

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ФОРСИРОВАННОМ ТРАНСПОРТНОМ ДИЗЕЛЕ С ЗАДАННЫМ ЗАКОНОМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

SIMULATION OF COMBUSTION PROCESS IN THE FORCED TRANSPORT DIESEL ENGINE WITH THE PRESCRIBED LAW OF MIXTURE FORMATION

В.Г. КАМАЛТДИНОВ¹, д.т.н.

В.А. МАРКОВ², д.т.н.

И.О. ЛЫСОВ¹

А.Е. ПОПОВ¹, к.т.н.

А.Е. СМОЛИЙ¹

¹ Южно-Уральский государственный университет,
Челябинск, Россия

² Московский государственный технический университет
им. Н.Э. Баумана (МГТУ им. Н.Э. Баумана), Москва,
Россия, vkamaltdinov@yandex.ru

V.G. KAMALTDINOV¹, DSc in Engineering

V.A. MARKOV², DSc in Engineering

I.O. LYSOV¹

A.E. POPOV¹, PhD in Engineering

A.E. SMOLIJ¹

¹ South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia,
vkamaltdinov@yandex.ru

Разработана новая однозональная модель процесса сгорания топлива, основанная на уравнениях химической кинетики, которая в большей мере учитывает особенности внутрикамерных процессов двигателей внутреннего сгорания. Процесс сгорания рассматривается как совокупность последовательных реакций окисления до диоксида углерода и воды групп активных молекул топлива, протекающих по закону Аррениуса. Количество активных молекул топлива, вступающих в реакцию, зависит от общего количества молекул топлива, текущей температуры смеси и условной энергии активации, изменяющейся в зависимости от доли выгоревшего топлива. Условная продолжительность окисления этой группы активных молекул принимается зависящей не только от общего количества молекул топлива, но и от объема камеры сгорания, количества молекул кислорода, количества молекул инертных компонентов и турбулентности внутри камеры сгорания. Теплота, выделяющаяся при окислении каждой группы активных молекул топлива, определяется через низшую теплоту сгорания топлива и расходуется на повышение температуры и давления смеси в зоне горения. На каждом шаге расчета корректируется количество молекул всех веществ в результате выгорания топлива. Особенностью модели является введение нового параметра, учитывающего фактор времени на молекулярном уровне, – условной продолжительности реакции окисления активных молекул топлива. Новая математическая модель положена в основу алгоритма разработанной программы расчета рабочего цикла форсированного дизеля с заданным законом смесеобразования. Выполнены расчеты влияния температуры свежего заряда после охладителя наддувочного воздуха на показатели рабочего цикла форсированного дизеля в диапазоне от 360 до 430 К. По результатам расчета установлено, что наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла достигаются при температуре 360 К. Индикаторные диаграммы давления в цилиндре и законы тепловыделения, полученные расчетным путем, хорошо согласуются с известными экспериментальными данными.

Ключевые слова: дизель, смесеобразование, активные молекулы, сгорание, диссоциация, моделирование, рабочий цикл, показатели.

There was developed a new single-zone model of the fuel combustion process, based on the equations of chemical kinetics, which takes into account in more detail the features of the internal chamber processes of internal combustion engines. The combustion process is considered as a set of successive oxidation reactions to carbon dioxide and water of groups of active fuel molecules proceeding according to the Arrhenius law. The number of active molecules of fuel entering into the reaction depends on the total number of fuel molecules, the current mixture temperature and the conditional activation energy, varying depending on the fraction of burned fuel. The conditional duration of oxidation of this group of active molecules is assumed to depend not only on the total number of fuel molecules, but also on the volume of the combustion chamber, the number of oxygen molecules, the number of molecules of inert components and turbulence inside the combustion chamber. The heat released during the oxidation of each group of active fuel molecules is determined through the lower heat of combustion of the fuel and is expended to increase the temperature and pressure of the mixture in the combustion zone. At each step of the calculation, the number of molecules of all substances is corrected as a result of fuel burn-out. A special feature of the model is the introduction of a new parameter that takes into account the time factor at the molecular level, the conventional duration of the oxidation reaction of the active molecules of the fuel. A new mathematical model is used as the basis for the algorithm for the developed program for calculating the operating cycle of an accelerated diesel engine with a prescribed law of mixture formation. Calculations of the influence of the temperature of the fresh charge after the charge air cooler on the duty cycle of the forced diesel in the range from 360 to 430 K are performed. According to the results of the calculation, it is established that the best indicator characteristics of the working cycle are reached at a temperature of 360 K. Indicator diagrams of pressure in the cylinder and the laws of heat generation, obtained by calculation correspond with known experimental data.

