

РАЗДЕЛ IV

ИНФОРМАТИКА, ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И УПРАВЛЕНИЕ

УДК 621.136

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА РЕЖИМАХ ПУСКА

В.Н. Бондарь

НП «Сертификационный центр Автотракторной техники», Россия, Челябинск.

Аннотация. Совершенствование пусковых характеристик дизельных двигателей обусловлено развитием методов математического моделирования процесса пуска. В настоящее время значительное распространение получили облегченные (формальные и полуэмпирические) математические модели процессов в камере сгорания. В данной статье предложена математическая модель для описания процессов в цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания на основе системы дифференциальных уравнений массового и энергетического баланса рабочего тела и уравнения состояния. Дифференциальная форма лучше отражает суть процессов в камере сгорания, как в динамической системе, учитывает физические свойства рабочего тела (теплоемкость, внутреннюю энергию) в зависимости от текущего состояния (температуры, давления), позволяет решать сопряженные задачи расчета процессов наполнения и сжатия, теплообмена со стенками камеры сгорания, определения утечек заряда. Основой метода энергетического баланса является уравнение первого закона термодинамики в дифференциальной.

Ключевые слова: математическая модель цилиндра поршневого двигателя дифференциальных уравнений.

Введение

Дальнейшее совершенствование пусковых характеристик дизельных двигателей обусловлено развитием методов математического моделирования процесса пуска. В настоящее время значительное распространение получили облегченные (формальные и полуэмпирические) математические модели процессов в камере сгорания. Температура и давление рабочего тела (P_c и T_c) в конце такта сжатия на пусковых режимах определяется по тем же термодинамическим зависимостям, что и под нагрузкой, но при этом дополнительно учитываются следующие особенности: уменьшение массы заряда за счет утечек через зазор между поршнем и цилиндром; влияние воздуха поступающего через органы воздушного пуска; «неоптимальность» фаз газораспределения для пусковых режимов; существенную неравномерность частоты вращения коленчатого вала.

Математическая модель для описания процессов в цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания на основе системы дифференциальных уравнений

массового и энергетического баланса рабочего тела и уравнения состояния

В простейшей форме эти зависимости имеют вид [1]:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon_\partial^{m_1}, \quad (1)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon_\partial^{m_1-1}, \quad (2)$$

где P_a и T_a – давление и температура рабочего тела в начале такта сжатия, m_1 – показатель политропы сжатия, ε_∂ – действительная степень сжатия с учетом коэффициентов потеряннного объема (Ψ) и утечек заряда через поршневые кольца (ξ):

$$\varepsilon_\partial = \varepsilon \cdot \xi \cdot (1 - \Psi) + \Psi, \quad (3)$$

Ориентировочный расчет m_1 можно вести по эмпирической формуле, предложенной В.Л. Купершмидтом [2, 3]:

$$m_1 = 1,24 \cdot n^{0,015}, \quad (4)$$

где n – частота вращения коленчатого вала.

На пусковых режимах скорость потока воздуха на выпуске мала и запаздывание закрытия впускного клапана после НМТ приводит к обратному выбросу части заряда и потере хода поршня. Потерю рабочего объема оценивают коэффициентом потерянного объема Ψ :

$$\Psi = \frac{\Delta V_h}{V_h}, \quad (5)$$

где ΔV_h - объем цилиндра, описываемый поршнем при ходе от НМТ до момента закрытия впускного клапана, V_h - рабочий объем цилиндра.

Потерянный объем можно определить по формуле [1]:

$$\Delta V_h = \frac{\pi D^2}{4} R \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos \varphi) \right], \quad (6)$$

где D - диаметр цилиндра, R - радиус кривошипа, λ - постоянная КШМ, φ - угол закрытия впускного клапана после НМТ.

Для определения величины утечек заряда через поршневые кольца ξ В.Л. Купершмидт [2, 3] предлагает следующее выражение:

$$\xi = \frac{n^{0,32}}{\varepsilon^{0,65}}, \quad (7)$$

Величина ξ зависит от многих факторов. Основными являются скорость и неравномерность прокручивания коленчатого вала, степень сжатия, тепловое состояние цилиндропоршневой группы и время между прокрутками. К концу сжатия скорость прокручивания коленчатого вала снижается до минимума и может быть намного меньше средней. С увеличением времени пребывания поршня около ВМТ возрастают утечки рабочего заряда через зазор между поршнем и цилиндром и теплоотдача к холодным поверхностям камеры сгорания.

