

А.М. ЛЕВТЕРОВ, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ИПМаш НАН
Украины, Харьков;
Л.И. ЛЕВТЕРОВА, вед. инженер, ИПМаш НАН Украины, Харьков;
Н.Ю. ГЛАДКОВА, вед. инженер, ИПМаш НАН Украины, Харьков

МЕТОД АНАЛИТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРЕНИЯ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ

Пропонується числовий метод дослідження основних характеристик ДВЗ в широкому діапазоні варіювання чинників, що впливають на якість робочого циклу двигуна. Такий метод дозволяє визначити та звужити інтервал експериментальних досліджень, і таким чином скоротити на них витрати часу та коштів. Це є особливо важливим при дослідженні сумішевих палив різноманітних композицій.

Предлагается численный метод исследования основных характеристик ДВС в широком диапазоне изменения параметров влияющих на качество рабочего цикла двигателя. Такой метод позволяет определить и сузить интервал экспериментальных исследований, и таким образом сократить трудовые и денежные затраты на них. Это является особенно важным при исследовании смесевых топлив различных композиций.

Numerical method of investigating the main performances of internal combustion engine in a wide range of factors influencing on quality of operating cycle has been offered. This method allows defining and narrowing the interval of experimental researches reducing in such a way their time and material factors that is especially important for investigating of different composite fuels.

Введение и постановка задачи. Энергоресурсы – запас носителей первичной энергии, доступных для извлечения и использования, постепенно истощаются; все прогнозы сходятся на том, что к концу текущего столетия добыча нефти достигнет параметров, отвечающих началу развития нефтяной промышленности в 60–х годах 19 столетия [1, 2]. Человечество пытается искать замену нефти и находит ее, привлекая альтернативные источники энергии, в том числе альтернативные топлива. Основная масса нефтяного сырья идет на нужды транспорта, транспорт создает проблему нехватки топлива и проблему защиты окружающей среды от вредных выбросов с отработавшими газами двигателя. По данным американского агентства по охране окружающей среды (ЕРА) [3] доля вредных выбросов в атмосферу транспортными средствами к началу 3-го тысячелетия составила: CO₂ – 33%, сажи – 44%, оксидов азота – 53%, угарного газа – 79%, микрочастиц – 25%, свинца – 13%, оксида серы – 7%.

Изменение потребления доли энергетического сырья в ближайшей перспективе представлено на рис.1; очевиден небольшой прирост возобновляемых источников энергии и стабильный рост потребления газа и нефти [1]. Тем не менее, проблема замены традиционных моторных топлив альтернативными остается как при проектировании двигателей внутреннего сгорания,

так и при эксплуатации существующего многочисленного парка транспортных двигателей. До сих пор мало изучено влияние воздействия новых видов топлива на конструкционные материалы двигателей, требуют тщательных проработок методы адаптации рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания к использованию новых топлив. Проведение подобных исследований связано с большими затратами на натурные испытания. Математическое моделирование процессов тепловых двигателей способно уменьшить затраты времени и средств, предоставив предварительный прогноз о показателях двигателя на том или ином топливе; особенно это касается смесевых топлив, когда необходимо исследование каждой топливной композиции.

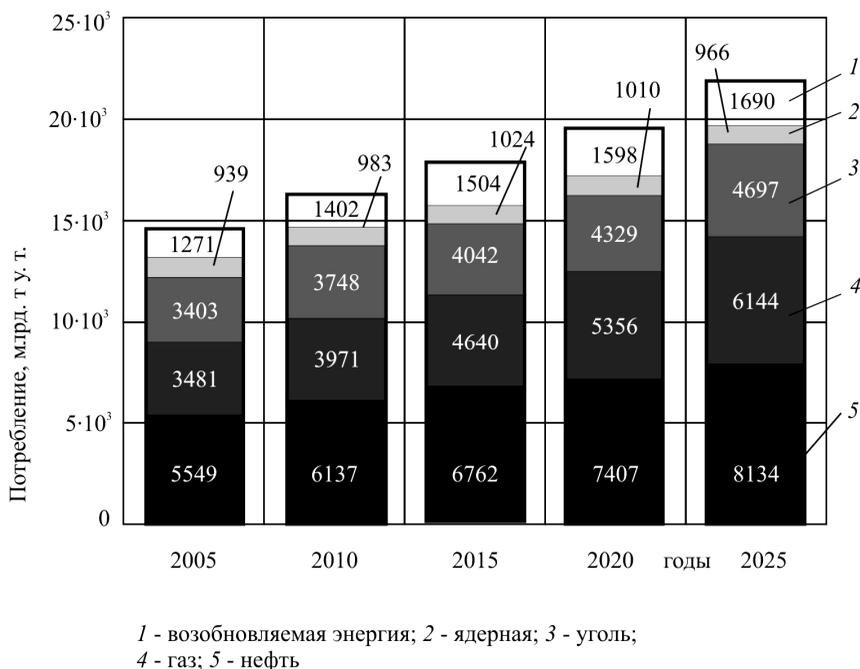


Рисунок 1 – Реальное и прогнозируемое потребление различных энергоресурсов в мире на период с 2005 до 2025 года.