Keywords: diesel, mixture formation, active molecules, combustion, dissociation, modeling, working cycle, indicators.

Введение

Известно, что при горении топлива в дизеле скорость реакции зависит от температуры. Причем в начале процесса скорость сгорания резко увеличивается, достигает максимума, а затем снижается, сначала быстро, а по мере выгорания топлива – с плавным замедлением. Исследованиями многих авторов установлено, что в дизелях выделяются зоны с повышенными и пониженными температурами [1]. Так, в объемах, занимаемых топливными факелами, температура достигает 2900–3000 К и выше и сохраняется в начале такта расширения в течение 50–60 градусов поворота коленчатого вала (град. ПКВ) [2]. Известно, что диссоциация диоксида углерода также существенным образом зависит от температуры. При максимальной температуре газов в камере сгорания менее 1900–2000 К диссоциация диоксида углерода незначительная, а при ее повышении до 2900–3000 К степень диссоциации резко возрастает и достигает 0,2–0,25. Одновременно происходит отдача теплоты на осуществление процесса распада диоксида углерода на оксид углерода и атомарный кислород. Это происходит в начале такта расширения (в течение тех же 50–60 град. ПКВ).

Известные математические модели процесса сгорания топлива в ДВС не учитывают влияния диссоциации на процесс тепловыделения именно в период максимальной температуры или учитывают в неявном виде. Поэтому создание новых моделей, описывающих реальные внутрицилиндровые процессы в ДВС, для развития теории горения по-прежнему остается актуальным.

В настоящее время используются три вида моделей процесса сгорания в ДВС. К первому виду относятся модели, описывающие процесс тепловыделения заранее заданной функцией в зависимости от времени или угла ПКВ. Они просты и практичны. Но в них не учитывается влияние давления, температуры и изменения концентраций реагирующих веществ и инертных компонентов на процесс сгорания. При этом диссоциация продуктов сгорания либо не принимается во внимание, либо учитывается коэффициентом использования теплоты или эффективностью сгорания. А потери теплоты на диссоциацию в этом случае задаются пропорционально доле выгоревшего топлива и возрастают в течение процесса сгорания. Примером такой модели является пространственная модель И.И. Вибе [3].

Ко второму виду относятся модели, описывающие процесс сгорания топлива как последовательность промежуточных химических реакций. В зависимости от принятого механизма окисления топлива количество этих реакций выбирается от нескольких десятков (для простых углеводородов) до тысяч [4, 5]. При этом для каждой реакции определяются константы скорости реакции, энергии активации и концентрации реагирующих веществ. Для практической реализации в инженерном расчете моделей этого вида требуются большие вычислительные мощности. А, кроме того, продолжительность такого расчета может достигать сотни часов.

Модели третьего вида основаны на применении общего закона химической кинетики (уравнения Аррениуса), описывают процесс сгорания в общем виде и учитывают основные физические параметры (температура, концентрации топлива и кислорода, энергия активации и др.) [1]. Однако эти модели не учитывают наличие в горючей смеси инертных компонентов (азота, продуктов сгорания и др.), которые оказывают флегматизирующее влияние на процесс сгорания топлива в ДВС.

Рассмотренные виды моделей не учитывают в явном виде временной фактор процесса сгорания, а применяются лишь для определения периода задержки воспламенения и продолжительности сгорания при постоянной скорости реакции или изотермической реакции [6]. Однако реальная скорость сгорания топлива изменяется нелинейно и очень быстро в результате постоянного уменьшения количества молекул топлива и кислорода, увеличения количества молекул инертных компонентов и значительного изменения объема и температуры горючей смеси в тактах сжатия и расширения. Поэтому для уточненного расчета давления и температуры рабочего тела в цилиндре ДВС в любой момент времени (на любой стадии процесса сгорания) необходимо применять временной параметр реакции окисления топлива.

На кафедре «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей» Южно-Уральского государственного университета разработана новая однозонная модель процесса сгорания топлива в ДВС, основанная на уравнениях химической кинетики, которая учитывает диссоциацию диоксида углерода и временной фактор в развитии процесса сгорания.

Новая модель процесса сгорания топлива в ДВС

Основные положения новой модели.

1. Процесс сгорания представлен в виде системы последовательных реакций окисления групп активных молекул топлива, энергия которых превышает условную энергию активации при данной температуре.

2. Окисление активных молекул топлива происходит до образования диоксида углерода и воды без промежуточных реакций.

