

УПРАВЛЕНИЕ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ В НССИ ДВИГАТЕЛЕ

*В.Г. Камалтдинов, к.т.н., С.С. Никифоров, к.т.н.
Южно-Уральский государственный университет*

С использованием новой модели горения топлива выполнено расчетное исследование рабочего процесса НССИ двигателя, работающего на смеси природного газа и диметилового эфира. Определены оптимальные параметры рабочего тела в начале сжатия, при которых достигаются наилучшие показатели рабочего цикла. Показано, что отклонение температуры рабочего тела в начале сжатия от оптимального значения существенно влияет на качество рабочего процесса. Оптимальное значение температуры в начале сжатия предложено поддерживать за счет уменьшения цикловой подачи диметилового эфира. Предложенный способ управления обеспечивает поддержание требуемой мощности, но с незначительным ухудшением индикаторных показателей.

Актуальность исследований НССИ двигателей

Основной целью научных исследований в области развития двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является улучшение топливной экономичности и снижение выбросов в атмосферу вредных веществ, в том числе оксидов азота и твердых частиц. Достижение этой цели возможно в двигателе с объемным самовоспламенением гомогенного заряда от сжатия — Homogeneous Charge Compression Ignition (НССИ процесс), который признан перспективным направлением развития тепловых двигателей [1, 2]. Поэтому в последнее время все большее внимание уделяется изучению и моделированию НССИ процесса, а количество публикаций с результатами исследований НССИ двигателей в последние годы стремительно растет.

Предполагается, что в двигателях с НССИ процессом горение гомогенной смеси позволит исключить образование твердых частиц, а высокая степень сжатия, отсутствие дросселирования на впуске, объемное самовоспламенение смеси от сжатия во всем объеме цилиндра позволит получить высокий КПД, сравнимый с дизелями [1]. В то же время низкотемпературное сгорание позволит снизить выбросы в атмосферу оксидов азота [3]. В результате отпадет необходимость применения (в отличие от дизеля) специальных сложных и дорогостоящих систем очистки отработавших газов. К основным преимуществам

НССИ процесса относят также пониженную температуру отработавших газов, возможность использования различных видов топлив (жидкого и газообразного) [4], применяемых сортов бензинов, включая топливо Е85 на базе этанола [5], и многокомпонентных смесей топлив, а также возможность использования апробированных технологий, таких как система непосредственного впрыска бензина и механизм регулирования фаз газораспределения [5].

Вместе с тем на данном уровне развития НССИ двигателей по сравнению с дизелями имеются недостатки, сдерживающие их широкое применение, а именно: повышенная склонность к образованию токсичных компонентов СО и СН, более высокие максимальные скорости тепловыделения и нарастания давления в цилиндре, а также сложность запуска двигателя и его управления на неустановившихся режимах [1].

Самой трудной задачей в НССИ двигателях является управление процессом сгорания с целью обеспечения его максимальной эффективности на любом режиме работы двигателя, которая в основном сводится к реализации различных способов и технологий управления моментом самовоспламенения и продолжительностью сгорания. Из результатов экспериментальных и расчетных исследований известно, что момент воспламенения в значительной степени определяется и, соответственно, задается физико-химическими свойствами компонента смеси топлива, применяемого в качестве запального, температурой и составом смеси на впуске, а также динамикой роста температуры топливно-воздушной смеси в процессе сжатия. Регулировать температуру на впуске можно степенью подогрева во впускном коллекторе, с помощью рециркуляции отработавших газов и другими способами (например: фазами газораспределения, переменной степенью сжатия и др.). Продолжительность сгорания определяется количеством основного топлива, его физико-химическими свойствами и количеством продуктов сгорания в начальной топливно-воздушной смеси. В реальных условиях эксплуатации на неустановившихся режимах работы мгновенно изменить температуру свежего заряда, условия сжатия или свойства топлива не представляется возможным. В то же время регулирование состава

смесевое топливо в заданных условиях осуществлять не сложно.

Из всего многообразия топлив, применяемых при исследованиях в НССИ двигателях (метана, пропана, бутана, различных бензинов, диметилового эфира (ДМЭ), дизельного топлива и других), наиболее перспективным представляется смесевое топливо, состоящее из относительно дешевого природного газа (99 % метан и 1 % примеси), природные запасы которого наибольшие из углеводородов, и ДМЭ, который можно производить из растительного сырья. В этом составе метан используется как основной носитель энергии, а ДМЭ предназначен для облегчения самовоспламенения в силу своих физических свойств, определяемых наличием кислорода в молекуле ДМЭ. Основные физико-химические параметры этих топлив (молекулярная масса μ , молярная теплоемкость при постоянном давлении в зависимости от температуры $\mu C_p(T)$, низшая теплотворная способность H_u и соотношение углерода С, водорода Н и кислорода О в составе молекул), используемые в теплофизических расчетах, приведены в таблице.

