

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 621.436

Влияние параметров свежего заряда на показатели рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом

В.Г. Камалтдинов, В.А. Марков

Рассмотрены закономерности влияния параметров свежего заряда на показатели дизельных двигателей и HCCI двигателей. Проведено расчетное исследование процесса сгорания и показателей рабочего цикла HCCI двигателя, работающего на смеси природного газа и диметилового эфира.

Ключевые слова: дизельный двигатель, HCCI двигатель, дизельное топливо, природный газ, диметиловый эфир, сгорание.

The principles of charge parameters effect on diesel and HCCI engine characteristics are considered. The calculation research into the combustion process and the working cycle characteristics of a HCCI engine running on natural gas and dimethyl ether mixture is carried out.

Keywords: diesel engine, HCCI engine, diesel fuel, natural gas, dimethyl ether, combustion.

Индикаторные и эффективные показатели двигателей внутреннего сгорания (ДВС) предопределяются термодинамическими параметрами процесса сгорания топлива. Для повышения эффективности рабочего цикла ДВС необходимо реализовывать сгорание топлива с наибольшими давлениями и температурами [1]. При этом на максимальные давление p_z и температуру T_{\max} в камере сгорания (КС) заметное влияние оказывают давление p_k и температура t_k (или T_k — в градусах Кельвина) наддувочного воздуха.



**Камалтдинов
Вячеслав Гилимянович**
кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» (Южно-Уральский Государственный Университет)



**Марков
Владимир Анатольевич**
доктор технических наук, профессор кафедры «Теплофизика» (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

От давления p_k наддувочного воздуха и его температуры t_k (T_k) в значительной степени зависят мощностные показатели и показатели топливной экономичности дизеля, а также показатели токсичности его отработавших газов (ОГ). Увеличение давления наддува p_k существенно повышает плотность воздушного заряда в цилиндрах дизеля, что создает предпосылки к улучшению условий смесеобразования и повышению полноты сгорания топлива. Вместе с тем увеличение цикловой подачи топлива без соответствующих изменений топливной аппаратуры может привести к возрастанию продолжительности процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания, в результате чего полнота сгорания топлива, как правило, снижается. Одновременно увеличивается максимальная температура сгорания T_{max} . Поэтому с повышением уровня форсирования дизелей с неразделенными и полуразделенными камерами сгорания увеличивается эмиссия как оксидов азота NO_x , так и продуктов неполного сгорания топлива — сажи C , монооксида углерода CO , несгоревших углеводородов CH_x . Вследствие указанных выше причин удельный эффективный расход топлива также возрастает (рис. 1, а) [2]. В дизелях с разделенными КС увеличение давления наддувочного воздуха при форсировании, наоборот, может сопровождаться снижением выбросов оксидов азота.

Наряду с давлением p_k на показатели дизелей оказывает влияние и температура наддувочного воздуха T_k , увеличение которой приводит к повышению температуры конца сжатия T_c . При этом ухудшается наполнение цилиндров, снижаются плотность воздушного заряда и коэффициент избытка воздуха α , повышается температура T_{max} . В результате увеличения максимальных температур цикла повышается скорость образования оксидов азота NO_x и их содержание в ОГ дизеля возрастает. Например, при увеличении T_k на 60 К температура конца сжатия повышается на 175 К, а концентрация оксидов азота в ОГ возрастает на 15...20% (рис. 1, б) [2]. В дизелях с разделенными КС зависимость содержания в ОГ оксидов азота от температуры T_k менее выражена.