3. Количество активных молекул топлива в группе определяется количеством молекул топлива в рассматриваемом объеме цилиндра, температурой смеси в каждый момент времени и условной энергией активации.

4. Условная продолжительность окисления активных молекул топлива в группе определяется количеством молекул топлива, кислорода и инертных компонентов в рассматриваемом объеме цилиндра, его величиной и турбулентностью внутри цилиндра.

5. Теплота, образующаяся при окислении активных молекул топлива, определяется через низшую теплоту сгорания и количество этих молекул топлива. Образовавшаяся теплота остается в рассматриваемом объеме цилиндра и расходуется на повышение температуры и давления смеси.

6. Количество молекул всех активных и инертных веществ, участвующих и образующихся в реакции окисления топлива, корректируются на каждом шаге расчета.

7. Величина шага расчета задается исходя из требуемой точности и ожидаемой продолжительности процесса расчета.

Как правило, при равномерном вращении коленчатого вала ДВС роль временного параметра выполняет угол поворота коленчатого вала, измеряемый в град. ПКВ. Но при моделировании процесса сгорания угол поворота также связан с величиной объема сжатия. А его изменение нелинейным образом влияет на температуру в цилиндре и пропорционально – на концентрации реагирующих и инертных веществ и, следовательно, на скорость реакции окисления. В этом случае однозначно определить, от чего происходит изменение скорости сгорания, – в результате изменения температуры, концентраций веществ или с течением времени, не представляется возможным. Поэтому возникает необходимость разделения различных факторов: времени, температуры,

концентраций активных и инертных веществ. Введение временного параметра позволяет осуществить это разделение. Таким параметром в новой модели процесса сгорания топлива в ДВС является условная продолжительность реакции окисления активных молекул топлива, которая определяется в зависимости от количеств молекул всех компонентов горючей смеси и величины объема сжатия.

Условная продолжительность реакции окисления активных молекул топлива определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \tau_y &= \frac{Z_F}{\text{const} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot V \cdot C_F^p \cdot C_{O_2}^q} = \\ &= \frac{V}{\text{const} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot Z_F^{p-1} \cdot Z_{O_2}^q}, \end{aligned}$$

где Z_F – количество молекул топлива в рассматриваемом объеме V цилиндра двигателя; const – константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема; K_1 – коэффициент, учитывающий влияние инертных составляющих рабочего тела и продуктов сгорания; K_2 – коэффициент, учитывающий турбулентность внутри камеры сгорания, $K_2 \geq 1$; $C_F = Z_F/V$ и $C_{O_2} = Z_{O_2}/V$ – концентрации всех молекул топлива Z_F и кислорода Z_{O_2} в объеме V , соответственно; p, q – показатели степени, причем $p + q = n$ – кинетический порядок реакции, $n = 2$.

Для определения коэффициента K_1 принято следующее выражение, полученное на основании анализа зависимости относительной величины периода задержки воспламенения от концентрации кислорода в окислителе [7], представленной на рис. 1:

$$K_1 = 1 - \left(1 - \frac{Z_{O_2}}{Z_{O_2} + Z_{N_2} + Z_{CO_2} + Z_{H_2O} + Z_{CO}} \right)^6,$$

где Z_{N_2} , Z_{CO_2} , Z_{H_2O} и Z_{CO} – количества молекул азота, диоксида углерода, воды и оксида углерода в расчетном объеме V , соответственно.

Коэффициентом K_2 возможно моделирование турбулентного движения горючей смеси в цилиндре, повышающего количество активных соударений молекул реагирующих веществ и сокращающего условную продолжительность реакции окисления активных молекул топлива.

Для определения количества активных молекул топлива, которые прореагируют за время, равное условной продолжительности

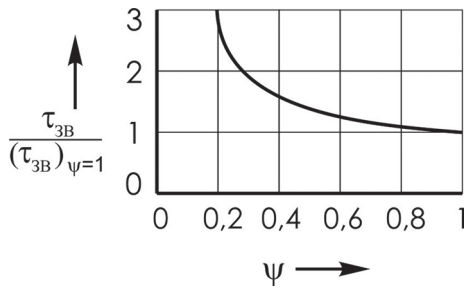


Рис. 1. Зависимость относительной величины периода задержки воспламенения от концентрации кислорода в окислителе [7]

реакции окисления активных молекул топлива, используется известное выражение закона Аррениуса:

$$dZ_F = Z_F \cdot e^{-\frac{E_a}{RT}}, \quad (1)$$

где E_a – энергия активации молекул топлива.