Физико-химические параметры компонентов топлива

Компонент топлива	μ , г/моль	$\mu C_p(T)$ [6], Дж/(моль К)	H_u , кДж/кг	С/Н/О
Диметиловый эфир	46,069	16,18 + + 183,9 · T · 10 ⁻³ – – 58,7 · T ² · 10 ⁻⁶	28875	0,5214/ 0,1313/ 0,3473
Метан	16,043	14,32 + + 74,66 · T · 10 ⁻³ – – 17,43 · T ² · 10 ⁻⁶	50065	0,7487/ 0,2513/ 0

Обычно природный газ подается в газообразном состоянии непрерывно при низком давлении и его количество регулируется с помощью специальных редукторов и клапанов. Такая система инерционна и не может обеспечить мгновенное изменение количества подаваемого на впуске газа. ДМЭ подается периодически в жидком состоянии форсункой под относительно высоким давлением. Величина его подачи определяется давлением и продолжительностью впрыска. При электронном управлении форсункой, как в автомобильной системе впрыска бензина, можно оперативно изменять цикловую подачу запального топлива и, соответственно, состав смесевое топлива.

Цель и задачи исследования

Целью данного исследования являлось обоснование возможности оперативного управления НССИ процессом применительно к двигателю, конвертированному из дизеля 4С13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и работающему на смесевом топливе (природном газе с ДМЭ), через измене-

ние цикловой подачи запального топлива. Для достижения этой цели решались задача определения влияния температуры свежего заряда на впуске и величины цикловой подачи ДМЭ на момент воспламенения, максимальные давление и температуру в цилиндре, а также индикаторные показатели рабочего цикла.

Методика исследования

Исследование проводилось с использованием однозональной модели горения топлива [7, 8], разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета.

При моделировании сгорания двухкомпонентного топлива в НССИ двигателе выгорание каждого из компонентов определяется независимо по законам химической кинетики с различными скоростями в условно отдельных объемах, но с общими давлением и температурой [9].

Модель учитывает влияние на процесс сгорания основных физико-химических свойств компонентов топливно-воздушной смеси (метана, ДМЭ, кислорода, азота, аргона, оксида и диоксида углерода, воды), тепловыделения, теплообмена со стенками цилиндра, утечек рабочего тела [10] и изменение молекулярного состава. Особое место в модели занимает определение степени диссоциации диоксида углерода и расхода энергии на этот процесс в зависимости от температуры, давления и концентраций инертных веществ, а также определение возврата энергии при обратной реакции [7]. Основываясь на этой модели, разработаны методика и программа расчета рабочего цикла НССИ двигателя [11].

Адекватность методики проверена путем сравнения результатов расчетов с экспериментальными данными, полученными при исследованиях двигателя производства «Yanmar Co. Ltd» (диаметр цилиндра — 92 мм, ход поршня — 96 мм, степень сжатия — 17,7) при постоянной частоте вращения коленчатого вала 960 об/мин и различном составе двухкомпонентного топлива [12], на которые ориентируются при верификации расчетных моделей многие авторы [13–15 и др.]. Расчетные кривые давления по разработанной методике удовлетворительно согласовались с экспериментальными данными, как по углу начала сгорания, так и по величине и скорости нарастания давления в исследованном диапазоне изменения коэффициентов избытка воздуха ДМЭ и природного газа ($\alpha_{\text{ДМЭ}} = 6,5–15,5$ и $\alpha_{\text{ПГ}} = 4–7,1$) [9].

При анализе влияния состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания установлено, что присутствие метана снижает способность к самовоспламенению ДМЭ [9]. Флегматизирующее влияние метана описано графической зависимостью начальной условной энергии активации

ДМЭ ($E_{ан}$ ДМЭ) от массовой доли ДМЭ ($\phi_{дмэ}$) в смесевом топливе (рис. 1). Применение этой зависимости в разработанной методике и программном продукте «HCCI combustion» позволяет производить поисковые исследования рабочего цикла HCCI двигателей при работе на двухкомпонентном топливе, состоящем из ДМЭ и природного газа.