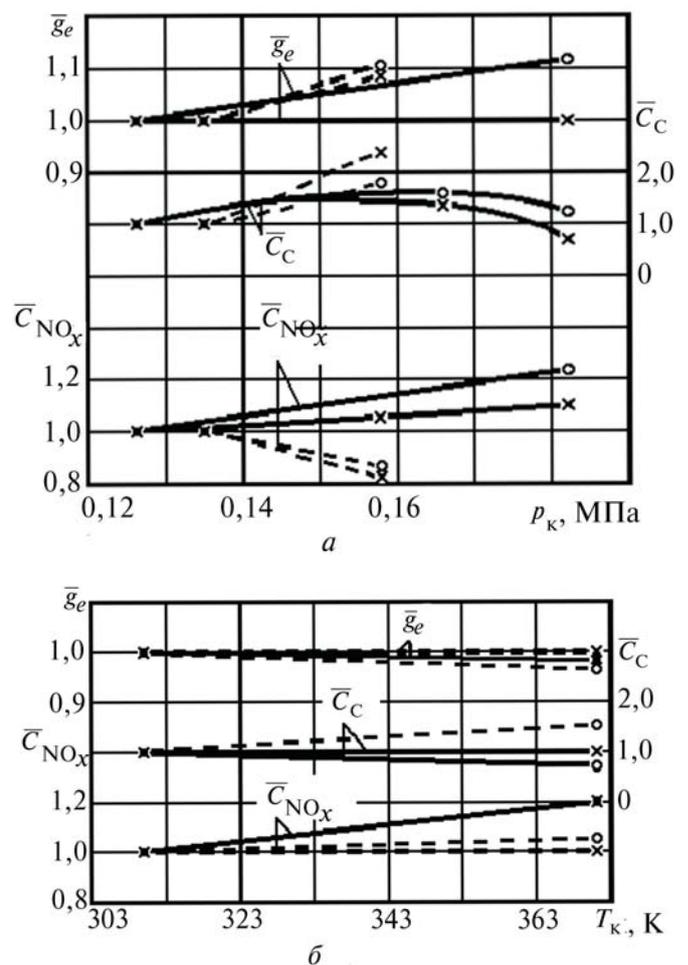


Рис. 1. Зависимость относительных значений удельного эффективного расхода топлива g_e , содержания в ОГ сажи C и оксидов азота C_{NO_x} от давления наддува p_k (а) и температуры наддувочного воздуха T_k (б) для дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива (—) и с предкамерным смесеобразованием (---), работающих на режимах: 1 (°) — с частотой вращения $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ и коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 2,2$; 2 (- x -) — с $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $\alpha = 2,2$

Температура T_k оказывает влияние и на эмиссию продуктов неполного сгорания топлива. С одной стороны, увеличение температур на такте сжатия способствует улучшению испарения топлива и уменьшению образования сажи и CO , а с другой стороны, увеличение максимальных температур сгорания приводит к интенсификации процесса диссоциации диоксида углерода CO_2 с образованием CO и C . В дизелях с непосредственным впрыскиванием топлива эти два фактора взаимно компенсируются и выбросы сажи и CO слабо зависят от

температуры T_k (рис. 2). В дизелях с разделенными КС определяющим является процесс диссоциации углекислого газа. Поэтому выброс сажи с повышением температуры T_k возрастает. Одновременно незначительно ухудшается топливная экономичность дизеля. В целом, следует отметить, что с увеличением уровня форсирования в дизелях без охлаждения наддувочного воздуха повышаются температура T_k , максимальная температура сгорания и эмиссия NO_x .

Значительное улучшение рассмотренных показателей ДВС может быть достигнуто при работе двигателя на гомогенной топливно-воздушной смеси с воспламенением от сжатия, т.е. при реализации рабочего цикла НССИ (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) [3–5]. Поэтому далее рассмотрим влияние давления и температуры наддувочного воздуха на показатели рабочего цикла НССИ двигателя.

Среди научных публикаций, посвященных изучению процесса сгорания топлива в НССИ двигателе, преобладают работы, посвященные моделированию сгорания НССИ двигателей без наддува. Однако значительный интерес представляет исследование влияния термодинамических параметров свежего заряда на показате-

ли рабочего цикла и при применении наддува. В этом случае параметры наддува приравниваются к параметрам свежего заряда на впуске. Практический интерес представляет исследование возможности форсирования НССИ двигателей с сохранением их технических, экономических и экологических преимуществ. При этом необходимо учитывать не только степень повышения давления на впуске, но и потребность в одновременной корректировке температуры свежего заряда и угла запаздывания закрытия впускных клапанов.

