

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БИОЭТАНОЛЬНОГО ДВС

Лавров С.В., к.т.н. Апелинский Д.В.

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)

bioethanol_mami@mail.ru

В данной статье рассмотрено одно из направлений развития альтернативной энергетики и проблемы использования биоэтанола в двигателях внутреннего сгорания. Проанализированы физико-химические свойства биоэтанола, а также подобрана математическая модель сгорания биоэтанольного ДВС. Представлены результаты расчетного исследования характеристик предлагаемого рабочего процесса.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, биоэтанол, горение, математическая модель

Истощение запасов ископаемых топлив и увеличение содержания углекислого газа в атмосфере, вызванное их сжиганием, — известные глобальные проблемы. Международное энергетическое агентство прогнозирует истощение экономически рентабельных запасов нефти к 2030 году, при этом выбросы углекислого газа в атмосферу и спрос на энергию возрастут более чем на 50%. В связи с этим в мире идут интенсивные исследования и разработки альтернативных источников энергии.

Решением глобальной проблемы могло бы стать использование топлив, участвующих в кругообороте веществ в природе. При их использовании не происходит роста содержания углекислого газа в атмосфере. Из топлив растительного происхождения наиболее перспективным является биоэтанол [1]. Это объясняется доступностью и простотой технологии его производства из органического сырья, в том числе из органических отходов. Также благодаря содержанию кислорода в топливе проще организовать его полное и экологичное сгорание. К тому же смеси этанола с водой не расслаиваются, что очень важно для ограничения выбросов окислов азота путем снижения температуры сгорания. Переход на экологически чистый этанол в странах с относительно холодным климатом пока невозможен, так как не решена проблема организации эффективного рабочего процесса и пуска двигателя при низких температурах окружающей среды. Минимальная температура надежного пуска дви-

гателя на этаноле составляет +13°C [2]. Этим и объясняется необходимость добавки в этанол некоторого количества бензина. В США, например, используется топливо E85 — смесь на основе этанола с 15%-й добавкой бензина. Это решает проблему загрязнения окружающей среды и истощения ископаемых ресурсов лишь частично. Проблемой также является плохая растворимость спиртов в бензине. Для обеспечения постепенного и безболезненного перехода от использования ископаемых источников энергии к возобновляемым, участвующим в кругообороте веществ в природе, необходимо, чтобы перспективный рабочий процесс позволял двигателю работать не только на этаноле и его водных растворах, но и на современных товарных топливах. Причем преобразование энергии топлива в механическую энергию должно осуществляться с высоким КПД.

Растущий интерес к использованию и производству альтернативных видов топлива (биоэтанола, биогаза) ставит ряд задач перед их производителями и потребителями. Топлива из спиртового ряда, которые сейчас находятся в особом фокусе внимания, могут использоваться в основном в двигателях с искровым зажиганием, и поэтому поведение энергетических преобразователей этого типа, оптимизация их рабочего цикла являются весьма актуальными, а многообразие альтернативных энергоносителей выдвигает задачу прогнозирования характеристик двигателя внутреннего сгорания (ДВС), использующего новые топли-

ва. Обеспечение масштабности исследований, сокращения временного фактора и количества стендовых испытаний возможно с помощью математического моделирования.

Из многообразия математических моделей рабочих процессов ДВС, которое объясняется разноплановостью целей моделирования, необходимо выбрать наиболее подходящий. Например, множество методов решений уравнений Навье-Стокса, полученных в рамках различных моделей турбулентных реагирующих потоков, которые имеют либо эмпирические параметры, значения которых распространяются на конкретные, относительно простые объекты, либо требуют огромных вычислительных ресурсов. Поэтому при доводке рабочего процесса плодотворным может оказаться использование таких моделей, когда из множества физически реализуемых характеристик выгорания уже выбрана оптимальная и есть возможность моделирования отдельных его элементов, например, формирование концентрационных полей при впрыске топливовоздушной струи, или процесса в целом. Для определения интегральных показателей цикла при варьировании его параметров необходимо иметь модель другого уровня.