Более точной зависимостью для определения утечки заряда через поршневые кольца является формула К. Энглиша [4]:

$$V_{ym} = 0,005 \frac{D^2 \cdot f \cdot P_c}{\sqrt[3]{i \cdot n}}, \quad (8)$$

где D - диаметр цилиндра двигателя, см, i - число уплотнительных колец.

Утечка газов из цилиндра происходит через зазор между кольцом и канавкой, неплотности прилегания кольца к зеркалу цилиндра, через замок кольца, а также через

клапаны газораспределительного механизма. Сложность конфигурации этих зазоров, неопределенность их изменения в процессе эксплуатации делает затруднительным точный аналитический учет процессов истечения газа и приводит к необходимости оперировать условной величиной эквивалентного зазора цилиндропоршневой группы d_p и его площадью f_n . Для возможности качественного анализа влияния утечек в работе можно использовать полуэмпирическое уравнение в дифференциальной форме:

$$\frac{dG}{dt} = \frac{D \cdot f_n \cdot (P_i - P_k)}{16 \cdot k_1 \cdot v}, \quad (9)$$

где P_i и P_k - давление в цилиндре двигателя и картере, соответственно, k_1 - коэффициент показывающий отношение сопротивления кольцевой щели к круглой, v - коэффициент кинематической вязкости рабочего тела, d_p - эквивалентный зазор между поршнем и цилиндром

Недостатками выражений (1...8) является то, что они позволяют оценить показатели рабочего тела в характерных точках индикаторной диаграммы, но не позволяют рассчитать промежуточные значения с учетом сложного нестационарного характера взаимодействия различных факторов.

Выражение (9) представлено в дифференциальной форме, лишено этих недостатков и в принципе может использоваться для расчета утечек воздуха дизеля с масловпрыском, если в понятие «эквивалентный зазор» включить влияние наличия масла на гидродинамические характеристики зазора. Однако оно должно использоваться в составе системы дифференциальных уравнений массового и энергетического баланса рабочего тела, а не с уравнениями (1 и 2). В уравнение (9) вместо температуры рабочего тела включена вязкость, которую в конечном итоге необходимо вычислять через температуру. Кроме того, не учитывается характер истечения газа из зазора (адиабатическое расширение).

Потери тепла зарядом в процессе сжатия определяются формулой теплоотдачи от газа к стенкам внутрицилиндрового пространства (формула Ньютона):

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \alpha_T \cdot F \cdot (T - T_w) \cdot k \cdot \frac{1}{21600 \cdot n}, \quad (10)$$

где $\frac{dQ_w}{dt}$ - элементарное количество энергии, подведенное к рабочему телу (или отведенное от него) в процессе теплообмена со стенками цилиндра, α_T - коэффициент теплообмена со стенками камеры сгорания; F - текущая площадь теплообмена; T_w - средняя температура стенок камеры сгорания; k - коэффициент перевода ккал в кДж.

Для определения коэффициента теплоотдачи в настоящее время предложено много формул, например, Вошни [5]:

$$\alpha_T = 110 \cdot \frac{P^{0,8} \cdot w^{0,8}}{T^{0,53} \cdot D^{0,2}} + \varepsilon_n \cdot \sigma_0 \cdot \frac{(T/100)^4 - (T_w/100)^4}{T - T_w}, \quad (11)$$

где ε_n - степень черноты пламени, σ_0 - коэффициент излучения абсолютно черного тела, кДж/(м²·с·К), w - суммарная скорость газов в цилиндре, м/с.

В период газообмена:

$$w = 6,18 \cdot C_n, \quad (12)$$

где C_n - средняя скорость поршня.

В период сжатия:

$$w = 2,28 \cdot C_n, \quad (13)$$

В настоящей работе предлагается математическая модель для описания процессов в цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания на основе системы дифференциальных уравнений массового и энергетического баланса рабочего тела [6, 7] и уравнения состояния. Дифференциальная форма лучше отражает суть процессов в камере сгорания, как в динамической системе, учитывает физические свойства рабочего тела (теплоемкость, внутреннюю энергию) в зависимости от текущего состояния (температуры, давления), позволяет решать сопряженные задачи расчета процессов наполнения и сжатия, теплообмена со стенками камеры сгорания, определения утечек заряда.