Проведение численного эксперимента по прогнозированию характеристик ДВС, его показателей токсичности и экономичности в широком диапазоне изменения параметров двигателя, влияющих на качество его рабочего цикла, выполненное для каждой топливной композиции, позволяет сузить используемый в экспериментальных исследованиях интервал регулировочных параметров до оптимальной величины. На рис. 2 представлен алгоритм реализации такого метода исследования, в основу которого положено математическое моделирование рабочих процессов двигателя с искровым зажига-

нием, позволяющее исследовать характеристики двигателя на альтернативных топливах: бензоэтанольных топливных смесях, природном газе и биогазе, водороде.

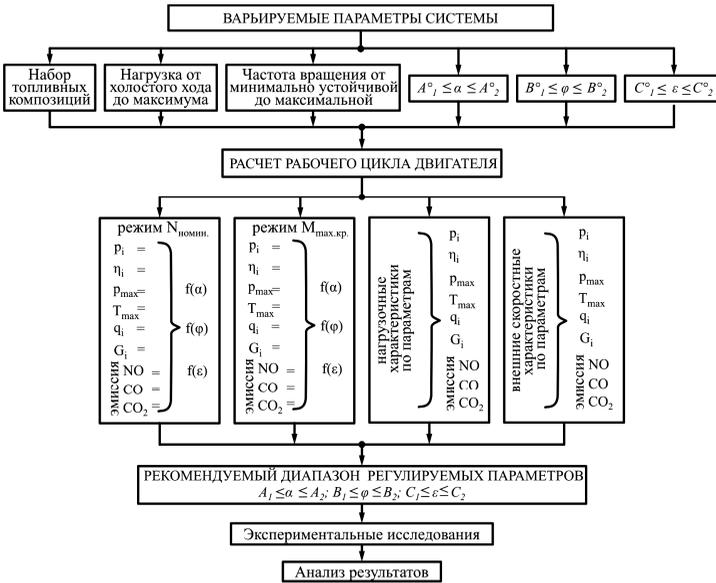


Рисунок 2 – Структурная схема реализации метода исследования показателей ДВС.

Здесь $p_i, \eta_i, p_{max}, T_{max}, g_i, G$ – расчетные индикаторные показатели двигателя; NO, CO, CO₂ – расчетные показатели вредных выбросов с отработавшими газами. Задаваемые пределы изменения варьируемых параметров системы: коэффициент избытка воздуха – $A^{\circ}_1 \leq \alpha \leq A^{\circ}_2$; угол опережения зажигания – $B^{\circ}_1 \leq \phi \leq B^{\circ}_2$; степень сжатия – $C^{\circ}_1 \leq \epsilon \leq C^{\circ}_2$. Рекомендованный диапазон изменения регулировочных параметров двигателя для коэффициента избытка воздуха составляет – $A_1 \leq \alpha \leq A_2$, для угла опережения зажигания – $B_1 \leq \phi \leq B_2$, для степени сжатия – $C_1 \leq \epsilon \leq C_2$.

Математическая модель. Выбранная для расчета рабочего цикла поршневого двигателя квазимерная термодинамическая модель, опирающаяся на 2-х зонную модель сгорания и знание теплофизических свойств используемых топлив [4], дает вполне достоверные результаты мощностных, экономических и экологических показателей двигателя [5, 6], а реализация алгоритма расчета на современной ЭВМ занимает приемлемое счетное время, что позволяет проводить качественное сравнение характеристик двигателя как на отдельных композициях смесевых топлив, так и на разных видах топлива.

Упрощенная математическая модель помогает получить оптимальное решение как функцию главных переменных и выстроить с ее помощью ряд прогнозов, а при детальном исследовании (если такое требуется) осуществлять проверку и расчеты с помощью существующих программных комплексов. Таким образом, используя результаты численного эксперимента, можно натурный эксперимент (стендовые испытания) проводить только для нескольких топливных композиций и прогнозировать характеристики двигателя на прочих соотношениях исследуемого смесового топлива.

