

УДК 621.436.1

Н. Г. Банников

ГІК інженерно-технологічний інститут

(Topi, district Swabi, KPK, Pakistan, e-mail: Mykola.Bannikov@gmail.com)

ХАРАКТЕРИСТИКИ СГОРАНИЯ МЕТИЛОВЫХ ЭФИРОВ ЖИРНЫХ КИСЛОТ В ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ

*На основании анализа процессов впрыска топлива и индикаторных диаграмм исследованы характеристики сгорания метиловых эфиров *Jatropha* и их влияние на эффективные и токсические показатели дизельного двигателя. Рассмотрены методы повышения коэффициента полезного действия двигателя при работе на метиловых эфирах жирных кислот.*

*На підставі аналізу процесів уприскування палива та індикаторних діаграм досліджені характеристики згорання метилових ефірів *Jatropha* та їх вплив на ефективні та токсичні показники дизельного двигуна. Розглянуті методи підвищення коефіцієнта корисної дії двигуна при роботі на метилових ефірах жирних кислот.*

1. Введение

Метиловые эфиры жирных кислот, называемые биодизелем, получают из растительных масел или животных жиров путем трансэстерификации и используют в качестве топлива для дизельных двигателей [1]. Основной целью использования биодизеля является сокращение потребления дизельного топлива нефтяного происхождения и предотвращение парникового эффекта.

Физико-химические свойства биодизеля, в частности объемный модуль упругости, вязкость, плотность, теплота сгорания, цетановое число и т.д., отличаются от таковых для дизельного топлива. В силу этого конструктивные и регулировочные параметры двигателя, оптимизированные для работы на дизельном топливе, становятся неоптимальными для биодизеля. Большинство опубликованных исследований отмечают снижение эффективной мощности (N_e), увеличение удельного эффективного расхода топлива (g_e), ухудшение эффективного КПД (η_e) и увеличение выхода оксидов азота с отработавшими газами при работе двигателя на биодизеле [2].

Существуют несколько методов снижения негативного воздействия биодизеля на показатели двигателя. Это использование смесей биодизеля с дизельным топливом, изменение конструктивных и регулировочных параметров двигателя и модификация топлива.

При использовании смесей изменение параметров двигателя пропорционально содержанию биодизеля в смеси [3]. Таким образом, использование смесей биодизель/дизельное топливо не уменьшает негативного эффекта, а только делает его менее заметным, суммарный же эффект, приведенный к массе потребленного биодизеля, остается неизменным.

Изменение регулировочных и конструктивных параметров двигателя (изменение угла опережения и давления впрыска топлива, числа и диаметра сопловых отверстий форсунки, степени сжатия, формы камеры сгорания и т.п.) является эффективным, но нежелательным методом, т.к. измененные параметры становятся неоптимальными при использовании традиционного дизельного топлива.

Наиболее перспективным методом решения проблемы является модификация топлива. Использование различных присадок (индивидуальные жирные кислоты, индивидуальные углеводороды, спирты и т.д.) к биодизелю позволит получить топливо с заданными свойст-

вами, обеспечивающими заданный закон сгорания и, в результате, наилучшие экономические и токсические показатели [4].

При выборе присадок необходимо знать, какие свойства топлива необходимо модифицировать для обеспечения требуемых показателей. Для этого необходимо знать, во-первых: состав и физико-химические свойства используемого биодизеля; во-вторых: механизм влияния свойств топлива на показатели впрыска и сгорания; в-третьих: влияние закона сгорания топлива и других параметров на эффективные и токсические показатели двигателя. Достоверные данные по перечисленным выше пунктам можно получить главным образом в результате экспериментальных исследований.

Целью работы является дальнейшее исследование путей оптимизации экономических и токсических показателей дизельного двигателя при работе на биодизеле путем модификации последнего.

Достижение поставленной цели возможно только путем тщательного исследования характеристик сгорания биодизеля на основании анализа процессов подачи топлива и индикаторных диаграмм двигателя.