Для исследования влияния параметров свежего заряда на показатели рабочего цикла НССИ двигателя с наддувом разработана уточненная методика расчета рабочего цикла [6]. В ее основу положено новое уравнение текущего давления в цилиндре двигателя. По форме оно подобно уравнению проф. И.И. Вибе [7], но учитывает изменение массы рабочего тела и теплоотдачу в стенки цилиндра. В разработанной методике теплообмен внутри цилиндра определялся по закону Ньютона – Рихмана с коэффициентом теплоотдачи по Вошни. Утечки рабочего тела из цилиндра рассчитывались в зависимости от его давления, температуры, частоты вращения коленчатого вала и величины шага расчета. Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровом дизеле 1С15/16 (степень сжатия 8). При этом расчетные кривые давления практически совпадали с экспериментальными индикаторными диаграммами, расчетные температуры цикла соответствовали средним температурам в цилиндре.

В уточненной методике расчета рабочего цикла применяется новая модель процесса сгорания, которая подробно изложена в работах [8–10]. Исследования НССИ процесса сгорания двухкомпонентного топлива — смесь природного газа и диметилового эфира (ДМЭ) — проводились по разработанной программе «Рабочий цикл» методом разделения процесса сгорания на два процесса, протекающих одновременно по законам химической кинетики с различными скоростями в условно отдельных объемах, но с общими давлениями и температурами [11]. Расчетными исследованиями, выполненными по этой программе, установлены закономерно-

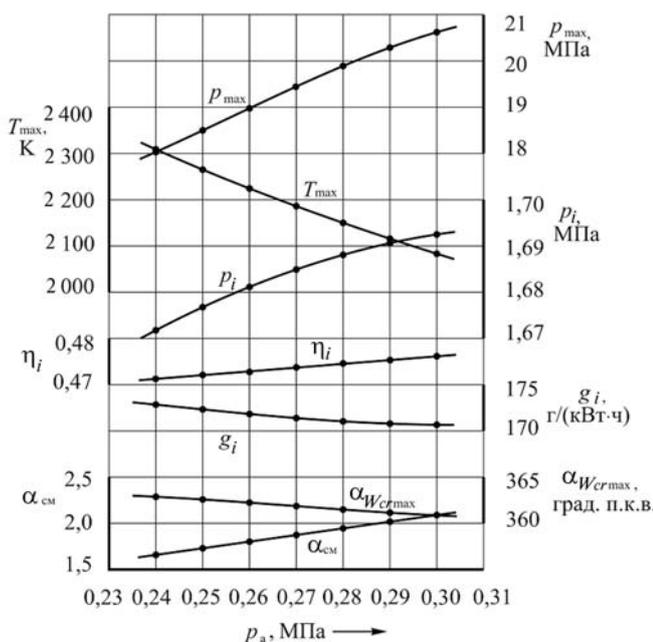


Рис. 2. Зависимость показателей рабочего цикла НССИ двигателя с наддувом от давления начала сжатия

сти влияния состава двухкомпонентного топлива (смеси природного газа и ДМЭ), цикловой подачи ДМЭ, температур в начале сжатия и огневой поверхности цилиндра, а также геометрической степени сжатия и угла закрытия впускных клапанов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла НСЦИ двигателей [12–15].

Как известно при форсировании ДВС с увеличением цикловой подачи топлива необходимо повышать массовое наполнение цилиндра свежим зарядом, которое в основном достигается увеличением давления в начале сжатия. Для НСЦИ двигателей, процесс сгорания которых хорошо отработан при бедных смесях, это особенно актуально. Поэтому исследование влияния термодинамических параметров свежего заряда на показатели рабочего цикла целесообразно начинать с влияния только давления начала сжатия. Для этого на основании анализа результатов предварительных расчетов выбраны параметры, которые обеспечивали требуемый уровень мощности НСЦИ двигателя типа 4ЧН13/15 (183,8 кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$) при ограниченной тепловой и механической нагрузженности. Эти параметры принимались постоянными: геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 14$, угол закрытия впускных клапанов $\varphi_{\text{кл}} = 55$ градусов поворота коленчатого вала после нижней мертвой точки (град. п.к.в. после НМТ), температура в начале сжатия $T_a = 355 \text{ К}$, цикловая подача смесового топлива $m_r = 0,16 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$. Исследованный диапазон величин давления начала сжатия p_a составил 0,24...0,3 МПа. В качестве смесового топлива исследовалась смесь природного газа с ДМЭ, в которой массовая доля ДМЭ $\varphi_{\text{ДМЭ}}$ составляла 0,27.