Для теоретического анализа рабочего процесса требуется математическая модель сгорания. Поэтому целью данной работы является разработка математической модели сгорания. Для достоверного описания еще не исследованного рабочего процесса эмпирические параметры, содержащиеся в математической модели, должны иметь физически обоснованные интервалы варьирования и при определенных значениях описывать процессы сгорания в бензиновых двигателях. Наиболее широкое распространение получила модель сгорания И.И. Вибе [3], поскольку из всех моделей именно она наиболее точно описывает процессы сгорания в различных типах поршневых ДВС при лишь двух опытных параметрах, обладающих известным интервалом изменения значений. Для анализа предлагаемого рабочего процесса требуется именно подобная модель, которая, во-первых, содержала бы минимум опытных параметров, во-вторых, имела бы параметры с тем же физическим смыслом. Она значительно упростила бы проведение сравнительного анализа при варьировании параметров сгорания и придала бы им наглядную физическую основу.

Базой расчетной модели рабочего цикла служит двухзонное математическое моделирование процесса сгорания с учетом стехиометрии, диссоциации продуктов сгорания, эмиссии монооксида азота на основе кинетики химических реакций. Двухзонная модель процесса сгорания построена на основе гипотезы абсолютного несмещения веществ зоны свежего заряда и зоны продуктов сгорания. В обеих зонах предполагается присутствие идеального газа, однородность давления и отсутствие пространственного градиента температур. Основой термодинамического анализа служат уравнения сохранения энергии и массы для обеих зон.

В соответствии с моделью И.И. Вибе уравнение выгорания до момента самовоспламенения задается по формуле:

$$x_1 = 1 - \exp \left[\ln(1 - x_z) \left(\frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (1)$$

где x_1 – доля топлива, сгоревшего к данному моменту времени на первом этапе сгорания, x_z – доля топлива, сгорающего к моменту практического конца реакции, φ_z – общая продолжительность сгорания, φ_c – угол опережения зажигания, m – показатель характера сгорания.

После самовоспламенения процесс сгорания приобретает качественно иной характер. Сгорание сопровождается появлением новых очагов воспламенения. Аналогично зададим кривую выгорания в виде:

$$x_2 = 1 - \exp(-n \int_0^t \rho dt), \quad (2)$$

где n – относительная плотность эффективных центров в данный момент времени.

В работе [2] вид функции $\rho = f(t)$ был принят следующим: $\rho = kt^m$.

После математических вычислений суммарная кривая выгорания будет выглядеть следующим образом:

$$x = x_2(x_z - x_1) + x_1, \quad (3)$$

$$\text{где } \begin{cases} x_1 = 0, & \text{при } \varphi < \varphi_0, \\ x_1 = x_0, & \text{при } \varphi \geq \varphi_0. \end{cases} \quad (4)$$

Для определения теплофизических свойств составляющих компонентов топлива и продуктов сгорания используются полиномиаль-

ные зависимости. Кроме того, модель сгорания дополнена комбинацией систем уравнений, определяющих равновесный состав продуктов сгорания (N , O , H , N_2 , O_2 , H_2 , OH , CO , CO_2), образующихся в результате шести равновесных обратимых реакций, и кинетикой образования монооксида азота в соответствии с механизмом Зельдовича [4].

Для полученной кривой тепловыделения достаточно задать общую продолжительность сгорания, момент самовоспламенения и показатели горения каждого из этапов. Показатели характера сгорания имеют тот же физический смысл, а соответственно, те же интервалы варьирования, что и в уравнении И.И. Вибе. Математическая модель встроена в систему имитационного моделирования ДВС, которая позволяет определить индикаторные и эффективные параметры двигателя в любой момент времени [5].