Расчетные исследования проводились для частоты вращения коленчатого вала $n = 2100$ об/мин, соответствующей номинальной мощности дизеля 4С13/15 и значениях рабочих параметров: степень сжатия 16, угол закрытия впускного клапана 35 град ПКВ после НМТ, давление начала сжатия 0,098 МПа, температура в начале сжатия 330–390 К, средняя температура стенок цилиндра 430 К, цикловая подача природного газа $4,38 \cdot 10^{-5}$ кг, цикловая подача ДМЭ $1,6–2,2 \cdot 10^{-5}$ кг, что соответствует массовой доле ДМЭ в смесевом топливе $\phi_{дмэ} = 0,268–0,334$. При изменении температуры на впуске коэффициенты избытка воздуха автоматически менялись в диапазоне: для ДМЭ $\alpha_{дмэ} = 8,4–12,3$; для природного газа $\alpha_{пг} = 2,2–2,5$; для смесевое топлива $\alpha_{см} = 1,76–2,04$. Указанный диапазон состава смесевое топлива принят на основании анализа экспериментальных данных [12], в которых определен максимальный коэффициент избытка воздуха ДМЭ ($\alpha_{дмэ} < 15,5$) из условия обеспечения самовоспламенения смесевое топлива и минимальный коэффициент избытка воздуха природного газа ($\alpha_{пг} > 2,2$) из условия возникновения детонационного сгорания. С учетом более низкой степени сжатия (16 по сравнению с 17,7) и повышенной частоты вращения коленчатого вала (2100 об/мин по сравнению с 960 об/мин) принятый диапазон температуры в начале сжатия согласуется с параметрами в экспериментах [12].

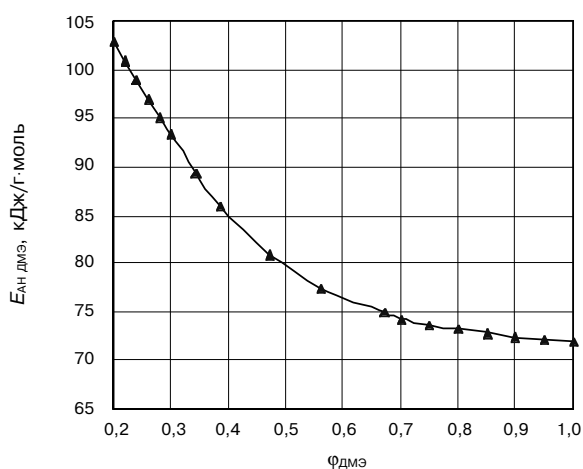


Рис. 1. Зависимость величины условной начальной энергии активации ДМЭ от массовой доли ДМЭ в смесевом топливе

Влияние температуры свежего заряда на впуске на показатели рабочего цикла

Исследования выполнялись при условии постоянства суммарной цикловой подачи смесевое топлива $6,0 \cdot 10^{-5}$ кг и цикловой подачи ДМЭ $1,62 \cdot 10^{-5}$ кг, что соответствует массовой доле ДМЭ в смесевом топливе $\phi_{дмэ} = 0,27$. В результате установлено, что температура свежего заряда влияет как на момент воспламенения, так и на характер протекания процесса сгорания, что предопределяет закон изменения давления и температуры в цилиндре, их максимальные значения и индикаторные показатели рабочего цикла. Так, на границе стабильного самовоспламенения при температуре в начале сжатия 343 К воспламенение начинается вблизи ВМТ, но основное тепловыделение происходит значительно позднее — в районе 380–381 град ПКВ (рис. 2). При снижении температуры всего на 1 К появляются пропуски вспышек: рабочие циклы со сгоранием чередуются с циклами без активного тепловыделения. Этот реально возможный физический эффект удалось воспроизвести расчетом через учет изменения количества кислорода, которое появляется вследствие дополнительного поступления в цилиндр с остаточными газами неиспользованного кислорода от предыдущего цикла без активного тепловыделения. В результате этого общее количество молекул кислорода в очередном цикле увеличивается на столько, что обеспечивается сгорание хотя бы на линии расширения. В следующем цикле при малом количестве кислорода в остаточных газах топливо практически не горит. Дальнейшее снижение температуры приводит к прекращению воспламенения.