Расчетными исследованиями установлено, что давление начала сжатия оказывает сложное влияние на параметры рабочего цикла, как через процесс сгорания, так и термодинамику процессов сжатия и расширения. По мере повышения давления начала сжатия p_a коэффициент избытка воздуха по смесовому топливу $\alpha_{\text{см}}$ увеличивается от 1,65 до 2,09 (на 0,44 единицы или 26,7%) (см. рис. 2). Это способствует

замедлению воспламенения и развитию процесса сгорания. Однако, с другой стороны за счет изменения термодинамики процесса сжатия температура в районе верхней мертвой точки (ВМТ) увеличивается на несколько градусов. В результате воспламенение начинается чуть раньше: угол максимальной скорости сгорания $\alpha_{\text{WCF max}}$ уменьшается всего на 2 град. п.к.в. (с 363 град. п.к.в. до 361 град. п.к.в.), но за счет увеличения общей теплоемкости рабочего тела (массы рабочего тела) скорость сгорания изменяется незначительно, а максимальная расчетная температура газа в цилиндре T_{max} снижается на 229 К или 9,9% (с 2312 до 2083 К). Тем не менее, максимальное расчетное давление в цилиндре p_{max} наоборот увеличивается на 2,59 МПа или 14,3% (от 18,06 до 20,65 МПа).

В конечном итоге увеличение давления начала сжатия p_a от 0,24 до 0,3 МПа (на 0,06 МПа или 25%) приводит к незначительному улучшению всех индикаторных показателей. Так среднее индикаторное давление цикла p_i увеличивается на 0,021 МПа или 1,26% — от 1,672 до 1,693 МПа, а индикаторный КПД η_i — всего на 0,0058 или 1,23% — с 0,4707 до 0,4765. В то же время удельный индикаторный расход топлива g_i снижается на 2,1 г/(кВт·ч) или 1,21% — с 173,01 г/(кВт·ч) до 170,91 г/(кВт·ч).

Таким образом, увеличение давления начала сжатия p_a (на 25%) при постоянстве других параметров приводит к незначительному улучшению индикаторных показателей (на 1,21...1,26%), существенному снижению максимальной расчетной температуры газа в цилиндре T_{max} (на 9,9%), существенному увеличению коэффициента избытка воздуха по смесовому топливу $\alpha_{\text{см}}$ (на 26,7%) и росту максимального расчетного давления в цилиндре p_{max} (на 14,3%). В результате увеличивается механическая напряженность, но снижается тепловая напряженность двигателя, следовательно можно ожидать уменьшение выбросов NO_x .

После анализа влияния давления начала сжатия p_a исследовано влияние температуры в начале сжатия T_a на показатели рабочего цикла НСЦИ двигателя. Следует отметить, что

вследствие специфики процессов сжатия воздуха в компрессоре и процессов теплообмена при промежуточном охлаждении наддувочного воздуха, они в данном исследовании не рассматривались, а температура свежего заряда в начале сжатия T_a и другие исходные данные принимались на основании анализа результатов предварительных расчетов, которые показали, что увеличение только давления начала сжатия мало эффективно, а поздний угол закрытия впускных клапанов (55 град. п.к.в. после НМТ) приводит к снижению коэффициента избытка воздуха по смешевому топливу $\alpha_{см}$ ниже требуемого уровня 2,0. Поэтому расчетные исследования проводились при следующих постоянных параметрах: геометрической степени сжатия $\epsilon_r = 14$, давлении начала сжатия $p_a = 0,24$ МПа, цикловой подаче смешевого топлива $m_{см} = 0,16 \cdot 10^{-3}$ кг и др. Угол запаздывания закрытия впускных клапанов $\phi_{кл}$ принимался последовательно 25, 30 и 35 град. п.к.в. после НМТ. Исследованный диапазон температуры в начале сжатия составил от 355 К (начальная) со снижением до 320 К.