Тогда за шаг расчета $\Delta\varphi$ прореагирует количество молекул, определяемое по выражению:

$$\Delta Z_i = \frac{dZ_F \cdot \Delta\varphi}{\tau_y \cdot 6 \cdot n}.$$

Это количество молекул соответствует массе топлива:

$$\Delta m_{comb} = \Delta Z_i \cdot \mu_F \cdot A_0, \quad (2)$$

где μ_F – молекулярная масса топлива, A_0 – число Авогадро.

При сгорании такого количества топлива (за шаг расчета $\Delta\varphi$) выделится соответствующее количество теплоты:

$$\Delta Q_{comb} = \Delta m_{comb} \cdot \xi \cdot H_u, \quad (3)$$

где ξ – коэффициент эффективности сгорания, H_u – низшая теплота сгорания топлива.

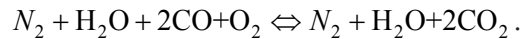
Более подробное описание математической модели представлено в работе В.Г. Камалтдинова [8].

При превышении температуры в зоне горения топлива более 1500–1700 К активизируется процесс диссоциации диоксида углерода и увеличиваются затраты энергии на этот процесс. В результате повышение температуры в зоне горения топлива и, соответственно, скорость сгорания замедляются. Это приводит к задержке роста давления в цилиндре двигателя и снижению индикаторных показателей рабочего цикла. Поэтому для уточненного моделирования процесса сгорания в реальном двигателе разработана модель процесса диссоциации диоксида углерода, позволяющая опре-

делять потери энергии и текущие количества молекул кислорода, оксида и диоксида углерода в цилиндре двигателя.

Модель процесса диссоциации диоксида углерода в ДВС

Процесс диссоциации диоксида углерода схематично представлен в виде обратимой реакции окисления молекул оксида углерода и атомарного кислорода в присутствии молекул азота и воды:



Поскольку в рассматриваемой горючей смеси молекул топлива значительно меньше остальных ее компонентов, влиянием молекул топлива можно пренебречь. Модель процесса диссоциации диоксида углерода, образовавшегося при сгорании топлива в рассматриваемом объеме цилиндра ДВС, включает следующие уравнения:

- кубическое уравнение для определения степени диссоциации при условии квазиравновесного состояния;
- квадратное уравнение для определения константы равновесия реакции диссоциации;
- линейное уравнение для определения количества диссоциировавших молекул диоксида углерода;
- уравнение для определения затрат энергии на процесс диссоциации.

На основании рекомендаций В.В. Померанцева [9] получено следующее кубическое уравнение относительно степени диссоциации диоксида углерода [10]:

$$\alpha^3 + \alpha^2 \frac{2\beta}{1 - K_p^2 p} + \alpha \frac{(-3 - 4\beta)}{1 - K_p^2 p} + \frac{2 + 2\beta}{1 - K_p^2 p} = 0, \quad (4)$$

где α – степень диссоциации диоксида углерода; β – отношение суммы молей азота N_{N_2} и воды N_{H_2O} к числу молей диоксида углерода N_{CO_2} в рабочем теле в начале шага расчета: $\beta = \frac{N_{N_2} + N_{H_2O}}{N_{CO_2}}$, p – давление в цилиндре; K_p – константа равновесия реакции диссоциации.

Положительный действительный корень этого уравнения дает численное значение степени диссоциации.

Для определения константы равновесия использована известная зависимость диссоциации диоксида углерода от температуры [11]:

$$\lg K_p^2 = \frac{29791}{T} + 0,169 \cdot 10^{-3} T - \frac{0,324 \cdot 10^5}{T^2} - 9,495.$$

Затраты энергии на диссоциацию диоксида углерода за шаг расчета определяются по известной зависимости:

$$\Delta Q_d = \Delta Z_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} \cdot A_0 \cdot E_d,$$

где ΔZ_{CO_2} – изменение за шаг расчета количества диссоциировавших молекул; μ_{CO_2} – молекулярная масса; E_d – энергия диссоциации одной молекулы.

Изменение количества распавшихся молекул диоксида углерода равно изменению количества молекул оксида углерода за шаг расчета (от т. 1 до т. 2) и определяется в зависимости от количеств этих молекул и степени диссоциации по следующему выражению:

$$\begin{aligned} \Delta Z_{CO_2} &= \Delta Z_{CO} = Z_{CO,2} - Z_{CO,1} = \\ &= \alpha_2(Z_{CO,2} + Z_{CO,2.2}) - \alpha_1(Z_{CO,1} + Z_{CO,1.1}). \end{aligned}$$

При снижении температуры в зоне горения степень диссоциации уменьшается и изменение количества распавшихся молекул диоксида углерода становится отрицательным. В результате затраты энергии на диссоциацию становятся также отрицательными. Это означает, что процесс идет в обратную сторону, то есть оксид углерода окисляется с выделением теплоты.