По мере повышения температуры в начале сжатия свыше 345 К облегчается воспламенение ДМЭ и интенсифицируется процесс сгорания. В результате максимальная скорость сгорания

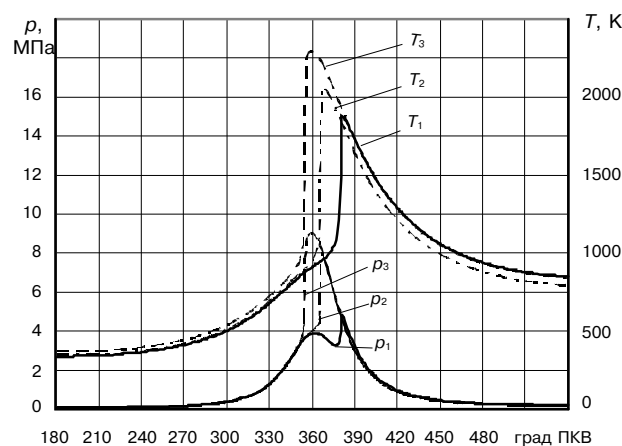


Рис. 2. Результаты расчета рабочего цикла при различных температурах в начале сжатия: 1 — $T_a = 343$ К, $\phi_{дмэ} = 0,27$; 2 — $T_a = 350$ К, $\phi_{дмэ} = 0,27$; 3 — $T_a = 374$ К, $\phi_{дмэ} = 0,33$

увеличивается, и фаза активного тепловыделения начинается раньше. Одновременно увеличиваются максимальные давление p_{\max} и температура газа в цилиндре T_{\max} . При температуре в начале сжатия 360 К максимальное тепловыделение происходит в ВМТ. Дальнейшее повышение температуры до 380 К приводит ко все более раннему сгоранию и увеличению p_{\max} и T_{\max} (рис. 3). Здесь видно, что угол, соответствующий максимальной скорости сгорания $\alpha_{\text{исг max}}$, постоянно уменьшается. При температуре $T_a > 365$ К практически все смесевое топливо успевает сгореть до ВМТ.

Максимальная температура газа в цилиндре при температуре в начале сжатия более 350 К растет почти линейно: ее рост составляет почти 6,5 К на каждый градус прироста температуры в начале сжатия. Максимальное давление сгорания изменяется не столь существенно: по мере повышения температуры в начале сжатия p_{\max} асимптотически приближается к уровню 8,78 МПа (при $T_a = 375$ К) с последующим незначительным снижением вследствие увеличения потерь из-за слишком раннего воспламенения топлива.

Здесь следует отметить, что при повышении температуры в начале сжатия и сохранении цикловых подач обоих топлив расчетные коэффициенты избытка воздуха по каждому из топлив и смесевому топливу автоматически уменьшались (рис. 3). Общее снижение $\alpha_{\text{см}}$ в диапазоне T_a от 343 К до 380 К составило 9,8 %. Однако, несмотря на снижение суммарного коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{см}}$ от 2,04 при $T_a = 343$ К до минимального значения 1,83 при $T_a = 380$ К, полнота выгорания топлива (по тепловыделению) не только не уменьшилась, но и увеличилась с 0,924 до 0,975, то есть на 5,5 %.

Анализ результатов расчетов показал, что наилучшие показатели по индикаторному КПД η_i , среднему индикаторному давлению p_i и индикаторному расходу топлива g_i достигаются в рабочих циклах с температурой начала сжатия около 350 К (рис. 4). При этом максимальная скорость сгорания (по тепловыделению) наступает через 7 град ПКВ после ВМТ (угол, соответствующий максимальной скорости сгорания $\alpha_{\text{исг max}} = 367$ град ПКВ) (см. рис. 2). Максимальное давление в цилиндре p_{\max} на этом режиме составляет 8,06 МПа, а максимальная температура газа $T_{\max} = 2066$ К (рис. 3).

При повышении температуры в начале сжатия от 350 К до 380 К, несмотря на более раннее сгорание топлива ($\alpha_{\text{исг max}}$ приближается к ВМТ), которое, как правило, приводит к улучшению параметров дизеля, индикаторные показатели (η_i , p_i и g_i) НССИ двигателя ухудшаются на ~5,4 %. Это объясняется изменением составляющих те-

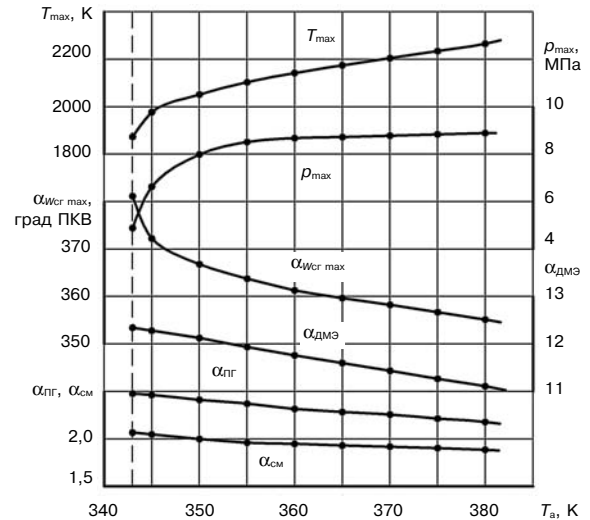


Рис. 3. Влияние температуры свежего заряда на впуске на состав рабочего тела и показатели процесса сгорания: — граница стабильного воспламенения