2. Характеристики исследуемых топлив

В данной работе испытывались метиловые эфиры масла *Jatropha* (далее биодизель J100), дизельное топливо (D100) и их смесь J20/D80 (20% J100 и 80% ДТ по объему). Выбор биодизеля J100 обоснован тем, что в Пакистане *Jatropha curcas* рассматривается как перспективный источник для коммерческого производства биодизеля. Характеристики топлив приведены в табл. 1. В таблице для сравнения также приведены свойства биодизеля B100 (независимо от источника получения), рекомендуемые стандартом ASTM D6751–06. Следует отметить, что вместо цетанового числа, определение которого трудоемко и требует специального оборудования, приведен цетановый индекс, рассчитываемый на основании плотности в градусах API (API gravity) и температуры выкипания 50% топлива.

Таблица 1. Свойства испытываемых топлив

Параметры	Метод определения	B100 D6751–06	D	J100
плотность при 15°C, кг/м ³	ASTM D1298	-	831,9	881,8
вязкость при 40°C, сСт	ASTM D445	1,9-6,0	3,348	4,62
температура воспламенения, °C	ASTM D93	130 min	65,0	148,0
кислотное число, мг КОН/г	ASTM D664	0,80 max	NA	0,44
температура помутнения, °C	ASTM D2500	-	NA	+3
температура застывания, °C	ASTM D97	-	-6	NA
низшая теплота сгорания, МДж/кг	ASTM D240	-	42,41	38,3
цетановый индекс	ASTM D976	47 min	50	47
свободный глицерин, %	ASTM D128	0,020	NA	0,006
суммарный глицерин, %	ASTM D128	0,24	NA	0,086

3. Экспериментальная установка, методика проведения эксперимента и обработки экспериментальных данных

Экспериментальные исследования проводились в лаборатории тепловых двигателей механического факультета GIK Инженерно-технологического института, Пакистан. Топлива исследовались на одноцилиндровом четырехтактном дизельном двигателе с непосредственным впрыском топлива в камеру сгорания в поршне. Спецификация двигателя приведена ниже

Параметры	Значение
марка/изготовитель	AC1 Lister-Petter, UK
номинальная мощность, кВт	5,0
номинальная частота вращения, мин ⁻¹	3600

максимальный крутящий момент, Н·м	15,6 при 2650 мин ⁻¹
диаметр цилиндра, мм	76,2
ход поршня, мм	66,67
рабочий объем двигателя, дм ³	0,304
степень сжатия	18,5
камера сгорания	торроидальная, в поршне
установочный угол опережения впрыска топлива	26° до ВМТ
давление открытия иглы форсунки, бар	200

Двигатель нагружался генератором постоянного тока. Для определения нагрузки использовался тензометрический датчик и цифровой осциллоскоп PicoScope 3423. Концентрации окислов азота (NO_x), окиси углерода (CO), несгоревших углеводородов (НС как C₆H₁₄) в сухих отработавших газах и дымность выхлопа определялись пятикомпонентным газоанализатором AVL DiCom 4000 с разрешением 1 ppm для NO_x и НС, 0,01% для CO и 0,1% для дымности отработавших газов. Газоанализатор калибровался сертифицированными калибровочными смесями в соответствии с руководством по эксплуатации. Удельные выбросы вредных веществ рассчитывались по методике ISO 8178-1:2006(E). Для определения положения поршня в ВМТ с точностью до 0,1° использовался датчик AVL 488. Давление газов в цилиндре измерялось кварцевым пьезодатчиком AVL QC34D. Давление топлива в топливопроводе измерялось тензодатчиком AVL SL31D-3000. Он был установлен на равном расстоянии (15 см) от штуцера топливного насоса и штуцера форсунки. Для усиления и преобразования сигналов обоих датчиков давления использовался усилитель AVL MicroFEM Combi 4CH SDC. Подъем иглы форсунки определялся встроенным индуктивным датчиком и усилителем AVL Bridge Amplifier 3010A01.

Давление газов в цилиндре и топлива в топливопроводе, а также подъем иглы форсунки регистрировались высокоскоростной восьмиканальной системой индицирования двигателя AVL IndiModul 621, используемой вместе с оптическим датчиком положения коленвала AVL 365CC.

