

## ВЛИЯНИЕ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ НА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ И ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА НСЦИ ДВИГАТЕЛЯ

*В.Г. Камалтдинов, В.А. Марков, С.С. Никифоров*

## THE INFLUENCE OF WASTE GASES RECIRCULATION ON THE COMBUSTION PROCESS AND HCCI ENGINE WORKING CYCLE RATES

*V.G. Kamaltdinov, V.A. Markov, S.S. Nikiforov*

Расчетным исследованием рабочего цикла определен оптимальный угол максимальной скорости сгорания в НСЦИ двигателе, при котором достигаются наилучшие индикаторные показатели. Увеличение степени рециркуляции отработавших газов предложено применять при соответствующем повышении температуры в начале сжатия.

*Ключевые слова:* НСЦИ двигатель, рабочий цикл, смешанное топливо, скорость сгорания, индикаторные показатели.

The computational research on working cycle defined the optimal angle of maximum combustion speed in HCCI engine at which the best rate is achieved. We offered to apply the increase of waste gases recirculation degree at relevant elevation of temperature.

*Keywords:* HCCI engine, working cycle, mixed fuel, combustion speed, indicated rates.

В последнее время все больше внимания уделяется рециркуляции отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) как средству борьбы с их токсичностью. Причем, если раньше считалось возможным применение рециркуляции ОГ в дизелях только на режимах частичных нагрузок [1, 2], то постепенно, по мере изучения кинетики процессов образования токсических веществ (прежде всего  $\text{NO}_x$ ), все чаще ее рекомендуют для применения при повышенных нагрузках, несмотря на опасность образования твердых частиц (сажи) из-за недостатка кислорода в зонах с высокой концентрацией топлива. Реально исследована работа дизеля со степенью рециркуляции ОГ до 50...60 % [2], но предельная рациональная ее величина до настоящего времени фактически не определена.

Для проверки эффективности применения рециркуляции отработавших газов в НСЦИ двигателе (двигателе с объемным самовоспламенением гомогенного заряда от сжатия) по разработанной программе [3] выполнены поисковые расчетные исследования рабочего цикла при изменении коэффициента остаточных газов ( $\gamma_{\text{ост}}$ ) с шагом 0,05 в широком диапазоне (от 0 до 0,3), соответствующем разработкам перспективных дизелей. В программе реализована оригинальная методика расчета процесса сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия при нестационарном тепло- и массообмене [4], основанная на новой модели процесса горения топлива в ДВС [5]. Адекватность методики проверена путем сравнения результатов расчетов с экспериментальными данными, полученными при исследованиях двигателя производства Yanmar Co. Ltd (диаметр цилиндра – 0,092 м, ход поршня – 0,096 м, степень сжатия – 17,7 м) на постоянной частоте вращения коленчатого вала  $960 \text{ мин}^{-1}$  при различном составе двухкомпонентного топлива [6], на которые ориентируются при верификации расчетных моделей многие авторы [7–9]. 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 диметилового эфира (ДМЭ) и природного газа ( $\alpha_{\text{ДМЭ}} = 6,5 \dots 15,5$  и  $\alpha_{\text{ПГ}} = 4 \dots 7,1$ ) [10].

В качестве топлива в проведенных расчетных исследованиях рабочего цикла НСЦИ двигателя использовалось такое же двухкомпонентное топливо, как наиболее перспективное, по мнению

многих авторов. Оно легко образует гомогенную смесь с воздухом во впускном трубопроводе. Как показали выполненные ранее расчетные исследования [11, 12], момент самовоспламенения в цилиндре можно регулировать изменением не только температуры этой смеси на впуске, но и температуры огневой поверхности цилиндра, а величиной цикловой подачи ДМЭ можно поддерживать среднее индикаторное давление рабочего цикла на заданном уровне.

Расчетные исследования проводились для двигателей семейства ЧН13/15 ООО «ЧТЗ-Уралтрак» ( $\epsilon = 16$ ) на частоте вращения коленчатого вала  $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$  при температурах в начале сжатия  $T_a$  от 350 до 370 К и постоянных цикловых подачах природного газа ( $4,38 \cdot 10^{-5} \text{ кг}$ ) и ДМЭ ( $1,62 \cdot 10^{-5} \text{ кг}$ ). Массовая доля ДМЭ в смесевом топливе  $\phi_{\text{ДМЭ}}$  составляла 0,27.