Основой метода энергетического баланса является уравнение первого закона термодинамики в дифференциальной форме:

$$dQ = dU + dL, \quad (14)$$

где dQ - изменение количества теплоты подведенной к рабочему телу, dU - изменение внутренней энергии рабочего тела, dL - работа совершаемая рабочим телом.

Изменение количества теплоты, подведенного или отведенного от рабочего тела за элементарный промежуток времени:

$$dQ = Q_w + dQ_n - dQ_m, \quad (15)$$

где dQ_w - количество теплоты, подведенное или отведенное в процессе теплообмена со стенками цилиндра, dQ_n - количество теплоты подведенное с воздухом, поступившим в цилиндр через впускные органы, dQ_m - количество теплоты, отведенное с газами, вышедшими из цилиндра через выпускные органы.

Внутренняя энергия рабочего тела в произвольный момент времени:

$$U = u'G', \quad (16)$$

где u' - удельная внутренняя энергия воздуха, G' - масса воздуха в цилиндрах.

Работа газов в цилиндре складывается:

$$dL = dL_v + dL_n + dL_m, \quad (17)$$

где dL_v - работа перемещения поршня, dL_n - работа перемещения воздуха, поступающего в цилиндр через впускные органы, dL_m - работа перемещения газов, выходящих из цилиндра через выпускные органы.

Система уравнений энергетического и массового балансов в общем виде:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} &= \left(\frac{dQ_w}{dt} + \frac{dQ_n}{dt} - \frac{dQ_m}{dt} - u' \frac{dG'}{dt} + \frac{dL}{dt} \right) \cdot \frac{1}{C_v \cdot G'} \\ \frac{dG'}{dt} &= \frac{dG'_n}{dt} - \frac{dG'_m}{dt} - \frac{dG'_p}{dt} + \frac{dG'_g}{dt} \\ P &= \frac{G' \cdot R \cdot T}{V} \end{aligned} \quad (18)$$

$$dG' = dG_n - dG_m - dG_p + dG_g, \quad (19)$$

где G'_n - количество воздуха, поступившего в цилиндр через впускной клапан, G'_m - количество воздуха, вышедшего из цилиндра через выпускной клапан, C_v - удельная изохорная теплоемкость воздуха, dG_p - элементарное уменьшение массы рабочего тела вследствие утечки через зазор между поршнем и цилиндром; dG_g - элементарное увеличение массы рабочего тела вследствие подачи сжатого воздуха.

Уравнения (18) и (19) составляют методологическую основу синтеза рабочего цикла двигателя при прокручивании коленчатого вала сжатым воздухом на пусковых режимах. Величина u' вычисляется

на основании известных из термодинамики выражений:

$$u' = c'_v(T) \cdot T, \quad (20)$$

где $c'_v(T)$ - удельная изохорная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К):

$$c'_v = 0.62706 + 2.776 \cdot 10^{-4} \cdot T - 5.411 \cdot 10^{-8} \cdot T^2, \quad (21)$$

Элементарный расход воздуха через проходные сечения впускных и выпускных клапанов и зазор между поршнем и цилиндром определяется из уравнения:

$$\frac{dG}{d\varphi} = \frac{\sqrt{1000}}{6} \frac{\mu f}{n} \frac{P_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_f}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_f}{P_1} \right)^{\frac{(k+1)}{k}} \right]}, \quad (22)$$

где μf - эффективное проходное сечение клапана (зазора), P_1 , T_1 - давление и температура газов перед сечением, p_f - условное давление в минимальном сечении, k - показатель адиабаты.

Для описания процесс течения газов в зазоре между поршнем и цилиндром предлагается определять величину μf по выражению:

$$\mu f = \pi \cdot D_p \cdot d_p, \quad (23)$$

где d_p - эквивалентный зазор между поршнем и цилиндром, учитывающий геометрию поршня, гильзы цилиндра, поршневых колец и замков, наличие масла в зазоре и другие факторы которые невозможно оценить в рамках нульмерной математической модели.

Величина d_p может быть определена на основании результатов экспериментальных исследований.