Применение разработанных моделей в расчетных исследованиях форсированного транспортного дизеля

При расчете рабочего цикла дизеля предполагается, что все поданное на данный момент дизельное топливо (количество молекул топлива Z_F) занимает только часть текущего объема цилиндра δ и распределяется в нем равномерно. За шаг расчета $\Delta\varphi$ активные молекулы топлива dZ_{F_s} , определяемые по формуле (1) и составляющие массу Δm_{comb} по выражению (2), полностью окисляются с выделением теплоты ΔQ_{comb} по выражению (3), которая расходуется на нагрев рабочего тела в цилиндре.

Часть текущего объема цилиндра δ и закон ее изменения задаются эмпирическими зависимостями, полученными при обработке результатов экспериментальных исследований процессов топливоподачи и смесеобразования в камере постоянного объема со скоростной видеосъемкой динамики развития топливных факелов. Полученные зависимости позволяют задавать закон смесеобразования в виде трапеции со сглаженными углами. Высота, ширина,

углы наклона боковых сторон и радиусы скруглений углов трапеции уточняются сопоставлением индикаторных диаграмм, полученных расчетным путем с использованием этой модели, с экспериментальными на различных режимах работы дизеля.

Расчет рабочего цикла дизеля производится по шагам от точки 1 (начало шага) до точки 2 (конец шага) по известной методике [3]. При этом используется следующее уравнение для определения давления в цилиндре дизеля на каждом шаге расчета [10]:

$$p_2 = \frac{2(\Delta Q_{comb} - \Delta Q_{m.o.} - \Delta Q_d)}{m} + p_1 \left(v_1 \frac{k+1}{k-1} - v_2 \right),$$

$$v_2 = \frac{k+1}{k-1} v_1,$$

где $\Delta Q_{m.o.}$ – теплота, отведенная от рабочего тела за шаг расчета; m – масса рабочего тела в цилиндре; p, v – давление и удельный объем рабочего тела в цилиндре в начале (1) и конце (2) шага расчета; $k = C_p/C_v$ – показатель адиабаты.

Передача тепла через стенки головки цилиндра, поршень и гильзу вычисляется по известному закону Ньютона – Рихмана:

$$\Delta Q_{m.o.} = \frac{\alpha_1 F_1 (T_1 - T_w) \Delta\varphi}{6n},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от рабочего тела в стенки; F_1 и T_w – площадь и температура поверхности объема цилиндра в начале шага расчета; T_1 – температура рабочего тела в начале шага расчета; n – частота вращения коленчатого вала.

Описанные математические модели положены в основу методики и алгоритма инженерной программы расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель», на которую получено Свидетельство о госрегистрации [12]. Возможности этой программы показаны на примере расчетного исследования влияния температуры свежего заряда после охладителя наддувочного воздуха на показатели рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа 6ЧН15/16 производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак».

На рис. 2 приведены результаты расчета рабочего цикла дизеля при различных температурах рабочего тела в начале сжатия T_a . Увеличение этой температуры от 360 до 430 К при неизменных остальных параметрах приводит к существенному ухудшению индикатор-

ных показателей и снижению максимального давления газов в цилиндре дизеля. Наилучшие индикаторные показатели получены при минимальной исследованной температуре $T_a = 360$ К: среднее индикаторное давление цикла $p_i = 2,15$ МПа, удельный индикаторный расход топлива $g_i = 180,7$ г/кВт·ч, индикаторный КПД $\eta_i = 0,469$. Максимальное давление в цилиндре p_{max} составляет 14,98 МПа. Ухудшение индикаторных показателей и снижение максимального давления в цилиндре происхо-

дит в результате уменьшения коэффициента избытка воздуха и изменения закона тепловыделения.

Приведенные на рис. 2 зависимости хорошо согласуются с известными экспериментальными данными о влиянии температуры свежего заряда после охладителя наддувочного воздуха на показатели рабочего цикла форсированного дизеля.