Для расчетов были выбраны параметры двигателя аналогичные установленному на стенде кафедры «Автомобильные и тракторные двигатели» Московского государственного машиностроительного университета «МАМИ», изменения которых в заданных пределах, позволили выявить характер их качественного влияния на экономичность и токсические показатели двигателя, работающего на бензоэтанольных воздушных смесях. Исследованию подвергались бензоэтанольные топливные композиции с содержанием этанола (G_3) в массе рабочей смеси (G_2) от 0 до 100% с дискретностью 10%. Изменение коэффициента избытка воздуха задавалось на интервале

$0,8 \leq \alpha \leq 1,9$ с дискретностью 0,025; угла опережения зажигания – на интервале $40^\circ \leq \psi \leq 10^\circ$ до ВМТ с дискретностью 2 градуса поворота коленчатого вала двигателя; степени сжатия – на интервале $8 \leq \varepsilon \leq 12$ с дискретностью 0,5 по всем видам топлива заданного состава. Расчетные исследования проводились на режиме максимального крутящего момента ($n = 3000 \text{ мин}^{-1}$). Кроме того, для значений частоты вращения коленчатого вала в интервале $2000 \leq n \leq 5500$ и изменений нагрузки от 0% до 100% получены внешние скоростные и нагрузочные характеристики двигателя, работающего на чистом бензине и на бензоэтаноле с 20% добавкой этанола. Использование топлива такого состава (и с меньшим содержанием этанола) не требует конструктивных изменений бензинового базового двигателя. Основным результатом проведенного численного моделирования являются графики в координатах X–Y, свидетельствующие о качественном влиянии управляющего воздействия (α , ψ , ε , n , нагрузка) на выходные характеристики рабочего цикла двигателя: средние индикаторные показатели, эмиссию составляющих отработавших газов. Количественное описание подобных влияний возможно только с помощью многомерных моделей, использование которых крайне дорого и обременительно в плане подготовки и проведения расчетов, да и целесообразность таких расчетов оправдывается, как правило, только в случае проектирования новых двигателей.

На рис. 1–3 отражены полученные расчетным путем в зависимости от коэффициента избытка воздуха максимальная температура