Установлено, что при увеличении  $\gamma_{\text{ост}}$  (независимо от температуры в начале сжатия) суммарный коэффициент избытка воздуха смеси топлив  $\alpha_{\text{см}}$  пропорционально уменьшается, например: при  $T_a = 370 \text{ К}$  – в диапазоне от 1,98 (при  $\gamma_{\text{ост}} = 0$ ) до 1,4 (при  $\gamma_{\text{ост}} = 0,3$ ), то есть на  $\sim 29,3 \%$  (рис. 1). Небольшое отличие изменения  $\alpha_{\text{см}}$  от увеличения  $\gamma_{\text{ост}}$  вызвано различным молекулярным составом воздуха и продуктов сгорания.

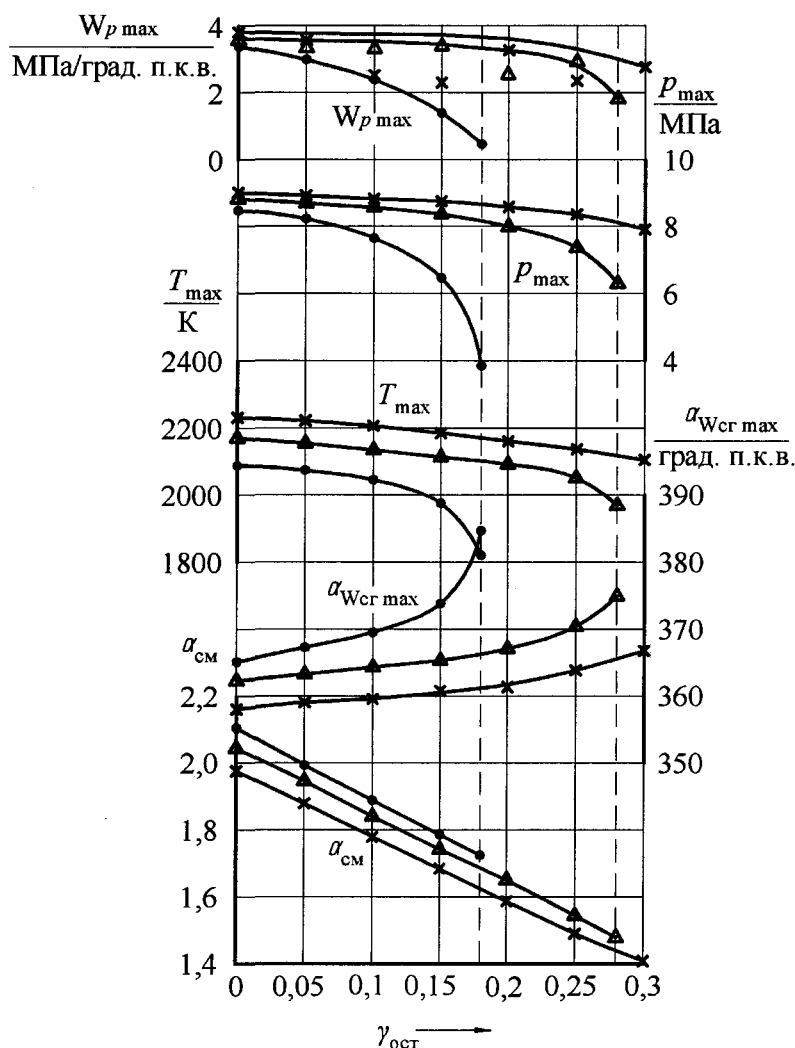


Рис. 1. Влияние коэффициента остаточных газов на состав рабочего тела и показатели процесса сгорания: - - - - граница стабильного воспламенения; - о -  $T_a = 350 \text{ К}$ ; -  $\Delta$  -  $T_a = 360 \text{ К}$ ; - х -  $T_a = 370 \text{ К}$

В результате увеличения  $\gamma_{\text{ост}}$  повышается загазованность свежего заряда отработавшими газами. Это приводит к замедлению развития процесса сгорания и уменьшению максимальной скорости нарастания давления  $W_{p \text{ max}}$ . Угол максимальной скорости сгорания  $\alpha_{W_{сг \text{ max}}}$  соответственно увеличивается: основное тепловыделение перемещается на линию расширения.