На рис. 3 приведены расчетные графики изменения давления в цилиндре и скорости те-

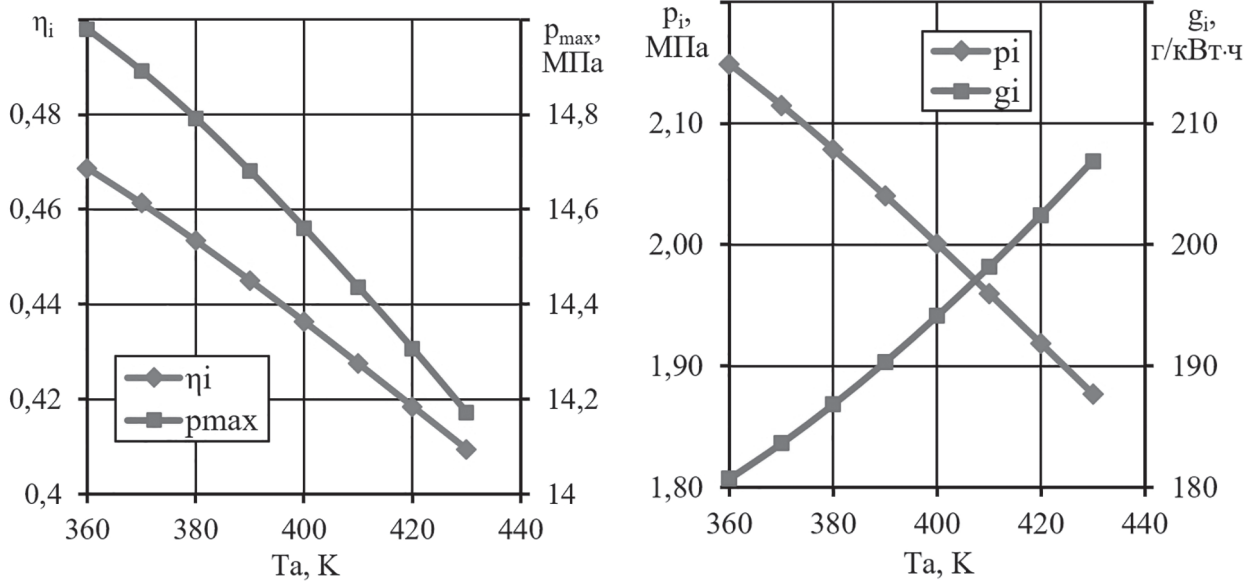


Рис. 2. Зависимость параметров p_{max} , η_i , p_i , g_i от температуры рабочего тела в начале сжатия