В проведенных ранее расчетных исследованиях установлено, что зависимости параметров рабочего цикла от температуры начала сжатия T_a в НССИ двигателе с наддувом имеют те же закономерности, что и в двигателе без наддува, описанные в работе [12]. При снижении температуры начала сжатия T_a от 355 К для всех исследованных углов запаздывания закрытия впускных клапанов $\phi_{кл}$ характерно уменьшение температуры в процессе сжатия и практически линейное увеличение коэффициента избытка воздуха по смешевому топливу $\alpha_{см}$ в среднем на 0,03 единицы на каждые 5 К (рис. 3) Это замедляет воспламенение и развитие процесса сгорания. В результате угол максимальной скорости сгорания $\alpha_{Wcr\ max}$ постепенно увеличивается, а максимальное давление сгорания p_{max} и максимальная расчетная температура газа в цилиндре T_{max} существенно уменьшаются. При снижении температуры T_a до некоторого уровня, зависящего от величины $\phi_{кл}$, воспламенение становится нестабильным: рабочие циклы со сгоранием чередуются с циклами без активного тепловыделения. При температурах ниже этого

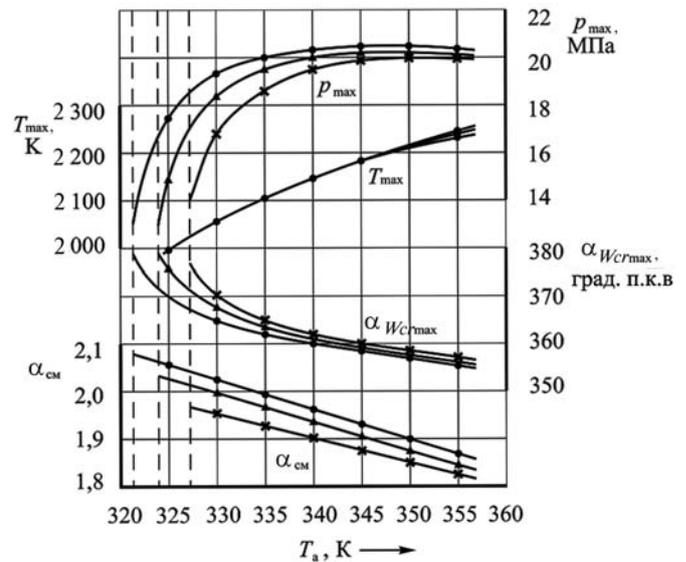


Рис. 3. Зависимость показателей рабочего цикла НССИ двигателя с наддувом от температуры в начале сжатия: пунктиром показаны границы стабильного воспламенения при различных углах запаздывания закрытия впускных клапанов:

- — $\phi_{кл} = 25$ град. п.к.в. после НМТ;
- Δ — $\phi_{кл} = 30$ град. п.к.в. после НМТ;
- \times — $\phi_{кл} = 35$ град. п.к.в. после НМТ
(соответственно T_{a1} , T_{a2} и T_{a3})

уровня воспламенение в цилиндре прекращается. На рис. 3 и 4 видно, что чем раньше закрываются впускные клапаны, тем ниже по температуре граница стабильного воспламенения.

Представленные на рис. 4 зависимости индикаторных показателей рабочего цикла НССИ двигателя с наддувом от температуры в начале сжатия T_a свидетельствуют о том, что по мере снижения температуры T_a от 355 К при всех углах $\phi_{кл}$ сначала все индикаторные показатели рабочего цикла постепенно улучшаются, достигают свои лучшие значения, а затем резко ухудшаются. Причем лучшие индикаторные показатели наблюдаются в рабочих циклах, в которых максимальная скорость сгорания (по тепловыделению) наступает через 5...7 град. п.к.в. после ВМТ (угол максимальной скорости сгорания $\alpha_{Wcr\ max} = 365...367$ град. п.к.в.) (см. рис. 3). Это соответствует величине оптимального угла, полученного ранее при исследованиях влияния геометрической степени сжатия и цикловой по-