## Расчет и конструирование

Одновременно снижаются максимальная температура и давление в цилиндре. Чем выше температура в начале сжатия, тем в меньшей степени сказывается загазованность свежего заряда. Так если при температуре  $T_a = 350$  К увеличение коэффициента остаточных газов  $\gamma_{\text{ост}}$  от 0 до 0,18 (граница стабильного воспламенения при этой температуре в начале сжатия) приводит к резкому падению максимальных давления и температуры соответственно на 4,43 МПа (53 %) и 283 К (13,6 %), то при температуре  $T_a = 360$  К уменьшение максимального давления составляет всего 0,81 МПа (9,2 %), а максимальной температуры – на 74 К (3,4 %). А при температуре  $T_a = 370$  К и  $\gamma_{\text{ост}} = 0,2$  снижение  $p_{\text{max}}$  и  $T_{\text{max}}$  еще меньше (см. рис. 1). И только при увеличении коэффициента остаточных газов до 0,3 и сохранении  $T_a$  на прежнем уровне снижение максимальной температуры сгорания составляет 114 К (от  $T_{\text{max}} = 2220$  К при  $\gamma_{\text{ост}} = 0$  до  $T_{\text{max}} = 2106$  К при  $\gamma_{\text{ост}} = 0,3$ ) или ~ 5,1 %, а максимального давления сгорания при тех же условиях – на 1,02 МПа, или ~ 11,6 %. На рис. 1 приведены границы стабильного воспламенения по величине коэффициента остаточных газов для соответствующей температуры  $T_a$ , при превышении которых воспламенение в цилиндре происходит сначала с пропусками, а затем полностью прекращается.

Максимальная скорость нарастания давления  $W_{p \text{ max}}$  имеет аналогичную зависимость от величины коэффициента остаточных газов и температуры в начале сжатия, что и максимальное давление сгорания (см. рис. 1). При наиболее высокой температуре  $T_a = 370$  К увеличение коэффициента остаточных газов  $\gamma_{\text{ост}}$  от 0 до 0,3 приводит к существенному снижению  $W_{p \text{ max}}$  (с ~ 4,0 МПа/град п.к.в. до ~ 2,7 МПа/град п.к.в. или на 32,5 %). При наиболее низкой исследованной температуре  $T_a = 350$  К увеличение коэффициента остаточных газов  $\gamma_{\text{ост}}$  от 0 всего до 0,18 приводит к резкому падению максимальной скорости нарастания давления на границе стабильного воспламенения (с ~ 3,6 МПа/град п.к.в. до ~ 0,4 МПа/град п.к.в. или на 88,9 %). Отдельные ее отклонения в сторону уменьшения вызваны конечной величиной шага расчета и связаны с тем, что в этих случаях (при постоянно возрастающей скорости сгорания) топливо заканчивалось внутри шага расчета (1 град п.к.в.), тем самым, ограничивая расчетное тепловыделение в течение этого градуса п.к.в. и, соответственно, максимальную скорость нарастания давления. Это подтверждается результатами расчетов на режимах, температуры  $T_a$  которых отличаются на 0,2...0,5 К по сравнению с режимами, при которых получены заниженные максимальные скорости нарастания давления. Даже такие незначительные изменения температуры за счет смещения процесса сгорания на доли град п.к.в. приводят к резкому увеличению  $W_{p \text{ max}}$  до уровня, соответствующего кривым на графике (см. рис. 1). Остальные параметры процесса сгорания и индикаторные показатели при этом практически не изменяются.

Замедление развития процесса сгорания с ростом загазованности свежего заряда приводит к подавлению активного тепловыделения. Но при повышении температуры в начале сжатия влияние загазованности снижается. Так при температуре в начале сжатия 350 К стабильное сгорание сохраняется при увеличении коэффициента остаточных газов до уровня 0,18. Здесь основное тепловыделение происходит очень поздно:  $\alpha_{\text{wcr max}} = 385$  град п.к.в. При больших значениях  $\gamma_{\text{ост}}$  сначала рабочие циклы с поздним сгоранием чередуются с циклами без активного тепловыделения, а затем воспламенение совсем прекращается. При температуре в начале сжатия 360 К стабильное сгорание сохраняется при большем значении коэффициента остаточных газов (до 0,28). Здесь основное тепловыделение происходит при  $\alpha_{\text{wcr max}} = 375$  град п.к.в. И только при температуре в начале сжатия 370 К стабильное сгорание сохраняется во всем исследованном диапазоне коэффициента остаточных газов. Угол максимальной скорости сгорания при  $\gamma_{\text{ост}} = 0,3$  составляет 366 град п.к.в.