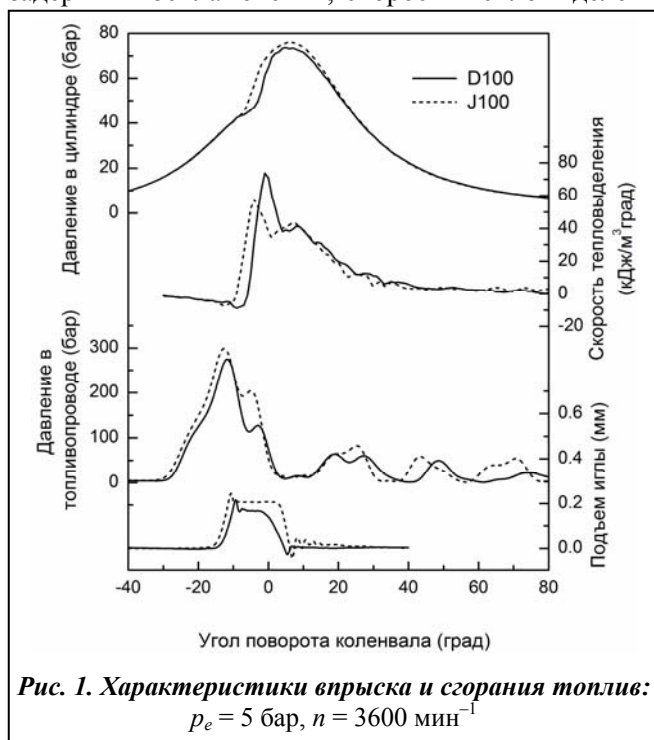
Данные датчиков давления и подъема иглы форсунки обрабатывались в среде AVL IndiCom для расчета среднего индикаторного давления, начала впрыска топлива, периода задержки воспламенения, скорости тепловыделения и других важных характеристик впрыска и сгорания топлива.

Испытания двигателя проводились по циклу G2 в соответствии с международными стандартами ISO 8178-1, ISO 8178-3 и ISO 8178-4. Измерение нагрузки и частоты вращения, расходов топлива и воздуха, температур в системах двигателя, состава и дымности отработавших газов производились одновременно.

4. Результаты экспериментальных исследований

4.1. Влияние свойств биодизеля на характеристики сгорания и показатели двигателя

Характеристики подачи и сгорания дизельного топлива D100 и биодизеля J100 представлены в табл. 2 и на рис. 1. В целом сгорание биодизеля характеризуется более ранним началом



сгорания, меньшей скоростью тепловыделения и большим максимальным давлением цикла.

Более высокие значения объемного модуля упругости биодизеля и, как следствие, скорости распространения волн давления приводят к увеличению давления и опережению впрыска биодизеля по сравнению с дизельным топливом. Увеличению давления биодизеля также способствует уменьшение утечек через зазор плунжер-втулка топливного насоса, вызванное повышенной вязкостью биодизеля.

Таблица 2. Характеристики подачи и сгорания топлив D100 и J100

Параметры	Топливо	
	D	J100
начало впрыска, град	-14,1	-17,1
продолжительность впрыска, град	18,1	23,0
задержка воспламенения, град	8,1	8,1
начало сгорания, град.	-6,0	-8,9
продолжительность сгорания, град	43,2	50,4
максимальное давление цикла, бар	74,1	76,7
скорость нарастания давления в цилиндре, бар/град	6,7	5,1

Более ранний впрыск топлива приводит к увеличению периода задержки воспламенения благодаря меньшим значениям давления и температуры заряда цилиндра, в который впрыскивается топливо. Однако, как следует из табл. 2, несмотря на уменьшение температуры заряда, длительность задержки воспламенения биодизеля такая же, как и дизельного топлива. Этот факт свидетельствует о том, что цетановое число биодизеля выше, чем дизельного топлива, что противоречит данным табл. 2. Отсюда следует немедленный вывод – цетановый индекс, который является хорошей аппроксимацией цетанового числа нефтяного дизельного топлива, не может применяться для биодизеля.