Полная математическая модель рабочего цикла двигателя объединяет все его процессы, начиная с процесса сжатия и заканчивая процессом наполнения. В процессе реализации алгоритма расчета параметров двигателя часто встречающиеся подзадачи, как-то: определение теплофизических свойств индивидуальных веществ и рабочей смеси; определение температуры смеси по заданным энтальпии, энтропии или внутренней энергии; определение расхода газа при истечении через заданные сечения; определение констант равновесия химических реакций; определение равновесного состава продуктов сгорания и кинетики образования монооксида азота оформлены в отдельные математические модули.

Система определяющих уравнений для термодинамической системы на стадии сгорания в случае двухзонной модели, когда рабочее вещество разделено на две зоны – зону заряда и зону продуктов сгорания, представима в виде

$$(1-x) \cdot u(T_1, g_1) + x \cdot u(T_2, g_2) = u ; \quad (1)$$

$$(1-x) \cdot R(g_1) \cdot T_1 + x \cdot R(g_2) \cdot T_2 = p \cdot v ; \quad (2)$$

$$s_T(g_1, T_1) - R(g_1) \cdot \ln p = s ; \quad (3)$$

$$c_i = \varphi(T_2, v_2), \quad i = 1, \dots, N ; \quad (4)$$

$$g_{2i} = \mu_i \cdot v_2 \cdot c_i, \quad i = 1, \dots, N ; \quad (5)$$

$$v_2 = R(g_2) \cdot T_2 / p, \quad (6)$$

где индекс 1 относится к параметрам зоны заряда, 2 – к параметрам зоны продуктов сгорания; x – доля выгоревшей топливовоздушной смеси, задается тем или иным законом выгорания, $u(T_k, g_k)$ – удельная внутренняя энергия соответствующей зоны, v_k – удельный объем соответствующей зоны, u – удельная внутренняя энергия системы, v – удельный объем системы, $R(g_k)$ – газовая постоянная, g_k – вектор равновесного состава смеси соответствующей зоны в массовых долях, p – давление системы, s – удельная энтропия зоны заряда, s_T – ее температурная составляющая, c – вектор концентраций компонент, μ – молярная масса i -го компонента смеси, N – соответствует количеству компонент в смеси, φ – численная операция решения системы нелинейных алгебраических уравнений для определения равновесных конце-

нтраций компонент продуктов сгорания N, O, H, N₂, O₂, H₂, NO, OH, CO, CO₂, H₂O.

Система уравнений (1 – 3) содержит три неизвестных T_1, T_2, p и при заданных x, u, s, v, g_1, g_2 может быть разрешима численно методом Ньютона, что реализуется отдельной процедурой. Уравнение (6) (уравнение газового состояния зоны продуктов сгорания) включено для полного замыкания системы уравнений (1– 6). Взаимосвязь между переменными системы представляет собой замкнутую структуру численных операторов, предопределяющих итерационный процесс, критерием завершения которого является совпадение с заданной степенью точности значений T_2 и v_2 на входе и выходе вышеупомянутой системы уравнений $(T_2, v_2)_{(k+1),вх} = (T_2, v_2)_{k,вых}$.

Расчет равновесного состава продуктов сгорания дополняется отдельной процедурой вычисления, включающей три обратимых химических реакции, на базе которых записывается дифференциальное уравнение изменения концентраций монооксида азота

$$\frac{dc_{NO}}{dt} = k_1 c_N c_{OH} - \bar{k}_1 c_H c_{NO} + k_2 c_N c_{O_2} - \bar{k}_2 c_O c_{NO} + k_3 c_{N_2} c_O - \bar{k}_3 c_N c_{NO}, \quad (7)$$

где k_1, k_2, k_3 и $\bar{k}_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3$ – константы скорости прямой и обратной реакций соответственно. Необходимые для определения c_{NO} равновесные концентрации продуктов сгорания определяются в соответствии с температурой и временем на каждом шаге интегрирования. На достаточно малом интервале времени Δt , известных концентрациях и температуре аналитическое интегрирование (7) дает следующий результат

$$c_{NO}(t + \Delta t) = e^{a\Delta t} (c_{NO}(t) + \frac{b}{a} (1 - e^{-a\Delta t}));$$

$$a = -(\bar{k}_3 c_N + \bar{k}_2 c_O + \bar{k}_1 c_H);$$

$$b = k_3 c_O c_{N_2} + k_2 c_O c_N + k_1 c_N c_{OH}$$

на участках сжатия и расширения математической моделью процесса будет уравнение закона сохранения энергии в дифференциальной форме