Влияние загазованности свежего заряда на развитие процесса сгорания соответствующим образом отражается на индикаторных показателях рабочего цикла. Чем меньше температура начала сжатия в исследованном диапазоне, тем сильнее влияние коэффициента остаточных газов  $\gamma_{\text{ост}}$  на индикаторный КПД  $\eta_i$ , среднее индикаторное давление  $p_i$  и удельный индикаторный расход топлива  $g_i$  (рис. 2).

Видно, что увеличение  $\gamma_{\text{ост}}$  при температуре  $T_a = 350$  К приводит к однозначному и значительно ухудшению всех индикаторных показателей. При температуре в начале сжатия 360 К сначала с ростом  $\gamma_{\text{ост}}$  от 0 до 0,15 индикаторные показатели несколько улучшаются, но дальнейшее увеличение  $\gamma_{\text{ост}}$  до 0,28 приводит к их существенному ухудшению. При температуре  $T_a = 370$  К любое увеличение загазованности (кроме  $\gamma_{\text{ост}} = 0,3$ ) однозначно приводит к улучшению индикаторных показателей.

Анализ результатов расчетов показал, что в зависимости от величины коэффициента остаточных газов наилучшие показатели по индикаторному КПД  $\eta_i$ , среднему индикаторному давлению  $p_i$  и удельному индикаторному расходу топлива  $g_i$  достигаются в рабочих циклах с различной температурой начала сжатия. При коэффициентах остаточных газов от 0 до 0,1 наилучшие показатели получаются при температуре  $T_a = 350$  К. Дальнейшее увеличение  $\gamma_{ост}$  до 0,15...0,25 приводит к тому, что лучшие индикаторные показатели достигаются при температуре начала сжатия 360 К. А при коэффициенте остаточных газов 0,3 – при  $T_a = 370$  К. Обобщая эти зависимости, можно отметить, что наибольшие значения  $\eta_i$  и  $p_i$  и наименьшее значение  $g_i$  получены при наименьших температуре  $T_a = 350$  К и  $\gamma_{ост} = 0$ .

Для итоговой оценки влияния загазованности свежего заряда продуктами сгорания при рециркуляции отработавших газов на показатели рабочего цикла НССИ двигателя проведены расчетные исследования по определению для каждого коэффициента остаточных газов оптимальной температуры начала сжатия, при которой достигаются наилучшие показатели рабочего цикла. На рис. 3 приведены полученные зависимости оптимальной температуры начала сжатия  $T_{a\text{ опт}}$  и соответствующие этим режимам суммарный коэффициент избытка воздуха смеси топлив  $\alpha_{см}$ , индикаторные показатели рабочего цикла ( $\eta_i$ ,  $p_i$  и  $g_i$ ), максимальные давление  $p_{max}$  и температура  $T_{max}$ , скорость нарастания давления в цилиндре  $W_{p\text{ max}}$ .

При отсутствии остаточных газов (гипотетический случай) наилучшие индикаторные показатели достигаются при температуре  $T_a = 348$  К (см. рис. 3). С ростом  $\gamma_{ост}$  до 0,3 оптимальная температура  $T_{a\text{ опт}}$  увеличивается до 370 К. В соответствии с этим при постоянных цикловых подачах топлив суммарный коэффициент избытка воздуха смеси топлив  $\alpha_{см}$  снижается с 2,11 до 1,4. Одновременно снижаются индикаторный КПД (с 0,463 до 0,45 или на ~ 2,8 %) и среднее индикаторное давление (с 0,617 до 0,599 МПа или на ~ 2,9 %), а удельный индикаторный расход топлива, наоборот, увеличивается (с 175,7 до 181,1 г/кВт·ч или на ~ 3,0 %).