В результате увеличения опережения впрыска и неизменной длительности задержки воспламенения сгорание биодизеля начинается на три градуса поворота коленвала (п.к.в.) раньше, чем дизельного топлива. Количество гомогенной горючей смеси биодизеля с воздухом, образовавшейся за период задержки воспламенения, меньше, чем дизельного топлива вследствие низшей средней температуры заряда. В результате уменьшается максимальная скорость сгорания и количество биодизеля, сгоревшего в фазе быстрого сгорания. Косвенным подтверждением этого является меньшая скорость нарастания давления при сгорании биодизеля.

Рис. 2 иллюстрирует изменение эффективных показателей двигателя при номинальной частоте вращения. Удельный эффективный расход биодизеля J100 и смеси J20/D80 выше расхода дизельного топлива на всех нагрузках. При этом увеличение расхода J20/D80 пропорционально его составу. Удельный эффективный КПД уменьшается от D100 до J100, но

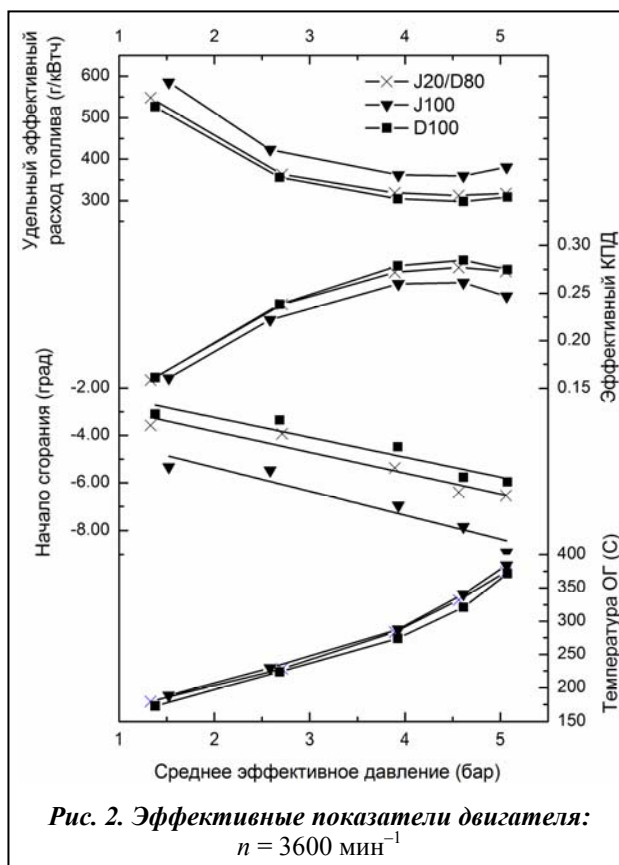


Рис. 2. Эффективные показатели двигателя:
 $n = 3600 \text{ мин}^{-1}$

сохраняет при этом пропорциональность для J20/D80.

Сгорание биодизеля начинается раньше при всех значениях нагрузки (рис. 2). Однако несмотря на это, температура отработавших газов выше для биодизеля. Повышенная температура ОГ – это результат увеличенного расхода биодизеля, необходимого для обеспечения той же мощности, что и при сгорании дизельного топлива. Об увеличении цикловой подачи биодизеля свидетельствует также увеличение его давления и продолжительности впрыска (рис. 1).