$$dU = -pdV + dQ. \quad (8)$$

Для участка расширения оно дополняется системой уравнений, определяющих состав продуктов сгорания. В случае моделирования процесса сгорания двухзонной моделью, по всему объему надпоршневого пространства состав и температура рабочего вещества постоянны и для получения значений температуры, давления и концентраций достаточно системы уравнений

$$u(T_2, g_2) = U / m;$$

$$c_i = \varphi(T_2, v_2), \quad i = 1, \dots, N;$$

$$g_{2i} = \mu_i \cdot v_2 \cdot c_i, \quad i = 1, \dots, N,$$

где φ , как и ранее, численная операция решения системы уравнений для определения равновесных концентраций компонент продуктов сгорания. Давление p , необходимое для интегрирования уравнения (8), как для участка сжатия, так и для участка расширения определяется в соответствии с уравнением состояния.

Элемент теплопередачи dQ на каждом шаге интегрирования для всех стадий рабочего процесса определяется соотношением

$$dQ = \alpha \cdot F(T - T_w)dt,$$

где α – коэффициент теплопередачи, в теории двигателей внутреннего сгорания обычно представляемый в виде $\alpha = \alpha_0 f(p, T)$. В свою очередь, α_0 – некоторая постоянная, $f(p, T)$ – функция текущих параметров рабочего вещества в виде $\sqrt[3]{p^2 \cdot T}$, T – температура зоны заряда или зоны продуктов сгорания, T_w – температура стенки цилиндра, F – поверхность теплообмена, $d\tau$ – временной интервал.

Процесс газообмена характеризуется переменностью массы рабочего вещества в цилиндре двигателя. Предполагается, что все процессы истечения адиабатические, а состав продуктов сгорания постоянен и соответствует составу в конце процесса расширения. Система дифференциальных уравнений математической модели газообмена включает уравнение закона сохранения энергии для открытой термодинамической системы и уравнения материального баланса

$$\frac{dU}{dt} = -p \frac{dV}{dt} - h \cdot (G_{01} + G_{02}) + h_1 G_{01} + h_2 G_{20} + Q;$$

$$\frac{dm}{dt} = G_{10} + G_{20} - G_{01} - G_{02};$$

$$m \frac{dg^1}{dt} = (1 - g^1) \cdot G_{10} - g^1 \cdot G_{20},$$

с учетом того, что $g^2 = 1 - g^1$. Здесь h, h_1, h_2 – удельные энтальпии рабочего вещества в цилиндре, во впускном и выпускном коллекторах; G_{jk} – расходы вещества определяются обращением к специальному модулю; g_1, g_2 – массовые доли заряда и продуктов сгорания.

Объединение численных моделей отдельных процессов дает полную математическую модель рабочего цикла двигателя. В качестве начального приближения выбираются термодинамические параметры, соответствующие впускному коллектору, которые корректируются по конечному результату. По достижении сходимости определяются интегральные показатели цикла, для получения нагрузочных и внешних скоростных характеристик двигателя в алгоритм расчета вносятся дополнения.

Анализ результатов моделирования. На рис. 3 и 4 приведены некоторые результаты расчетов для различных видов топлив: природного газа, биогаза и бензоэтанола с учетом полученных в соответствии с методом исследования оптимальных диапазонов регулировочных параметров.

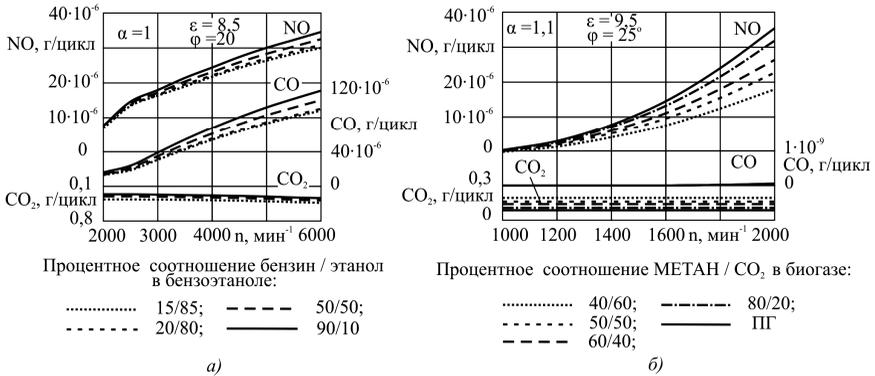


Рисунок 3 – Показатели токсичности отработавших газов бензинового 4Ч 7,9/8,0 (а) и газового 2Ч 10,5/12,0 (б) двигателей по внешним скоростным характеристикам.