Анализ теплового баланса в конце процесса расширения показал, что ухудшение индикаторных показателей (около 2,9 %) вызвано уменьшением индикаторной работы цикла (на 36 Дж или 2,93 %). Это уменьшение произошло в результате незначительного снижения полноты сгорания смесового топлива (тепловыделение при сгорании уменьшилось на 13 Дж или 0,5 %), увеличения теплоотдачи в стенки цилиндра (на 13,4 Дж или 2,26 %), увеличения внутренней энергии рабочего тела вследствие повышения теплоемкости из-за большего содержания трехатомных газов: диоксида углерода и воды (на 9,6 Дж или 1,27 %).

В связи с ростом температуры в начале сжатия несколько увеличивается максимальная температура рабочего тела в цилиндре с 2068 К до 2106 К (всего на 38 К или 1,8 %) (см. рис. 3). В то же время максимальное давление в цилиндре наоборот снижается с 8,14 МПа до 7,8 МПа (всего на 0,34 МПа или 4,2 %).

Здесь следует отметить, что параметры, характеризующие динамику тепловыделения в цилиндре ДВС, в исследованном диапазоне коэффициента остаточных газов  $\gamma_{ост}$  (от 0 до 0,3) изменялись незначительно. Например: угол максимальной скорости тепловыделения  $\alpha_{W_{сг\text{ max}}}$  находился на уровне 366...367 град п.к.в. Как показали результаты предыдущих расчетных исследований, в рабочих циклах с таким законом тепловыделения достигалась наименьшая теплоотдача в стен-

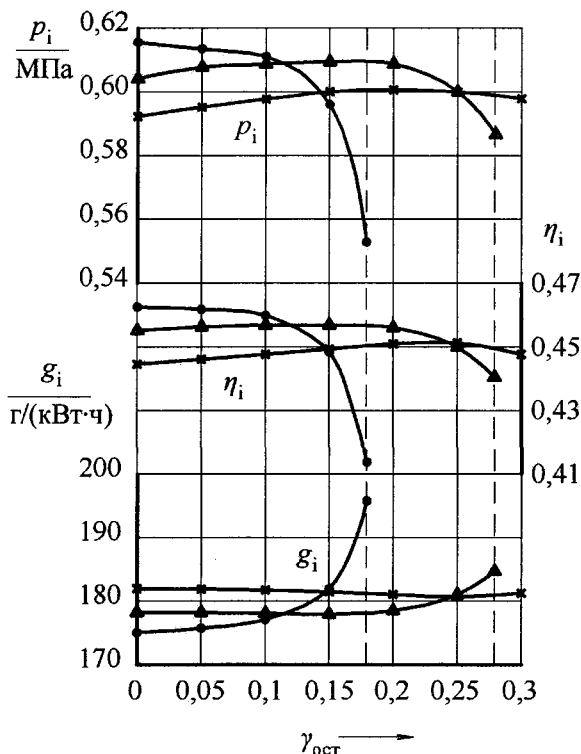


Рис. 2. Влияние коэффициента остаточных газов на индикаторные показатели рабочего цикла: - - - - граница стабильного воспламенения; - о -  $T_a = 350$  К; - Δ -  $T_a = 360$  К; - х -  $T_a = 370$  К

## Расчет и конструирование

ки цилиндра. Максимальная скорость нарастания давления постепенно снижалась с уровня 3,3...3,4 МПа/град п.к.в. при  $\gamma_{ост} = 0...0,2$  до ~ 3,1 МПа/град п.к.в. при  $\gamma_{ост} = 0,3$  (всего на ~ 0,3 МПа/град п.к.в. или около 10 %).

Приведенный анализ результатов расчетных исследований влияния степени рециркуляции ОГ на процесс сгорания и показатели рабочего цикла НССИ двигателя, работающего на смеси природного газа и ДМЭ, позволяет сделать следующие выводы.

1. Увеличение содержания ОГ в свежем заряде при сохранении температуры в начале сжатия приводит к замедлению развития процесса сгорания, увеличению угла максимальной скорости сгорания и снижению основных его показателей (максимальных скорости, температуры и давления сгорания) вследствие пропорционального уменьшения суммарного коэффициента избытка воздуха смеси топлив. Причем, чем меньше температура в начале сжатия, тем сильнее сказывается загазованность свежего заряда, и при меньшем коэффициенте остаточных газов прекращается стабильное воспламенение: при температуре  $T_a = 350$  К граница стабильного воспламенения составляет 0,18.