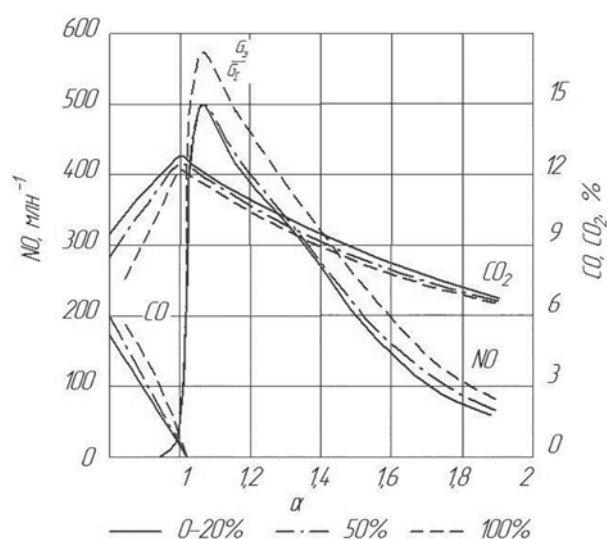


Рис. 1. Показатели токсичности двигателя

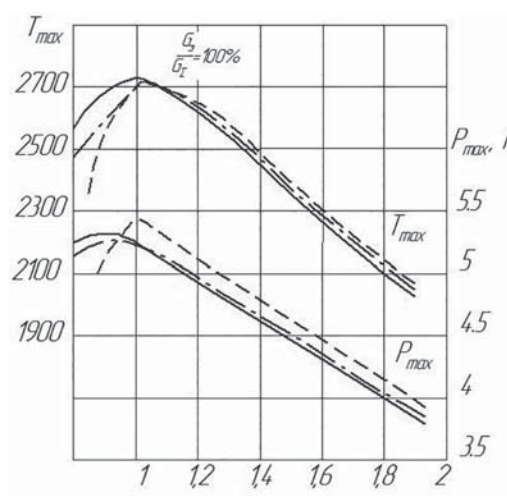


Рис. 2. Максимальные показатели цикла

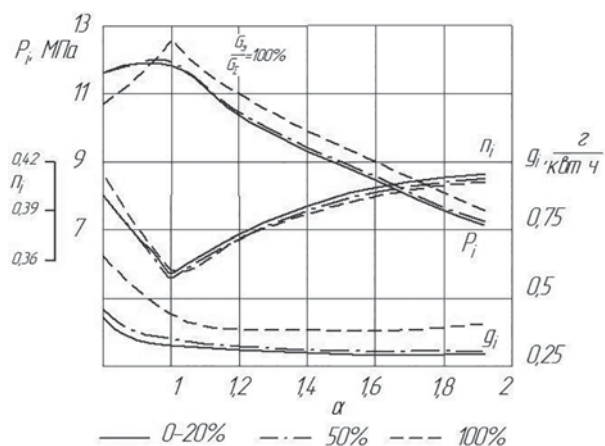


Рис. 3. Экономические показатели двигателя

(T_{\max}), среднее индикаторное давление (p_i), индикаторный КПД (η_i), удельный расход топлива (g_i), основные составляющие выхлопных газов (NO , CO , CO_2) для всех исследуемых смесевых топлив при фиксированных значениях степени сжатия и угла опережения зажигания, выбор которых определился конструкцией двигателя (степень сжатия) и компромиссом между эмиссией монооксида азота и экономичностью (η_i). Внешняя скоростная характеристика двигателя по всем заявленным отношениям ($G_{\text{э}}/G_{\text{с}}$) представлена на рис. 4.

Анализ полученных результатов расчета теоретического цикла двигателя говорит о небольшом росте в отработавших газах монооксида азота и оксида углерода, который пропорционален увеличению в топливе содержания этанола. Максимальные значения расчетного КПД цикла и среднего индикаторного давления остаются на уровне показателей традиционного топлива.

Таким образом, расчетные исследования позволяют сделать вывод, что работа быстрого двигателя на бензоэтанольных воздушных смесях не вызывает значительных изменений его мощности, экономических и токсических показателей. Это особенно харак-

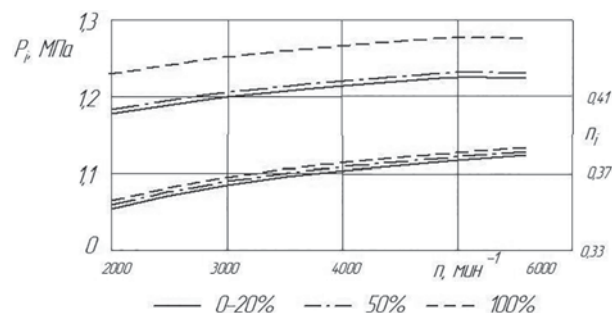


Рис. 4. Внешняя скоростная характеристика двигателя

терно для смесей с содержанием этанола, не превышающим 20%, а именно такая добавка не требует конструктивных изменений двигателя. Уточненную оценку использования добавок этанола к традиционному топливу можно будет сделать после серии стендовых испытаний, учитывающих и приведенные расчетные исследования.

Литература

1. Карпов С.А., Капустин В.М., Старков А.К. Автомобильные топлива с биоэтанолом. – М.: КолосС, 2007.
2. Левтеров А.М., Левтерова Л.И. Выбор модели рабочего процесса ДВС, работающего на топливах растительного происхождения // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2006. – № 26. – С. 13–118.
3. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя. – Свердловск: Машгиз, – 1962. – 269 с.
4. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.И. Окисление азота при горении. – М.: Изд. АН СССР, – 1947. – 145 с.
5. Куценко А.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ. – К.: Наук. думка, – 1988. – 100 с.