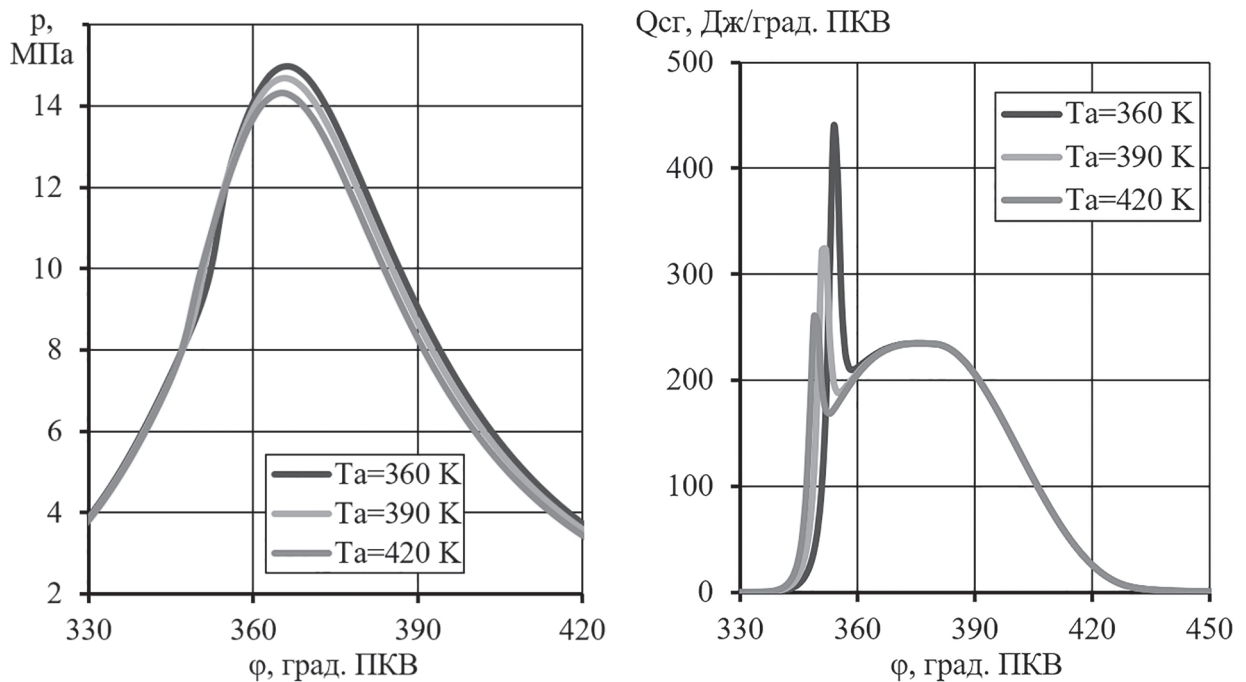


Рис. 3. Графики изменения давления p в цилиндре и скорости тепловыделения Q_{cr} при различных температурах рабочего тела в начале сжатия

пловыделения при различных температурах рабочего тела в начале сжатия T_a . Здесь видно, что чем выше эта температура, тем раньше начинается процесс сгорания и меньше максимальная скорость тепловыделения. При $T_a = 360$ К самый большой период задержки воспламенения, в течение которого подготавливается большее количество топлива. Это приводит к увеличению скорости нарастания давления, повышению максимального давления в цилиндре и улучшению индикаторных показателей рабочего цикла дизеля. Максимальная скорость тепловыделения в основном периоде (второй максимум) практически не изменяется.

Диаграммы давления в цилиндре и законы тепловыделения, полученные расчетом по разработанным моделям, хорошо согласуются с известными экспериментальными данными, полученными при анализе индикаторных диаграмм форсированных дизелей. Это доказывает возможность применения разработанных математических моделей для инженерного расчета рабочего цикла форсированного дизеля.

Таким образом, использование разработанной программы позволяет на стадии проектирования моделировать и планировать рациональный закон смесеобразования для получения эффективного процесса сгорания и наилучших показателей рабочего цикла форсированного дизеля.

Заключение

По результатам выполненной работы можно сделать следующие выводы.

1. Разработаны новая модель процесса сгорания, отличительной особенностью которой является введение нового параметра – условной продолжительности реакции окисления активных молекул топлива, учитывающего фактор времени, и выражение для его определения. Условная продолжительность определяется количеством молекул реагирующих и инертных веществ, величиной занимаемого ими объема и турбулентностью внутри камеры сгорания, а также физико-химическими свойствами топлива.

2. Разработана инженерная программа расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель», в алгоритм которой положена новая модель процесса сгорания. Проведены расчетные исследования влияния температуры свежего заряда после охладителя наддувочного воздуха на показатели рабочего цикла форсированного дизеля.

3. Наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла форсированного дизеля получены при температуре рабочего тела в начале сжатия $T_a = 360$ К, соответствующие максимальному понижению температуры в охладителе наддувочного воздуха.

4. Диаграммы давления в цилиндре форсированного дизеля и законы тепловыделения, полученные расчетом по разработанным моделям, хорошо согласуются с известными экспериментальными данными.

5. Использование разработанной программы расчета рабочего цикла дизеля с заданным законом смесеобразования позволяет на стадии проектирования моделировать и планировать рациональный закон смесеобразования для получения эффективного процесса сгорания и наилучших показателей рабочего цикла форсированного дизеля.

Литература

1. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учеб. пособие для втузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 592 с.
2. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: справочное пособие. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. 222 с.
3. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. М.; Свердловск: Машгиз, 1962. 272 с.
4. Zhaolei Zheng, Mingfa Yao. Numerical study on the chemical reaction kinetics of n-heptane for HCCI combustion process // Fuel. 2006. Vol. 85. Is. 17–18. P. 2605–2615. DOI: 10.1016/j.fuel.2006.05.005.
5. Bhave A., Balthasar M., Kraft M., Mauss F. Analysis of a natural gas fuelled homogeneous charge compression ignition engine with exhaust gas recirculation using a stochastic reactor model // Int. J. Engine Res. 2004. Vol. 5. No. 1. P. 93–103.
6. Франк-Каменецкий Д.А. Диффузия и теплопередача в химической кинетике. 3-е изд., испр. и доп. М.: Наука, 1987. 502 с.
7. Pahl. Beitrage zur Erforschung des Zündproblemens flüssiger Brennstoffe. München. 1927.
8. Камалтдинов В.Г. Новая модель процесса горения топлива в ДВС // Двигателестроение. 2008. № 3 (233). С. 17–20.
9. Померанцев В.В., Арфьев К.М., Ахмедов Д.Б., Рундыгин Ю.А., Корчунов Ю.Н., Шагалова С.Л., Шестаков С.М. Основы практической теории горения: учебное пособие / под ред. В.В. Померанцева. Л.: Энергия, 1973. 263 с.

