным и топливно-экономическим показателям современные газодизельные двигатели близки к жидкотопливным, а по токсичности отработавших газов (ОГ) и износу основных деталей двигателя имеют значительные преимущества. Реализация указанных потенциальных преимуществ газодизельных двигателей невозможна без управления параметрами топливоподачи. Многофункциональное взаимосвязанное управление параметрами топливоподачи целесообразно осуществлять с использованием современных электронных систем автоматического управления (САУ). При этом важнейшим параметром процесса топливоподачи газодизельных двигателей является величина запальной дозы нефтяного ДТ.

Проектно-производственное предприятие ООО «ППП Дизельавтоматика» (г. Саратов) разработало несколько систем электроуправляемой подачи ПГ и ДТ для дизелей, работающих по газодизельному циклу. Одной из них является САУ типа СУДМ.03 для тепловозных газодизелей. Обязательным условием эффективного функционирования этой САУ является реализация оптимизированных характеристик топливоподачи, включая величину запальной дозы ДТ. При этом необходимо определить влияние этой дозы на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ двигателя. Это исследование проведено с использованием программного комплекса (ПК) Дизель-РК, разработанного в МГТУ им. Н. Э. Баумана и предназначенного для моделирования рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. В ПК Дизель-РК реализована многозонная модель процессов смесеобразования и сгорания, трехзонная модель сгорания в газодизеле, несколько моделей теплообмена, 1D-модель газообмена, модель двухступенчатого турбонаддува с охлаждением надувочного воздуха, модель расчета эмиссии оксидов азота  $\text{NO}_x$  с использованием детального кинетического механизма, модель расчета эмиссии сажи и твердых частиц и др.

Объектом расчетных исследований являлся газодизельный двигатель, созданный на базе дизеля типа Д50 (6 ЧН 31,8/33) производства АО «Пензадизельмаш», используемого на тепловозах типа ТЭМ18ДМ. Расчетные исследования этого двигателя проведены для режима полной мощности  $N_e = 1000$  кВт при  $n = 750$  мин<sup>-1</sup> при его работе на ПГ с воспламенением смеси от запальной дозы ДТ, подаваемого штатной системой топливоподачи. При этом запальная доза ДТ установлена в количестве (с учетом разницы теплоты сгорания рассматриваемых топлив) – 5, 10, 15 и 20 %. В САУ типа СУДМ.03 реализуется фазированная подача ПГ во впускной канал с помощью электроуправляемого клапана. Давление ПГ в магистрали его подачи в клапанные каналы задавалось на 0,1 МПа выше, чем давление наддува. При этом максимальный расход газа рассчитан исходя из геометрии проточной части клапана (9 отверстий по 5 мм диаметром) и перепада давлений в нем. Форма характеристики подачи газа от угла поворота кривошипа принята трапециевидной с продолжительностью нарастания расхода ПГ 3° поворота коленчатого вала (п.к.в.). На режиме полной мощности начало подачи газа принято: 300° п.к.в. до верхней мертвой точки (ВМТ) сгорания и продолжительностью не более 100° п.к.в. В расчет заложено, что запальные порции ДТ подаются штатной топливной системой при давлении впрыска 100 МПа. Для настройки математической мо-

дели ПК Дизель-РК использовались данные, полученные АО «Пензадизельмаш» при испытаниях дизеля на восьми режимах тепловозной характеристики.

Геометрия развивающейся запальной струи ДТ и скорость ее сгорания рассчитаны в рамках РК-модели. Для экстраполяции дальнобойности струи после окончания впрыска использована упрощенная формула Куо. Угол раскрытия струи оценивался по уравнениям Лышевского. Степень расширения струи рассчитана по эмпирическому уравнению с учетом объема КС и давления впрыска. Температура в зоне горения запальной дозы ДТ рассчитана исходя из массы рабочего тела этой зоны струи и с учетом параллельного с ДТ выгорания природного газа, находящегося в зоне струи (для газа использована формула Вибе). По ходу развития процесса вычислялась температура как в зоне остального, не начавшего гореть, газа (использована двухзонная модель), так и в зоне активации сгорания ПГ. В двух зонах из трех (в зоне активации и в зоне несгоревшего газа) проведен расчет детальной химической кинетики предпламенных реакций с накоплением величины интеграла *Livengood-Wu* (*LW*), определяемого в виде:

$$LW = \int_0^{\tau_i} \frac{d\tau}{k_{knock} \tau_{IT}},$$

где  $\tau$  – время;  $\tau_i$  – период задержки воспламенения;  $k_{knock}$  – коэффициент, принятый равным 1,7. Зона выгоревшей смеси резко увеличивается из-за добавления массы выгорающего ПГ вне зоны струи ДТ. Если в зоне несгоревшей смеси величина интеграла *Livengood-Wu* достигнет единицы, то это означает начало детонации.

Опережение впрыска  $\theta$  запальной дозы ДТ выбиралось для каждого случая на основании проведения оптимизационного исследования с использованием метода двухфакторного численного эксперимента. В каждом таком исследовании значение  $\theta$  варьировалось от 2 до 22° п.к.в. до ВМТ, а степень повышения давления наддува  $\pi_k$  изменялось от 1,4 до 1,9. На режиме полной мощности двигатель имеет среднее эффективное давление  $p_e \approx 1$  МПа. Для бездетонационной работы и устойчивого воспламенения ПГ на этом режиме можно работать с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  от 1,5 до 2,1. При этом можно сохранить существующий турбокомпрессор с  $\pi_k = 1,77$ . В связи с меньшей, чем у ДТ продолжительностью сгорания ПГ, угол опережения впрыска запальной порции должен быть значительно меньше, чем у базового дизеля.

Расчетные данные по двигателю, работающему на режиме полной мощности  $N_e = 1000$  кВт при  $n = 750$  мин<sup>-1</sup> на нефтяном ДТ и на ПГ с запальной дозой ДТ показывают, что эффективный КПД  $\eta_e$  исходного дизеля и газодизеля оказались достаточно близкими. Различия в значениях эффективного КПД исследуемого дизеля при изменениях дозы впрыскиваемого ДТ не превышают 2,7 %. Но при этом перевод дизеля на газодизельный цикл существенно снижает дымность ОГ  $K_X$  (на величину до 90 %), уменьшает удельные массовые выбросы с ОГ оксидов азота  $e_{NOx}$  (на величину до 18 %) и углекислого газа  $e_{CO_2}$  (на величину до 23 %).

Результаты расчетных исследований могут быть сведены к следующим основным выводам:

– результаты проведенного с использованием ПК Дизель-РК расчетного исследования влияния запальной дозы дизельного топлива на рабочий процесс газодизельного двигателя, созданного на базе дизеля типа Д50 (6 ЧН 31,8/33), хорошо согласуются с экспериментальными данными по этому двигателю;

– из-за интенсивной продувки цилиндра в исследуемом газодизельном двигателе целесообразно использовать фазированную подачу природного газа во впускную систему этого двигателя с помощью электронно-управляемого клапана системы типа СУДМ.03;

– для реализации газодизельного рабочего процесса целесообразно снабжать двигатель новыми элементами, среди которых клапаны подачи газа, газовые трубки с двойными стенками, система электронного управления подачей газа, система анализа отработавших газов для контроля значений коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , система контроля детонации, воздушная заслонка для регулирования значения  $\alpha$ .

– при переводе исследуемого двигателя на газодизельный цикл работы эффективный КПД  $\eta_e$  двигателя изменяется незначительно, но при этом существенно улучшаются показатели токсичности отработавших газов – дымность ОГ, удельные массовые выбросы с ОГ оксидов азота и углекислого газа.