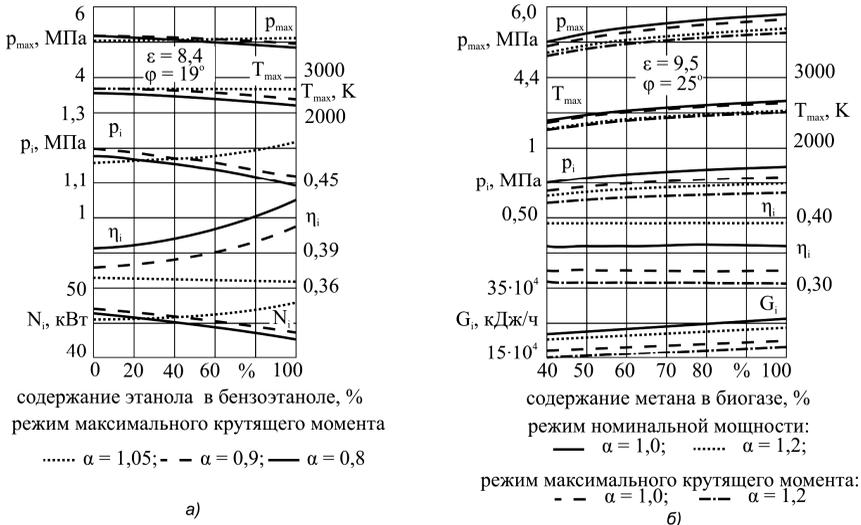


Рисунок 4 – Основные характеристики бензинового 4Ч 7,9/8,0 (а) и газового 2Ч 10,5/12,0 (б) двигателей как функции коэффициента α и топливных композиций.

Величина добавки этанола к бензину, начиная с 20 %, заметно снижает уровень эмиссии угарного газа и монооксидов азота, который увеличивается с ростом частоты вращения коленчатого вала.

Биогаз, состав которого, как правило, переменный, в сравнении с природным газом дает положительный эффект по эмиссии монооксидов азота, а увеличение эмиссии углекислого газа не сопряжено с ростом парникового эффекта в виду биологического происхождения этого топлива.

В зависимости от состава топливовоздушной смеси и коэффициента избытка воздуха α индикаторные показатели двигателя изменяются в ту или иную сторону. Так, увеличение в бензоэтанольной смеси содержания этанола однозначно ведет к росту коэффициента полезного действия; в случае с биогазом состав смесового топлива не сказывается на характере кривой, но величина коэффициента полезного действия сильно зависит от α и режима нагрузки двигателя.

Полученные результаты численного эксперимента согласуются с данными аналогичных исследований [7].

Выводы. Необходимость постепенной замены нефтяного топлива альтернативными (природным газом, биогазом, бензоэтанолом, водородом) сопряжена с многочисленными экспериментальными исследованиями, что связано с большими материальными и временными затратами. Рассматриваемый метод численного моделирования рабочего цикла поршневого двигателя с искровым зажиганием позволяет сделать прогноз по его экономическим и экологическим параметрам, выбрать направление экспериментальных исследований и ограничить их диапазон по многим параметрам.

Список литературы: 1. *Лаверов Н. Л.* Топливоэнергетические ресурсы. //Вестник Российской академии наук.– 2006.– Т. 76.– №5.– С. 398 – 408. 2. Long Term World Oil Supply //U.S. Energy Information Administration.– 2000.– July, 28.– Режим доступа: www.eia.doe.gov. 3. *Rodgers D.* Putting Advanced Transportation Technologies to Work for Clean Air and Energy Security / *D. Rodgers* // Presented to the Mobile Source Technical Review Subcommittee.– U.S. Department of Energy.– 2001. 4. *Куценко А. С.* Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ – К.: Наукова думка, 1988. – 104 с. 5. *Левтеров А.М., Мараховский В. П., Левтерова Л.И., Гладкова Н. Ю.* Результаты расчетно-экспериментальных исследований характеристик автомобильного двигателя при использовании бензоэтанольных смесей. // Автомобильный транспорт. Сб. научн. тр.– Харьков: Изд-во ХНАДУ.– 2008.– Вып. 23.– С. 100 – 103. 6. *Левтеров А. М., Левтерова Л. И., Гладкова Н. Ю.* Использование альтернативных топлив в транспортных ДВС // Вестник ХНАДУ – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2010. – №27. 7. A. Roubaud, R. Rotlisberger, D. Favrat /Lean-Burn Cogeneration Biogas Engine with Unscavenged Combustion Prechamber: Comparison with Natural Gas //Int.J. Applied Thermodynamics, ISSN 1301-9724 Vol.5 (No.4), pp.169-175, December-2002.

Поступила в редколлегию 13.09.2011г.