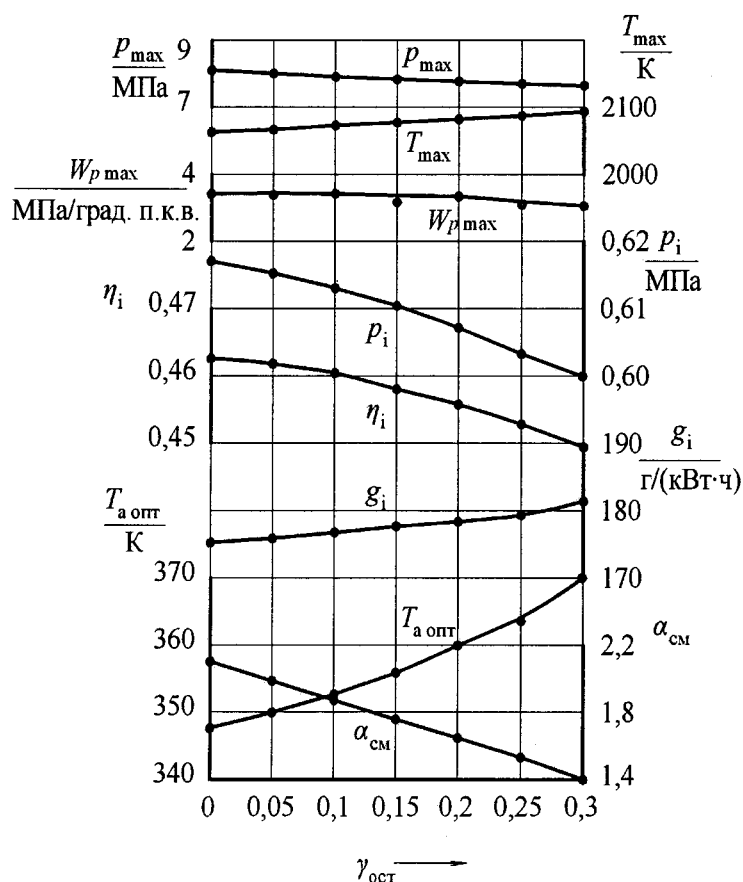


Рис. 3. Зависимость оптимальной температуры в начале сжатия и соответствующих ей индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давления, температуры и скорости нарастания давления от коэффициента остаточных газов

2. При любой степени рециркуляции ОГ наилучшие индикаторные показатели получаются в рабочих циклах, когда максимальная скорость сгорания приходится на угол 366...367 град п.к.в. от начала цикла, при котором достигаются наименьшие тепловые потери в стенки цилиндра для закона тепловыделения, характерного НССИ двигателям.

3. При увеличении степени рециркуляции ОГ и сохранении температуры в начале сжатия индикаторные показатели изменяются в соответствии с соотношением угла максимальной скорости сгорания в данном рабочем цикле и оптимальной его величины (366...367 град п.к.в.). Причем, при более раннем тепловыделении индикаторные показатели ухудшаются значительно меньше, чем при более позднем, когда появляется опасность пропусков воспламенения.

4. Наилучшие индикаторные показатели достигаются при отсутствии остаточных газов (гипотетический случай) и температуре  $T_a = 348$  К: индикаторный КПД  $\eta_i = 0,463$ , среднее индикаторное давление  $p_i = 0,617$  МПа и удельный индикаторный расход топлива  $g_i = 175,7$  г/(кВт·ч).

5. При увеличении степени рециркуляции ОГ от 0 до 0,3 оптимальная температура в начале сжатия, при которой обеспечивается угол максимальной скорости сгорания на уровне 366...367 град п.к.в., увеличивается от 348 до 370 К. При этом максимальная температура сгорания увеличивается на 1,8 %, максимальное давление сгорания и максимальная скорость его нарастания наоборот уменьшаются на 4,2 % и 10 % соответственно, а индикаторные показатели рабочего цикла ухудшаются на ~ 2,9 %.

