

УДК 621.436:662.756.3

А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.Ф. Минак, канд. техн. наук, В.Г. Семенов, канд. техн. наук, О.Ю. Линьков, канд. техн. наук, В.В. Шпаковский, канд. техн. наук, С.В. Обозный, инж.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОЦЕНКЕ ВЛИЯНИЯ ПОДОГРЕВА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

Введение

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются основными потребителями топлив нефтяного происхождения, запасы которых в отдельных регионах мира весьма ограничены. Если к этому добавить экологический вред, наносимый окружающей среде отработавшими газами ДВС, то все более привлекательной (экономически обоснованной), особенно для Украины, становится идея применения в качестве жидких энергоносителей для дизелей альтернативных топлив из возобновляемых источников, к которым в первую очередь можно отнести растительные масла (рапсовое, соевое, подсолнечное и др.). По своим физико-химическим свойствам альтернативные топлива существенно отличаются от традиционных дизельных топлив, что оказывает влияние как на организацию рабочего процесса в цилиндре двигателя, так и на его технико-экономические показатели и экологические характеристики.

В статье представлены результаты расчетно-экспериментального исследования рабочего процесса дизельного двигателя СМД-17Н (4ЧН12/14) при его работе на подогретых смесях рапсового масла рафинированного (РМ) с дизельным топливом (ДТ) и этиловыми эфирами жирных кислот рапсового масла (ЭЭРМ). Исследования проводились в соответствии с темами научно – исследовательских работ тематического плана министерства образования и науки Украины.

Цели и задачи исследования

Одной из основных задач, решаемых при кон-

вертации дизельных двигателей на альтернативные топлива растительного происхождения, является сохранение их эксплуатационных характеристик. В работах [1, 2] представлены результаты испытаний дизелей типа СМД при их работе на смесях РМ с ДТ и ЭЭРМ. Полученные экспериментальные данные позволяют сделать предварительные выводы о том, что эффективность работы дизеля на топливных смесях с содержанием РМ от 50% до 75% (по объему) и чистом ДТ практически одинакова. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что топливные смеси по своим физико-химическим показателям отличаются от стандартного ДТ [2, 3, 4]. Изменение температуры топлива в той или иной степени отражается на его плотности, вязкости, поверхностном натяжении, коэффициенте сжимаемости и др. [3]. Именно эти показатели оказывают определенное влияние на протекание процессов впрыскивания, испарения, смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля и, в конечном итоге, на показатели его работы. Целью данного исследования являлось повышение эффективности работы дизеля на топливных смесях за счет приближения их физико-химических показателей к показателям ДТ. В ходе проведения эксперимента решались следующие задачи:

- оценка влияния температуры и состава топлива на его физико-химические показатели;
- расчетная оценка влияния физических показателей различных видов топлива на параметры топливной струи;
- экспериментальная оценка влияния степени подогрева топливных смесей на эффективные показатели работы двигателя;

— определение влияния эффективности работы двигателя на выбросы диоксида углерода при применении подогретых топливных смесей.

Оценка влияния температуры и состава топлива на его физико-химические показатели

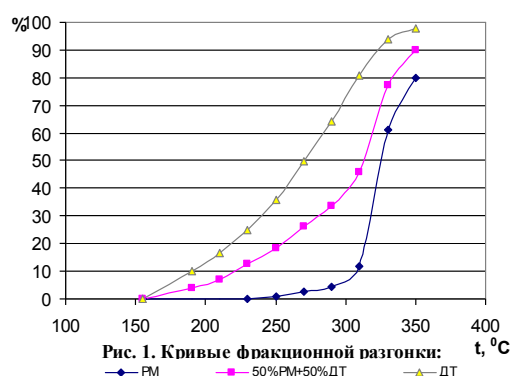
Одним из важных преимуществ дизельных двигателей является возможность использования в них с высокой эффективностью топлив с различными физико-химическими показателями, предопределяемые их групповым составом. Существенным отличием применяемых в дизелях растительных масел и их смесей является наличие в них кислородосодержащих молекул ацилглицеринов, представляющие собой сложные эфиры глицерина и жирных кислот [5]. Так, например, дизельное топливо состава С : Н : О → 0,87 : 0,126 : 0,004 при принятом значении молекулярной массы $M_M^{DT} = 221$ кг/кмоль имеет приближенную суммарную формулу $C_{16}H_{27,6}O_{0,06}$, а используемое в эксперименте высокоэруковое рапсовое масло состава С : Н : О → 0,7803 : 0,1183 : 0,1014 имеет $M_M^{PM} = 947$ кг/кмоль и формулу $C_{61,5}H_{111,1}O_6$. Групповой состав РМ и его молекулярная масса определялись по результатам газожидкостной хроматографии [6].