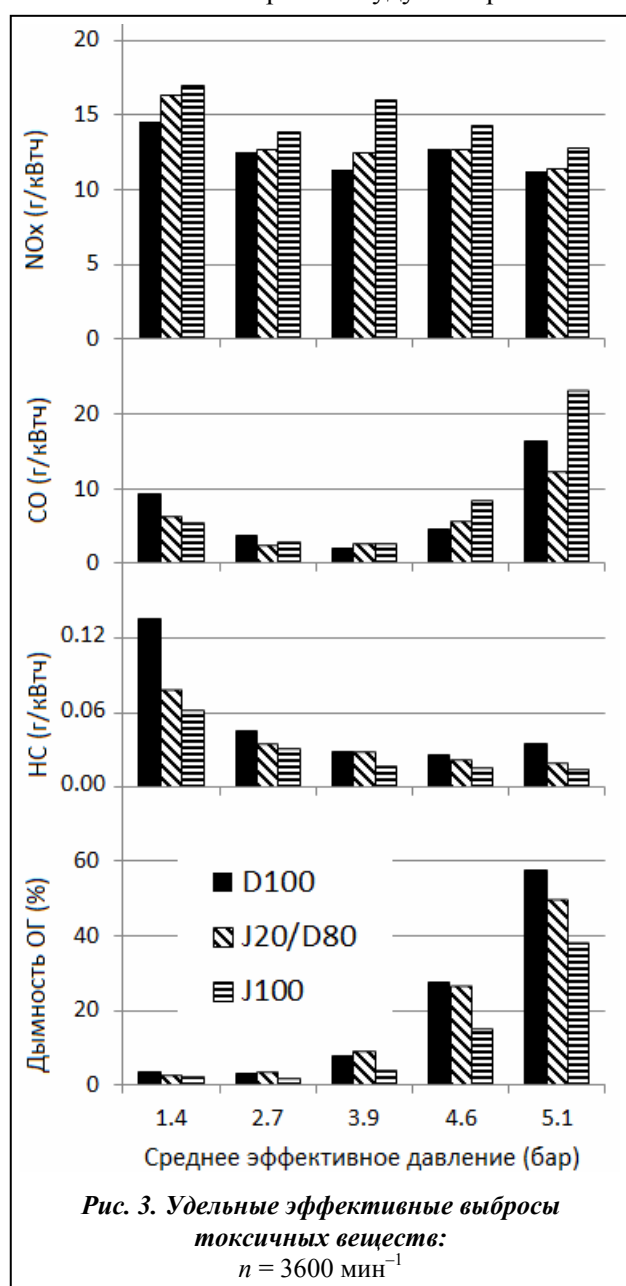
Тщательный анализ данных табл. 2 и рис. 2 показывает, что только 10% возросшего на 20% расхода J100 может быть объяснено меньшей на 10% низшей теплотой сгорания биодизеля. Остаток следует отнести на счет ухудшения эффективного КПД двигателя.

Негативное влияние биодизеля на рабочий процесс двигателя может быть смягчено путем увеличения эффективного КПД. Эффективный КПД определяется отношением работы цикла теплосодержанию топлива, т.е. к производству массы цикловой подачи топлива и низшей теплоты сгорания. Будучи нормализованным параметром, эффективный КПД не зависит от теплоты сгорания топлива и определяется исключительно формой индикаторной диаграммы, в частности, максимальным давлением цикла и его положением относительно ВМТ [5]. В свою очередь, характер кривой давления определяется регулировками впрыска топлива и его цетановым числом. Для J100 и J20/D80 уменьшение цетанового числа привело бы к запаздыванию сгорания, уменьшению отрицательной работы сжатия и, как результат, к увеличению эффективного КПД. Реализация такого способа увеличения η_e рассмотрена ниже.

Токсические характеристики двигателя при работе на биодизеле, дизельном топливе и их смеси приведены на рис. 3. При работе двигателя на биодизеле увеличиваются удельные выбросы NO_x (до 25%), уменьшаются дымность ОГ и выбросы несгоревших углеводородов. Удельные выбросы CO увеличиваются при больших нагрузках и уменьшаются при малых. Полученные результаты токсичности ОГ с J100 и J20/D80 согласуются с результатами большинства опубликованных исследований [2].

При анализе влияния биодизеля на токсические характеристики двигателя возникает естественный вопрос: возможна ли их коррекция путем модификации биодизеля? Ответ: да для NO_x и едва ли для других компонентов.

Оксиды азота, главным образом NO, образуются в высокотемпературной зоне продуктов сгорания из атмосферного азота и кислорода [6]. В дизелях выход оксидов азота значительно зависит от угла



опережения впрыска и цетанового числа топлива. Следовательно, модифицируя топлива присадками, вполне возможно наряду с эффективным КПД оптимизировать и выбросы NO_x .