Элементарное количество теплоты, подведенное к рабочему телу (или отведенное от него) в процессе теплообмена со стенками цилиндра, находится из уравнения теплоотдачи с использованием уравнения Ньютона (10) и зависимости Вошни (11). Так как при отсутствии сгорания радиационной составляющей теплообмена можно пренебречь, формула Вошни для режима прокручивания дизеля сжатым воздухом преобразуется к виду:

$$\alpha_T = 110 \cdot \frac{P^{0,8} \cdot w^{0,8}}{T^{0,53} \cdot D_p^{0,2}}, \quad (24)$$

Поверхность теплообмена складывается из:

$$F = F_n + F_e + F_u, \quad (25)$$

где F_n - площадь днища поршня; F_e - площадь головки цилиндра; F_u - текущая площадь поверхности втулки цилиндра.

Для определения расхода воздуха через органы впуска и выпуска, воздушного пуска, утечек в зазоре «поршень-цилиндр», подачи воздуха через систему воздушного пуска используется подмодель на основе уравнений (18...23). Механические связи между блоками алгоритма определяются из известных кинематических зависимостей. Гидравлические связи включают параметры состояния газа (температура и давление) и его расход через эти связи в дифференциальной форме. Интегральные показатели определяются методом Рунге-Кутты с постоянным шагом интегрирования – 0,0001 с либо другим численным методом. Длительность расчета выбирается исходя из того, что показатели рабочего тела стабилизируются после 2-го цикла.

Идентификация математической модели была выполнена с использованием результатов экспериментального исследования дизеля типа ЧН15/18 с воздушным пуском в «климатической камере» ОАО «НИИ Автотракторной техники». Исходные данные принимались исходя из действительных технических характеристик двигателя типа ЧН15/18. Значение эквивалентного зазора между поршнем и цилиндром (см. уравнение 23) подбиралась исходя из экспериментально полученной величины максимального давления сжатия, оно составило 0,074 мм (действительный зазор между головкой поршня и цилиндра составляет 0,006...0,008 D, между юбкой и цилиндром – 0,001...0,002 D). Потери воздуха за цикл – 10 %, что соответствует результатам экспериментальных исследований. Расчетные и экспериментальные индикаторные диаграммы, подтверждающие адекватность предложенной математической модели, приведены на рисунке 1.

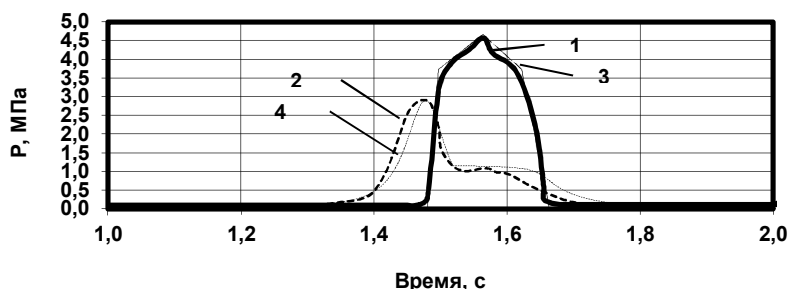


Рис. 1. Индикаторные диаграммы дизеля при прокручивании двигателя типа ЧН15/18 воздухом:
1 - давление воздуха на выходе из воздухораспределителя (эксперимент); 3 - давление воздуха на выходе из воздухораспределителя (расчет); 2 - давление в 1-ом левом цилиндре (эксперимент); 4 - давление в цилиндре (расчет)

Заключение

Достоинства предлагаемой математической модели заключаются в том, что: расчетная система является полностью замкнутой, дифференциальной, что позволяет рассчитывать нестационарные режимы и процессы; в ходе расчета учитывается текущее состояние рабочего тела и частота вращения коленчатого вала; имеется возможность определения утечек рабочего тела через зазор между поршнем и цилиндром с учетом его геометрических параметров, наличия масла, текущих значений характеристик рабочего тела; математическая модель является универсальной, может быть использована для расчета дизелей с воздушной и электростартерной системами пуска, а также с пусковым двигателем, с различными средствами тепловой подготовки и облегчения пуска, как пусковых, так и рабочих режимов (при наличии подмодели горения топлива).

Разработанная на основе математической модели расчетная методика использована при совершенствовании пусковых характеристик дизелей Челябинского тракторного и Алтайского моторного заводов.

Библиографический список

1. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотранспортных двигателей. Учебное пособие / А.В. Николаенко. – М.: Колос, 1984. – 400 с.
2. Купершmidt, В.Л. Влияние утечек заряда воздуха на процесс сжатия при пуске дизеля / В.Л. Купершmidt // Тракторы и сельхозмашины. – 1968. – № 12. – С. 34-35.
3. Купершmidt, В.Л. Улучшение пусковых качеств дизелей / В.Л. Купершmidt // Труды НАТИ. – 1968. – № 200. – С. 13-15.