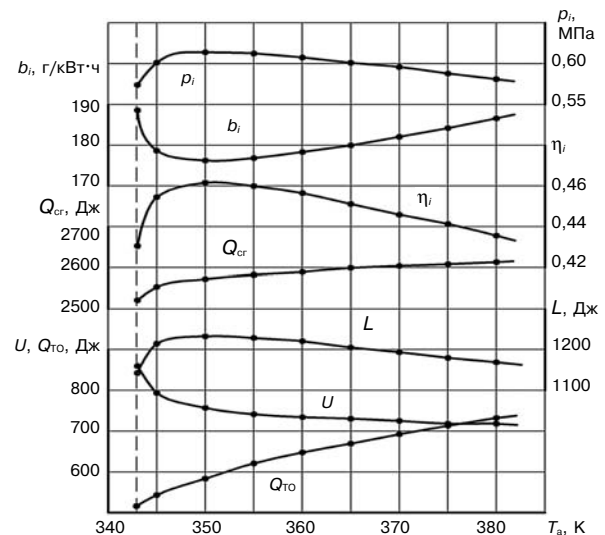


Рис. 4. Влияние температуры свежего заряда на впуске на индикаторные показатели рабочего цикла и составляющие теплового баланса: — граница стабильного воспламенения

плового баланса в конце такта расширения (рис. 4). При малой продолжительности сгорания (5–10 град ПКВ) и более раннем воспламенении теплоотдача в стенки цилиндра $Q_{\text{то}}$ существенно увеличивается (на 139 Дж или на 23,5 %). Это происходит за счет большей продолжительности и интенсивности процесса отдачи теплоты от рабочего тела при более высоких максимальных температурах в цилиндре (на 194 К или на 9,4 %). В результате внутренняя энергия газов в конце такта расширения U и индикаторная работа цикла L снижаются на 39 Дж (5,1 %) и 67 Дж (5,5 %) соответственно. Следовательно, для НССИ двигателя предпочтительно так организовать рабочий процесс, чтобы максимальная скорость сгорания дости-

галась после ВМТ и основная фаза сгорания протекала менее интенсивно, но так, чтобы не было заметного уменьшения полноты сгорания топлива.

При снижении температуры в начале сжатия от 350 К (режим с наилучшими индикаторными показателями) индикаторные показатели рабочего цикла сначала ухудшаются незначительно: при $T_a = 345$ К — всего на 1,4 % (см. рис. 4). Но дальнейшее снижение T_a всего на 2 К приводит к резкому их падению на 6,5 % от наилучших показателей в результате слишком позднего тепловыделения. Частично это происходит в результате снижения количества выделившейся при сгорании теплоты $Q_{сг}$ на 55 Дж (2,1 %) при одновременном уменьшении теплоотдачи в стенку цилиндра $Q_{то}$ на 79,8 Дж (13,5 %). Но в основном — вследствие перераспределения энергии между затраченной на выполнение индикаторной работы цикла и внутренней энергией газов в конце такта расширения: L уменьшается на 79 Дж (6,4 %), в то же время U увеличивается на 103,9 Дж (13,7 %). Максимальное давление в цилиндре p_{max} и максимальная температура газа T_{max} имеют аналогичную зависимость от температуры в начале сжатия, что и индикаторные показатели (см. рис. 3). В указанном диапазоне температур T_a (от 350 К до 343 К) p_{max} уменьшается на 3,15 МПа (39,1 %), а T_{max} — на 188 К (9,1 %).

Проведенный анализ результатов расчетных исследований рабочего цикла НССИ двигателя, работающего на смесевом топливе (природном газе с ДМЭ) показал, что индикаторные показатели и другие параметры рабочего цикла в рабочем диапазоне параметров топливовоздушной смеси решающим образом зависят от температуры рабочего тела в начале такта сжатия. Так, наилучшие расчетные показатели НССИ двигателя размерностью 13/15 при степени сжатия 16, постоянной частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин и суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{см} = 2,0$ достигаются в рабочих циклах с температурой начала сжатия около 350 К: индикаторной КПД $\eta_i = 0,462$, среднее индикаторное давление $p_i = 0,615$ МПа и индикаторный расход топлива $b_i = 176,3$ г/(кВт·ч). При уменьшении и увеличении температуры в начале сжатия проявляются различные причины ухудшения индикаторных показателей. Если при повышенных температурах увеличивается отрицательная работа сжатия, то при пониженных уменьшается положительная работа расширения.