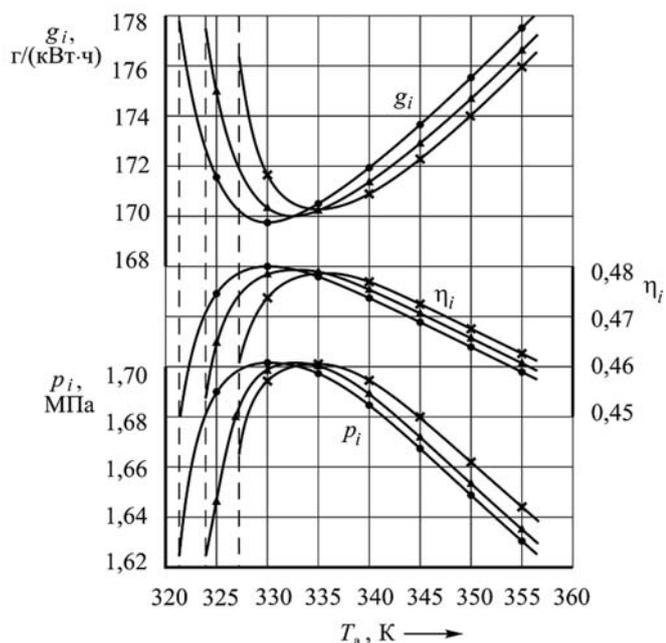


Рис. 4. Зависимость индикаторных показателей рабочего цикла НССИ двигателя с наддувом от температуры в начале сжатия: пунктиром показаны границы стабильного воспламенения при различных углах запаздывания закрытия впускных клапанов:

- — $\varphi_{\text{кл}} = 25$ град. п.к.в. после НМТ;
- Δ — $\varphi_{\text{кл}} = 30$ град. п.к.в. после НМТ;
- \times — $\varphi_{\text{кл}} = 35$ град. п.к.в. после НМТ
(соответственно T_{a1} , T_{a2} и T_{a3})

дачи смесового топлива на показатели рабочего цикла [15].

Наилучшие расчетные индикаторные показатели рабочего цикла получены при температуре $T_a = 330$ К и угле запаздывания закрытия впускных клапанов $\varphi_{\text{кл}} = 25$ град. п.к.в. после НМТ. Они составляют: среднее индикаторное давление цикла $p_i = 1,705$ МПа, удельный индикаторный расход топлива $g_i = 169,7$ г/(кВт·ч) и индикаторный КПД $\eta_i = 0,48$. Максимальное расчетное давление p_{max} на этом режиме достигает 19,38 МПа, а максимальная расчетная температура газа $T_{\text{max}} = 2069$ К при коэффициенте избытка воздуха по смесовому топливу $\alpha_{\text{см}} = 2,02$ и угле максимальной скорости сгорания $\alpha_{\text{wcr max}} = 365$ град. п.к.в. Несколько худшие индикаторные показатели (примерно на 0,25%) имеет рабочий цикл при той же температуре $T_a = 330$ К и угле запаздывания закрытия впускных клапанов $\varphi_{\text{кл}} = 30$ град. п.к.в. по-

сле НМТ. Однако в результате более позднего сгорания ($\alpha_{\text{wcr max}} = 367$ град. п.к.в.) максимальное расчетное давление p_{max} на этом режиме меньше на 0,83 МПа (на 4,3%) и составляет 18,55 МПа при коэффициенте избытка воздуха по смесовому топливу $\alpha_{\text{см}} = 2,0$.

Таким образом, снижение температуры начала сжатия T_a от 355 К всего на 25 К (или 7 %) при постоянстве других параметров позволяет в результате более позднего сгорания (на 10 град. п.к.в.) существенно улучшить индикаторные показатели (примерно на 4,5%) и снизить максимальное расчетное давление в цилиндре p_{max} на ~5,4%, а максимальную расчетную температуру T_{max} — примерно на 7,2%. В результате снижается механическая и тепловая напряженность двигателя, и можно ожидать уменьшения выбросов NO_x .

Выводы

Проведенный анализ результатов расчетных исследований влияния термодинамических параметров свежего заряда НССИ двигателя с наддувом, работающего на смесовом топливе (природном газе с ДМЭ), на показатели его рабочего цикла позволил сделать следующие выводы.

1. Величина давления наддува в большей степени влияет на коэффициент избытка воздуха по смесовому топливу и максимальное расчетное давление в цилиндре, в меньшей — на максимальную расчетную температуру газа в цилиндре, очень слабо — на индикаторные показатели рабочего цикла.