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

#### Литература

1. Марков, В.А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Габитов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.
2. Исследование нерегулируемых токсичных выбросов в дизелях при ультравысокой степени рециркуляции отработавших газов / Li Tie, Izumi Hiroyuki, Shudo Toshio, Ogawa Hideyuki (Hokkaido University, Japan). *Nihonikai gakkai ronbunshu. B=Trans. Jap. Soc. Mech. Eng.* – 2007. – 73 (728). – P. 1129–1134.
3. Свидетельство ФГУ ФИПС № 2010617228. Программа расчета рабочего цикла двигателя с воспламенением от сжатия «Рабочий цикл» / В.Г. Камалтдинов. – Выдано 29.10.2010 г.
4. Камалтдинов, В.Г. Методика расчета процесса сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия при нестационарном тепло- и массообмене / В.Г. Камалтдинов, Г.Д. Драгунов, В.А. Марков // *Двигатель-2010: сб. науч. тр. междунар. конф., посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана.* – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С. 226–230.
5. Камалтдинов, В.Г. Новая модель процесса горения топлива в ДВС / В.Г. Камалтдинов // *Двигателестроение.* – 2008. – № 3 (233). – С. 17–20.
6. *Experimental study of CI natural-gas/DME homogeneous charge engine* / Z. Chen, M. Konno, M. Oguma, T. Yanai // *SAE Paper 2000-01-0329.*
7. Гусаков, С.В. Опыт моделирования рабочего процесса ДВС с воспламенением гомогенного заряда от сжатия / С.В. Гусаков, Махмуд Мохаммед Эль Гобаши Эль Хагар // *Вестник Российского университета дружбы народов. Серия «Инженерные исследования».* – 2004. – №2(9). – С. 25–28.
8. Математическое моделирование индикаторного процесса в двигателе с самовоспламенением от сжатия гомогенной метановоздушной смеси / Г.Н. Злотин, Е.А. Федянов, Е.М. Иткис, В.Н. Кузьмин // *Двигатель-2007: сб. науч. тр. междунар. конф., посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана.* – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 57–61.
9. Kong, S.C. A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics / S.C. Kong // *Fuel* 86. – 2007. – P. 1483–1489.
10. Камалтдинов, В.Г. Влияние состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания в двигателе с объемным самовоспламенением от сжатия / В.Г. Камалтдинов, Е.В. Абелинович // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение».* – 2008. – Вып. 12 – № 23(123). – С. 46–53.
11. Камалтдинов, В.Г. Управление рабочим процессом в HCCI двигателе / В.Г. Камалтдинов, С.С. Никифоров // *Двигателестроение.* – 2010. – № 3 (241). – С. 3–9.
12. Камалтдинов, В.Г. Расчетное исследование процесса сгорания и показателей рабочего цикла HCCI двигателя, работающего на смеси природного газа и диметилового эфира / В.Г. Камалтдинов, В.А. Марков // *Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо.* – 2010. – № 6 (54). – С. 8–15.

*Поступила в редакцию 31 января 2011 г.*

**Камалтдинов Вячеслав Гилимянович.** Кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигателей внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – процессы смесеобразования, воспламенения и сгорания в дизелях. Тел.: 89517770011, e-mail: vkamaltdinov@yandex.ru

## Расчет и конструирование

---

**Vyacheslav G. Kamaltdinov.** The candidate of engineering science, docent of Internal Combustion Engine department of South Ural State University. The area of scientific – diesel engine fuel-air mixing, inflammation, and combustion processes. Tel.: 89517770011, e-mail: vkamaltdinov@yandex.ru

**Марков Владимир Анатольевич.** Доктор технических наук, профессор кафедры «Теплофизика», Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов – автоматическое управление, регулирование, топливоподача и токсичность дизелей. Тел.: 8(499)263-69-18, e-mail: markov@power.bmstu.ru

**Vladimir A. Markov.** The doctor of engineering science, professor of Heat Physics department of the Bauman Moscow State Technical University. The area of scientific – automated control, regulation, supply of fuel and toxicity of diesel engine. Tel.: 8(499)263-69-18, e-mail: markov@power.bmstu.ru

**Никифоров Сергей Степанович.** Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобилей», Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – процессы смесеобразования, воспламенения и сгорания в дизелях. Тел.: 89049405380, e-mail: nss@susu.ac.ru

**Sergey S. Nikiforov.** The candidate of engineering science, docent of Automotive department of South Ural State University. The area of scientific – diesel engine fuel-air mixing, inflammation, and combustion processes. Tel.: 89049405380, e-mail: nss@susu.ac.ru