Влияние величины цикловой подачи ДМЭ на показатели рабочего цикла НССИ двигателя

Вследствие динамичности процессов, происходящих при реальной работе любого ДВС, температура рабочего тела в начале сжатия T_a может изменяться на некоторую величину. В отличие

от дизелей в НССИ двигателях, как показано выше, это приводит к существенному изменению момента воспламенения и показателей рабочего цикла. Поэтому для поддержания мощности НССИ двигателя на заданном уровне при отклонении температуры на впуске была исследована возможность управления процессом сгорания за счет регулирования цикловой подачи ДМЭ. Основным условием при расчетных исследованиях для компенсации отклонения температуры T_a от оптимального значения было сохранение среднего индикаторного давления p_i на заданном уровне 0,615 МПа.

Исследования проводились при температурах в начале сжатия в диапазоне от 330 до 380 К и условии постоянства цикловой подачи природного газа $4,38 \cdot 10^{-5}$ кг. Цикловая подача ДМЭ изменялась ступенчато от $1,62 \cdot 10^{-5}$ кг до $2,16 \cdot 10^{-5}$ кг в соответствии с изменением массовой доли ДМЭ в смесевом топливе через 0,01 ($\phi_{дмэ} = 0,27-0,33$). В качестве исходного принимался режим с наилучшими индикаторными показателями рабочего цикла в предыдущих расчетах, полученный при температуре начала сжатия 350 К (см. рис. 2).

Расчетными исследованиями установлено, что для поддержания среднего индикаторного давления p_i на заданном уровне при отклонении температуры в начале сжатия от оптимального значения (причем как в сторону увеличения, так и снижения) достаточно увеличить цикловую подачу ДМЭ. Заметим, что при понижении температуры на каждый градус приходится подавать большее количество ДМЭ, чем при ее повышении (рис. 5). Коэффициент избытка воздуха по ДМЭ $\alpha_{дмэ}$ в исследованном интервале цикловых подач уменьшается с 12,1 до 8,45. В результате изменения массового наполнения свежим зарядом (различной плотности) коэффициент избытка воздуха по природному газу $\alpha_{пг}$ соответственно изменяется в диапазоне от 2,23 до 2,5.

Полученные в результате этого индикаторные диаграммы существенно отличаются по форме. Если при пониженных температурах основное тепловыделение происходит все-таки поздно: на линии расширения, то при повышенных T_a основное тепловыделение происходит вблизи ВМТ и частично на линии сжатия (см. рис. 2).

В первом случае при снижении температуры максимальные давление и температура в цилиндре получаются меньше, чем на исходном режиме. При понижении температуры в начале сжатия на 15 К (до 335 К) увеличение цикловой подачи ДМЭ на $0,54 \cdot 10^{-5}$ кг (33,2 %) обеспечивает стабильное воспламенение и сгорание, снижение максимального давления до 5,34 МПа (на 33,7 %) и температуры цикла до 1922 К (на 7 %). Сум-

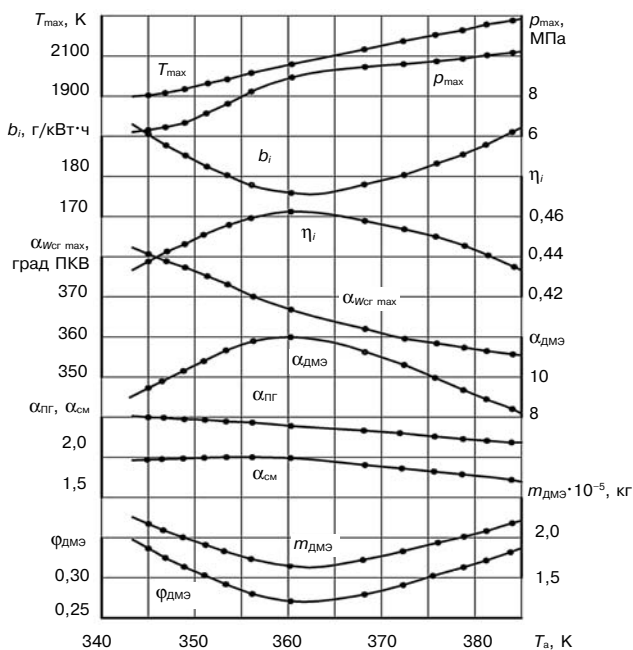


Рис. 5. Изменение показателей рабочего цикла от температуры в начале сжатия для обеспечения p_i на уровне 0,615 МПа

марная цикловая подача смесового топлива при этом увеличивается с $6,04 \cdot 10^{-5}$ кг до $6,54 \cdot 10^{-5}$ кг (на 8,2 %), суммарный коэффициент избытка воздуха смеси топлив $\alpha_{см}$ уменьшается с 2,0 до 1,98, а тепловая и механическая напряженность рабочего цикла в целом существенно снижается.