2. Повышение давления начала сжатия от 0,24 до 0,3 МПа (на 25 %) при постоянстве других параметров приводит к существенному увеличению коэффициента избытка воздуха по смесовому топливу от 1,65 до 2,09 (на 26,7%) и значительному снижению максимальной расчетной температуры газа в цилиндре от 2312 до 2083 К (на 9,9%), в результате чего уменьшается тепловая напряженность двигателя, и можно ожидать снижения выбросов оксидов азота. Одновременно существенно увеличивается максимальное расчетное давление в цилиндре от 18,06 до 20,65 МПа (на 14,3%) и связанная с ним механическая напряженность деталей

кривошипно-шатунного механизма. Индикаторные показатели рабочего цикла при этом улучшаются незначительно (всего на 1,21...1,26%).

3. Значение температуры начала сжатия практически прямо пропорционально влияет на коэффициент избытка воздуха по смеси топливу и максимальную расчетную температуру газа в цилиндре. А угол максимальной скорости сгорания, максимальное расчетное давление в цилиндре и индикаторные показатели рабочего цикла имеют явно выраженную нелинейную зависимость от температуры начала сжатия.

4. Для каждого угла запаздывания закрытия впускных клапанов (от 25 до 35 град. п.к.в. после НМТ) существует своя температура начала сжатия (от 330 до 335 К, соответственно), при которой достигаются наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла.

5. Получение наилучших индикаторных показателей однозначно связано с достижением своевременного тепловыделения, когда угол максимальной скорости сгорания составляет около 365 град. п.к.в.

6. Снижение температуры начала сжатия от 355 К всего на 25 К (или 7%) при постоянстве других параметров позволяет в результате достижения своевременного тепловыделения улучшить индикаторные показатели примерно на 4,5% и снизить максимальное расчетное давление в цилиндре примерно на 5,4%, а максимальную расчетную температуру — примерно на 7,2%. Следовательно можно прогнозировать уменьшение механической и тепловой напряженности двигателя, а также выбросов оксидов азота.

Представленная работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009—2013 гг.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
2. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
3. Yao M., Chen Z., Zheng Z. et al. Effect of EGR on HCCI Combustion Fuelled with Dimethyl Ether (DME) and Methanol Dual-Fuels // SAE Technical Paper Series. 2005. N 2005-01-3730. P. 1-8.
4. Aceves S.M., Flowers D., Martinez-Frias J. et al. HCCI Combustion: Analysis and Experiments // SAE Technical Paper Series. 2001. N 2001-01-2077. P. 1-10.
5. Chen Z., Konno M., Oguma M. et al. Experimental Study of CI Natural-Gas / DME Homogeneous Charge Engine // SAE Technical Paper Series. 2000. N 2000-01-0329. P. 1-10.
6. Камалтдинов В.Г. Уточненная методика расчета параметров рабочего тела на пусковых режимах дизеля // Двигателестроение. 2008. № 2. С. 31-34.
7. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания. Конспект лекций. Челябинск: ЧПИ, 1974. 251 с.
8. Камалтдинов В.Г. Новая модель процесса горения топлива в ДВС // Двигателестроение. 2008. № 3. С. 17-20.
9. Камалтдинов В.Г., Драгунов Г.Д., Марков В.А. Методика расчета процесса сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия при нестационарном тепло- и массообмене // Сб. науч. тр. международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. С. 226-230.
10. Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В., Теребов А.С. Моделирование процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания с воспламенением гомогенного заряда от сжатия // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2007. Вып. 10. № 25. С. 44-47.
11. Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В. Влияние состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания в двигателе с объемным самовоспламенением от сжатия // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2008. Вып. 12. № 23. С. 46-53.
12. Камалтдинов В.Г., Никифоров С.С. Управление рабочим процессом в HCCI двигателе // Двигателестроение. 2010. № 3. С. 3-9.
13. Камалтдинов В.Г., Марков В.А. Расчетное исследование процесса сгорания и показателей рабочего цикла HCCI двигателя, работающего на смеси природного газа и диметилового эфира // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2010. № 6. С. 8-15.
14. Камалтдинов В.Г., Марков В.А. Влияние температуры огневой поверхности цилиндра на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя // Грузовик. 2010. № 12. С. 38-47.
15. Камалтдинов В.Г., Марков В.А. Влияние геометрической степени сжатия и угла закрытия впускных клапанов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла HCCI двигателя с наддувом // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2011. № 2 (56). С. 9-16.

Статья поступила в редакцию 12.04.2011 г.