4. Энглиш, К. Поршневые кольца / К. Энглиш. – М.: Машиностроение, 1962. – 493 с.

5. Розенблит, Г.Б. Теплопередача в дизелях / Г.Б. Розенблит. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.

6. Малозёмов, А.А. Математическая модель двигателя на основе системы дифференциальных уравнений энергетического и массового балансов / А.А. Малозёмов // Научный вестник. Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин». – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2006. – Выпуск 18. – С. 10-12.

7. Малозёмов, А.А. Расчет рабочего цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания методом энергетического и массового баланса рабочего тела «MAEngine» / А.А. Малозёмов // Компьютерные учебные программы и инновации. – 2006. – №10. – С. 14-15.

MATHEMATICAL MODEL OF WORKING PROCESS OF DIESEL ENGINE THE MODES OF START-UP

V.N. Bondr

Abstract. Improving the starting characteristics of diesel engines due to the development of methods of mathematical modeling of the start-up process. Currently there is a widespread lightweight (formal and semi-empirical) mathematical models of the processes in the combustion chamber. This article proposes a mathematical model to describe the processes in the cylinder of a piston internal combustion engine on the basis of the system of differential equations of mass and energy balance of the working fluid and the equation of state. Differential form better reflects the nature of the processes in the combustion chamber, as in a dynamic system that takes into account the physical properties of the working fluid (heat capacity, internal energy) depending on the current state (temperature, pressure), allows to solve conjugated problems of calculation of processes of filling and compression, heat exchange with the walls of the combustion chamber determine the leakage of charge. The method of energy balance is the equation of the first law of thermodyna-Mickey in the differential.

References

1. Nikolaenko A.V. *Teorija, konstrukcija i raschet avtotransportnyh dvigatelej. Uchebnoe posobie* [Theory, design and calculation of vehicle engines. Training manual]. Moscow, Kolos, 1984. 400 p.
2. Kupersmidt V.L. Vlijanie utechek zarjada vozduha na process szhatija pri puske dizelja [The Influence of leakage of the air charge in the compression process at start-up of diesel]. *Traktory i sel'hozmashiny*, 1968, no 12. pp. 34-35.
3. Kupersmidt V.L. Uluchshenie puskovyh kachestv dizelej [Improvement of the starting characteristics of diesel engines]. *Trudy NATI*, 1968, no 200. pp. 13-15.
4. Jenglish K. *Porshnevye kol'ca* [Piston rings]. Moscow, Mashinostroenie, 1962. 493 p.
5. Rozenblit G.B. *Teploperedacha v dizeljah* [Heat transfer in diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie, 1977. 216 p.
6. Malozjmov A.A. Matematicheskaja model' dvigatelja na osnove sistemy differencial'nyh uravnenij jenergeticheskogo i massovogo balansov / A.A. Malozjmov [A mathematical model of the engine on the basis of the differentiation-mathematical equations of energy and mass balances]. *Nauchnyj vestnik. Povyshenie jeffektivnosti silovyh ustanovok kolesnyh i gusenichnyh mashin*. Cheljabinsk: ChVVAKIU, 2006, no 18. pp. 10-12.
7. Malozjmov A.A. Raschet rabocheho cikla porshneвого dvigatelja vnutrennego sgoranija metodom jenergeticheskogo i massovogo balansa rabocheho tela «MAEngine» [Calculation of the operating cycle of a piston internal combustion engine the method of energy and mass balance of the working body]. *Komp'juternye uchebnye programmy i innovacii*, 2006, pp. 10. – pp. 14-15.

Keywords: mathematical model the cylinder of a piston engine, the differential-different equations.

Бондарь Владимир Николаевич (Челябинск, Россия) – директор НП «Сертификационный центр автотракторной техники», кандидат технических наук, доцент. (454080, г. Челябинск ул. Ленина, 76, e-mail: dima11780@inbox.ru).

Bondar, Vladimir (Russian Federation Chelyabinsk) – director of "Certification center of automotive engineering", candidate of technical Sciences, associate Professor. (454080, Chelyabinsk, Lenin str., 76, e-mail: dima11780@inbox.ru).