Во втором случае по мере повышения температуры в начале сжатия T_a до 374 К (на 24 К) воспламенение наступает все раньше, максимальные давление и температура в цилиндре увеличиваются до 9,06 МПа (на 12,4 %) и до 2296 К (на 11,1 %) соответственно. Максимальная скорость тепловыделения также увеличивается, и повышается вероятность детонационного сгорания. В результате тепловая и механическая напряженность рабочего цикла существенно возрастает. При этом индикаторные показатели ухудшаются менее интенсивно, например: при увеличении T_a до 365 К (на 15 К) индикаторный КПД уменьшается всего до 0,45, то есть на 2,6 %, тогда как при снижении T_a на те же 15 К уменьшение составляет около 5 %. Суммарная цикловая подача смесового топлива при этом увеличивается с $6,04 \cdot 10^{-5}$ кг до $6,26 \cdot 10^{-5}$ кг (на 3,6 %), суммарный коэффициент избытка воздуха смеси топлив $\alpha_{см}$ уменьшается с 2,0 до 1,86.

Проведенный анализ результатов расчетных исследований рабочего цикла НСЦИ двигателя показал, что для поддержания среднего индикаторного давления на заданном уровне, соответствующем наилучшим показателям рабочего цикла, отклонение температуры в начале сжатия можно оперативно компенсировать увеличением

цикловой подачи ДМЭ. Допустимое снижение температуры с точки зрения ограничения роста цикловой подачи ДМЭ до $6,16 \cdot 10^{-5}$ кг (на 33,2 %) составляет ~15 К. Допустимое превышение температуры при том же условии составляет ~24 К. В результате увеличения цикловой подачи ДМЭ его массовая доля в смесовом топливе увеличивается с 0,27 до 0,33. В указанном диапазоне разбросов температур индикаторный КПД снижается до уровня 0,44 (на ~5,5 %).

Заключение

На основании выполненных расчетных исследований можно сделать следующие выводы:

- > наилучшие расчетные показатели НСЦИ двигателя размерностью ЧН13/15 при степени сжатия 16, частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин и суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{см} = 2,0$ достигаются в рабочих циклах с оптимальной температурой начала сжатия около 350 К и составляют: индикаторный КПД $\eta_i = 0,462$, среднее индикаторное давление $p_i = 0,615$ МПа и индикаторный расход топлива $b_i = 176,3$ г/(кВт·ч);

- > отклонение температуры в начале сжатия от 350 К как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения на величину более 15–20 К крайне нежелательно, поскольку приводит к заметному ухудшению индикаторных показателей процесса НСЦИ;

- > наилучшим способом для подтверждения оптимальных показателей двигателя с НСЦИ процессом является изменение цикловой подачи ДМЭ. Для поддержания среднего индикаторного давления на уровне 0,615 МПа при отклонении температуры T_a в сторону уменьшения на 15,2 К и увеличения на 24 К достаточно увеличить подачу ДМЭ с $1,62 \cdot 10^{-5}$ кг до $2,16 \cdot 10^{-5}$ кг, то есть на 33 %. При этом индикаторный КПД снижается с 0,462 до 0,439, то есть всего на 5 %.

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

Литература

1. Mingfa Yao, Zhaolei Zhenga, Haifeng Liu. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines // Progress in Energy and Combustion Science. — 2009. — P. 398–437.
2. Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В. Перспективы применения рабочего процесса двигателя с самовоспламенением гомогенного заряда от сжатия // Достижения науки — агропромышленному производству: Материалы ХЛП Международной научно-технической конференции. — Челябинск: Изд-во ЧГАУ, 2008. — С. 182–186.