10. Kamaltdinov V. Combustion process modeling in HCCI engine // SAE Technical Paper. 2011. Vol. 2011-01-1789. 10 pp. DOI: 10.4271/2011-01-1789.
11. Барон Н.М., Пономарева А.М., Равдель А.А., Тимофеева З.Н. Краткий справочник физико-химических величин / под ред. А.А. Равделя и А.М. Пономаревой. 8-е изд., перераб. Л.: Химия. Ленингр. отд-ние, 1983. 232 с.
12. Камалтдинов В.Г., Лысов И.О. Программа расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель»: свидетельство государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017619130, Российская Федерация. Опубликовано 15.08.2017.

References

1. Kavtaradze R.Z. Lokal'nyj teploobmen v porshnevnyh dvigatelyah. Ucheb. posobie dlya vtuzov [Local heat transfer in piston engines: tutorial for colleges]. Moscow. Izd-vo MGTU im. N.EH. Bauman Publ., 2001. 592 p.
2. Kostin A.K., Larionov V.V., Mihajlov L.I. Teplonapryazhennost' dvigatelej vnutrennego sgoraniya: spravocnoe posobie [Thermal stress of internal combustion engines: reference book]. Leningrad. Mashinostroenie. Leningr. otd-nie Publ., 1979. 222 p.
3. Vibe I.I. Novoe o rabochem cikle dvigatelej [New about the working cycle of engines]. Moscow. Sverdlovsk: Mashgiz Publ., 1962. 272 p.
4. Zhaolei Zheng, Mingfa Yao. Numerical study on the chemical reaction kinetics of n-heptane for HCCI combustion process // Fuel. 2006. Vol. 85. Is. 17–18. P. 2605–2615. DOI: 10.1016/j.fuel.2006.05.005.
5. Bhave A., Balthasar M., Kraft M., Mauss F. Analysis of a natural gas fuelled homogeneous charge compression ignition engine with exhaust gas recirculation using a stochastic reactor model // Int. J. Engine Res. 2004. Vol. 5. No. 1. P. 93–103.
6. Frank-Kameneckij D.A. Diffuziya i teploperedacha v himicheskoj kinetike [Diffusion and heat transfer in chemical kinetics]. 3-e izd., ispr. i dop. Moscow. Nauka Publ., 1987. 502 p.
7. Pahl. Beitrage zur Erforschung des Zündproblems flüssiger Brennstoffe. München. 1927.
8. Kamaltdinov V.G. New model of the process of combustion of fuel in ICE. Dvigatelsestroenie. 2008. No 3 (233), pp. 17–20 (in Russ.).
9. Pomerancev V.V., Aref'ev K.M., Ahmedov D.B., Rundygina YU.A., Korchunov YU.N., SHagalova S.L., SHestakov S.M. Osnovy prakticheskoj teorii goreniya. Uchebnoe posobie [Basics of practical theory of combustion: tutorial]. Pod red. V.V. Pomeranceva. Leningrad. ENergiya Publ., 1973. 263 p.
10. Kamaltdinov V. Combustion process modeling in HCCI engine // SAE Technical Paper. 2011. Vol. 2011-01-1789. 10 pp. DOI: 10.4271/2011-01-1789.
11. Baron N.M., Ponomareva A.M., Ravdel' A.A., Timofeeva Z.N. Kratkij spravocchnik fiziko-himicheskikh velichin [Quick reference book of physical and chemical quantities]. Pod red. A.A. Ravdelya i A.M. Ponomarevoj. 8-e izd., pererab. Leningrad. Himiya. Leningr. otd-nie Publ., 1983. 232 p.
12. Kamaltdinov V.G., Lysov I.O. Programma rascheta rabocheho cikla porshnevoho dvigatelya s vosplameneniem ot szhatiya «Dizel'» [Program for calculating the duty cycle of a piston engine with compression ignition "Diesel"]: svidetel'stvo gosudarstvennoj registracii programmy dlya EHVM No 2017619130, Rossijskaya Federaciya. Opublikovano 15.08.2017.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы» при выполнении ПНИ по лоту шифр 2014-14-579-0109 по теме: «Исследование и разработка технических решений по созданию энергоэффективных форсированных дизелей специального назначения для наземных транспортных машин». Соглашение о предоставлении субсидии № 14.577.21.0102, уникальный идентификатор RFMEFI57714X0102.