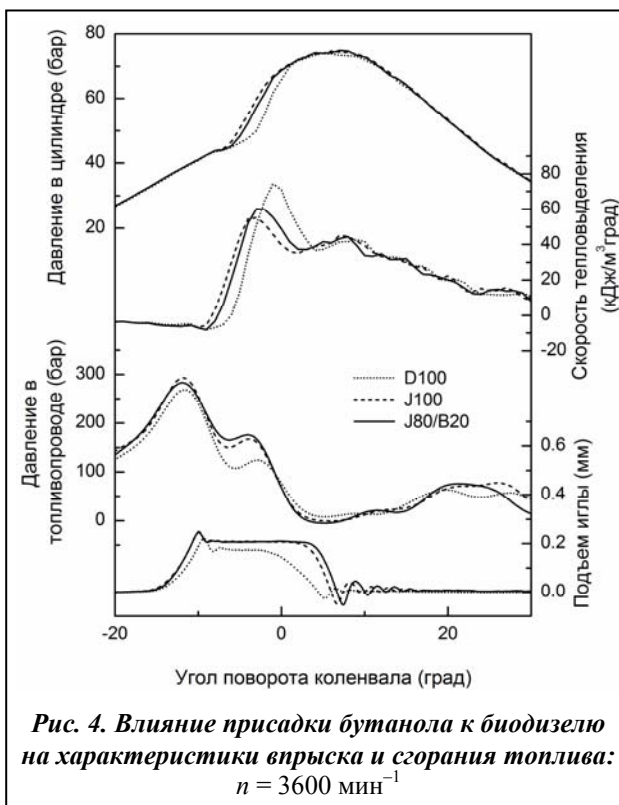
Снижение дымности ОГ и выброса несгоревших углеводородов объясняется содержанием кислорода в биодизеле. Уменьшение продолжительности сгорания будет способствовать снижению выброса продуктов неполного сгорания. Увеличение выброса CO при нагрузках, близких к номинальной, требует дальнейшего исследования. Одной из причин повышенного выброса CO может быть ухудшение качества распыливания и смесеобразования биодизеля.

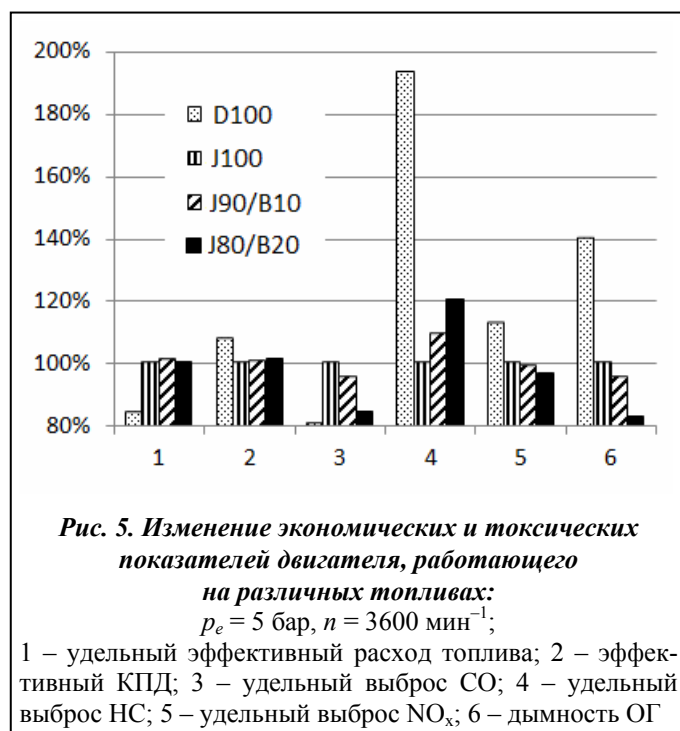
4.2. Снижение негативного влияния J100 на показатели двигателя путем присадки бутанола

В этой части исследования была предпринята попытка увеличения эффективного КПД двигателя, работающего на J100 добавке спиртов, имеющих низкое цетановое число. Экономически целесообразным было бы использование метилового или этилового спиртов. Но их использование в испытанном двигателе было невозможным в силу его конструктивных особенностей. В испытываемом двигателе (как и в ряде других одноцилиндровых) корпус топливного насоса расположен в картере двигателя и подвержен воздействию разбрызгиваемого смазочного масла, температура которого достигает значений выше 100°C . Экспериментально было установлено, что при работе двигателя на смесях дизельного топлива с метанолом при температуре смазочного масла выше 85°C в системе топливоподдачи образуются паровые пробки и двигатель останавливается. Поэтому для эксперимента был выбран бутанол, температура кипения которого равна 117°C . Низшая теплота сгорания бутанола равна $33,08 \text{ МДж/кг}$, вязкость $3,64 \text{ сСт}$ при 20°C и $2,27 \text{ сСт}$ при 40°C , цетановое число 25.