3. Gray A.W., Ryan III, T.W. Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel // SAE Paper 971676.
4. Megaritis A., Yap D., Wyszynski M.L. Effect of inlet valve timing and water blending on bioethanol HCCI combustion using forced induction and residual gas trapping // Fuel 87. — 2008. — P. 732–739.
5. Корпорация General Motors. GM Takes New Combustion Technology Out of the Lab and Onto the Road. — http://www.gm.com/explore/fuel_economy/news/2007/adv_engines/new-combustion-technology-082707.jsp.
6. Краткий справочник физико-химических величин / под ред. А.А. Равделя и А.М. Пономаревой. — 8-е изд., перераб. — Л.: Химия, 1983. — 232 с.
7. Камалтдинов В.Г. Новая модель процесса горения топлива в ДВС // Двигателестроение. — 2008. — № 3. — С. 17–20.
8. Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В., Терехов А.С. Моделирование процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания с воспламенением гомогенного заряда от сжатия // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». — 2007. — Вып. 10 — № 25(97). — С. 44–47.
9. Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В. Влияние состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания в двигателе с объемным самовоспламенением от сжатия // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». — 2008. — Вып. 12 — № 23(123). — С. 46–53.
10. Камалтдинов В. Г. Уточненная методика расчета параметров рабочего тела на пусковых режимах дизеля // Двигателестроение. — 2008. — № 2. — С. 31–34.
11. Свидетельство ОФАП № 11606. Программа расчета рабочего цикла двигателя с воспламенением гомогенного заряда от сжатия HCCI combustion v.1.0 / Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В.; выдано 30.10.2008 г.
12. Chen, Z., Konno M., Oguma M., Yanai T. Experimental study of CI natural-gas/DME homogeneous charge engine // SAE Paper 2000-01-0329.
13. Гусаков С.В., Махмуд Мохаммед Эль Гобаши Эль Хагар. Опыт моделирования рабочего процесса ДВС с воспламенением гомогенного заряда от сжатия // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия «Инженерные исследования». — 2004. — № 2. — С. 5–28.
14. Злотин Г.Н., Федянов Е.А., Иткус Е.М., Кузьмин В.Н. Математическое моделирование индикаторного процесса в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метановоздушной смеси // Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель-2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — С. 57–61.
15. Kong S.C. A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics // Fuel 86. — 2007. — P. 1483–1489.



НА КОЛОМЕНСКОМ ЗАВОДЕ СОЗДАН ГАЗОВЫЙ МОТОР МОЩНОСТЬЮ 1300 кВт

ЗАО «Трансмашхолдинг» совместно с партнерами осваивает производство принципиально нового вида продукции — газовых моторов, предназначенных для выработки электрической и тепловой энергии в электростанциях базового, резервного и аварийного назначения.

В настоящее время газовые моторы для обеспечения потребностей рынка в локальных источниках энергии мощностью 800–2000 кВт приобретаются за рубежом.

Новый газовый мотор 6ГМГ создан совместно ОАО «Коломенский завод» (входит в состав Трансмашхолдинга), ООО «Конвер», ЗАО «Радугаэнерго» на основе базовой конструкции дизеля Д49 и может изготавливаться в 8-, 12- и 16-цилиндровом исполнении в зависимости от требуемой заказчику мощности в диапазоне 800–2000 кВт.

В качестве топлива могут использоваться различные виды газа: природный, попутный, генераторный и биогаз. По результатам испытаний приемочная комиссия рекомендовала строительство установочной серии газовых моторов.

Преимуществом нового газового мотора является высокий КПД, который обеспечивается за счет оригинального способа подачи газа через индивидуальные для каждого цилиндра быстродействующие электромагнитные газовые клапаны. Такая конструкция существенно улучшает динамические характеристики двигателя, повышает безопасность работы за счет исключения попадания газа в выхлопной тракт. Система управления позволяет контролировать работу каждого

цилиндра и в случае появления детонации устранять ее вплоть до отключения цилиндра. С учетом когенерации (производство тепловой и электрической энергии) КПД газового мотора может достигать 90 %.

В ходе испытаний были достигнуты экологические и виброакустические параметры, отвечающие требованиям европейских стандартов, что позволяет эксплуатировать газовые моторы в зонах жилой застройки с незначительными затратами на шумоизоляцию.

Расчетная себестоимость электроэнергии, вырабатываемой при использовании газового мотора, составляет менее 1 руб. за кВт, что в 4 раза меньше существующих тарифов. Особенно целесообразно применение газовых моторов в районах, где газ является основным видом топлива.

По мнению экспертов, внедрение газовых моторов в энергетическую систему страны позволит повысить надежность и устойчивость энергоснабжения, снизить выбросы в атмосферу вредных и загрязняющих веществ, обеспечить энергосбережение, снизить электронапряженность сетей во время пиковых нагрузок, сдерживать рост тарифов в коммунальном хозяйстве и обеспечить бесперебойную работу тепловых сетей в зимний период. Потенциальными заказчиками газового мотора являются предприятия газовой, угольной, энергетической отраслей топливно-энергетического комплекса, вооруженные силы, муниципальные образования и другие потребители.

Пилотный проект с применением газовых моторов планируется осуществить в Коломне.