Были испытаны десяти- (J90/B10) и двадцати- (J80/B20) процентные смеси бутанола с биодизелем J00. Характеристики сгорания смесей представлены на рис. 4. Рис. 5 иллюстрирует относительное изменение эффективных и токсических показателей двигателя (приведенных к J100).

Анализ результатов показал, что впрыск смеси J80/B20 начинается на $0,4$ град п.к.в. раньше, чем J100. Однако в силу меньшего цетанового числа задержка воспламенения J80/B20 увеличилась на $1,2$ град п.к.в. по сравнению с J100. В результате сгорание J80/B20 начинается на $0,8$ град п.к.в. позже и несколько увеличивается скорость тепловыделения. Но главный результат – требуемое изменение формы кривой давления – достигнуто. Как видно из рис. 4, давление в цилиндре в быстрой фазе сгорания J80/B20 меньше, чем для J100, что привело к уменьшению отрицательной работы сжатия и увеличению η_e на 2% (рис. 5). Увеличение η_e компенсировало меньшую теплоту сгорания бутанола, и удельный эффективный расход смеси J80/B20 практически не изменился по сравнению с J100. Из рис. 5 также следует, что по сравнению с J100, J80/B20 показывает снижение выбросов NO_x (3%), CO (15%) и дымности отработавших газов (17%). Выход несгоревших углеводородов увеличивается, но, учитывая низкие абсолютные выбросы, порядка 10^{-1} г/кВтч , это увеличение можно считать несущественным.





удельные эффективные расходы J100 и J80/B20. Присадка бутанола также снижает выбросы NO_x, CO и дымность отработавших газов.

Литература

1. *The Biodiesel Handbook*. Editors: Herhard Knothe, Jon Van Gerpen, Jurgen Krahl. AOCS Press, Champaign, Illinois, 2005. – 286 p.
2. *Lapuerta M. Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions* / M. Lapuerta, O. Armas, J. Rodriguez-Fernandez // *Progress in Energy and Combustion Sci.* – 2008. – Vol. 34, № 2. – P. 198–223.
3. *Bannikov M. G. Non-edible vegetable oils as a stock for biodiesel in Pakistan: Experimental investigation* / M. G. Bannikov, Ali Khan Rashid // *J. Intern. Sci. Publ.: Materials, Methods & Technologies.* – Vol. 6, Part 2, 75–83. ISSN 1313-2539, published at: <http://www.science-journals.eu>
4. *The Role of Additives for Diesel and Diesel Blended (Ethanol or Biodiesel) Fuels* / Nubia M. Ribeiro, Angelo C. Pinto, Cristina M. Quintella et al. // *A Review. Energy Fuels.* – 2007. – Vol. 21 (4). – P. 2433–2445.
5. *Heywood J. B. Internal Combustion Engines Fundamentals* / J. B. Heywood. – McGraw-Hill, 1988. – 930 p.
6. *Зельдович Я. Б. Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений* / Я. Б. Зельдович, Ю. П. Райзе. – М.: Наука, 1966. – 688 с.

Поступила в редакцию
05.09.12

5. Выводы

Установлено, что в силу отличия свойств биодизеля и дизельного топлива изменяются характеристики впрыска и сгорания топлива. В частности, для J100 повышенные значения объемного модуля упругости и вязкости приводят к увеличению давления и опережения впрыска топлива. Лучшая воспламеняемость J100 приводит к уменьшению периода задержки воспламенения и более раннему началу сгорания. В результате уменьшается эффективный КПД цикла и возрастают выбросы оксидов азота.

Присадка 20% бутанола к J100 увеличивает эффективный КПД двигателя по сравнению с J100. Увеличение КПД компенсирует меньшую теплоту сгорания смеси биодизель/бутанол и обеспечивает равные