От группового состава топлива зависит одно из его важнейших физических свойств – испаряемость, которая определяет способность топлива к образованию топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя и оказывает влияние на его технико-экономические показатели. На рис.1 приведены кривые фракционной разгонки трех видов топлива: дизельное (ДТ), рапсовое масло (РМ) и их топливная смесь 50% РМ + 50% ДТ (по объему). Для количественной оценки испаряемости топлива можно воспользоваться среднеобъемной температурой кипения $T_{cr.o.}$, которая определяется по зависимости

$$T_{cr.o} = \frac{T_{10} + T_{30} + T_{50} + T_{70}}{4}, \text{ K}; \quad (1)$$

где: $T_{10}, T_{30}, T_{50}, T_{70}$ – температуры, соответствующие выкипанию 10, 30, 50, 70% объема топлива.

В результате расчетов были получены значения $T_{cr.o}$ для ДТ – 521 К, смеси 50%РМ + 50%ДТ – 557 К и РМ – 594 К. Меньшая испаряемость капель большего диаметра более вязких топливных смесей должна была бы привести к увеличению периода задержки воспламенения ϕ_i . Однако, экспериментальные исследования [7] показали, что величина ϕ_i для различных видов топлива изменяется незначительно. На наш взгляд, это можно объяснить действием двух факторов. С одной стороны, в первую очередь с поверхностного слоя капель испаряется дизельное топливо, а с другой стороны – молекулы РМ, содержащие в себе кислород, являются более реакционноспособными, что способствует уменьшению величины условной энергии активации.



Оценим влияние температуры на физические показатели ингредиентов топливных смесей (ДТ и РМ) (см. рис. 2). С повышением температуры топлива плотность, поверхностное натяжение и вязкость его уменьшаются, коэффициент сжимаемости увеличивается. Плотность, вязкость и поверхностное натяжение РМ и ДТ определялись опытным путем [4, 5], коэффициент сжимаемости – по данным работы [3].

Изменение физико-химических показателей топлива соответствующим образом влияет на протекающие основополагающих процессов двигателя – процессов смесеобразования и сгорания.

Рассмотрим влияние группового состава применяемых в экспериментальных исследованиях различных видов топлива на их физико-химические показатели. На рис.3 представлены графические зависимости следующих величин: молекулярная масса топлива – M_m , плотность – ρ , низшая теплота сгорания – Q_H , поверхностное натяжение – σ , среднеобъемная температура кипения – $T_{ср.о}$, вязкость кинематическая – ν , коэффициент сжимаемости – α_T , процентное содержание в топливе кислорода O_2 и углерода C .

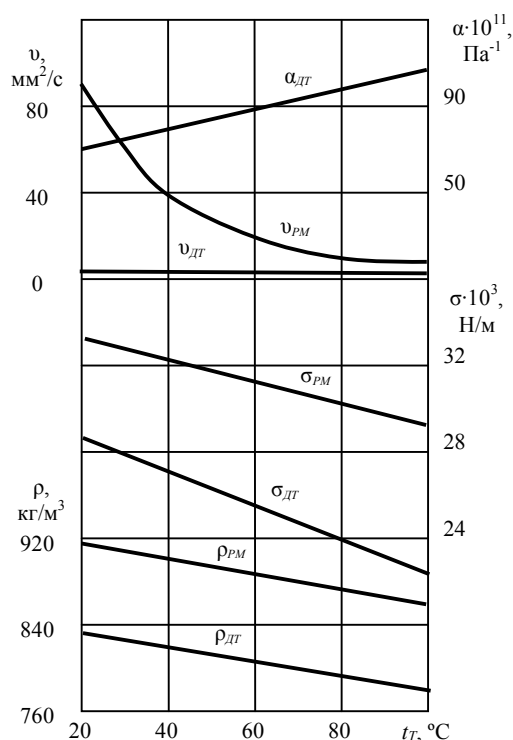


Рис. 2. Влияние температуры на физические показатели ДТ и РМ

По мере увеличения содержания РМ в топливных смесях увеличивается их молекулярная масса, что влечет за собой рост плотности, поверхностного натяжения, вязкости и среднеобъемной температуры кипения, при этом величина коэффициента сжимаемости уменьшается. В связи с отсутствием данных по α_T рапсового масла эта величина была оценена по известным значениям для масел близкого химического состава ($\alpha_{T20^\circ} = 62,7 \cdot 10^{-11} \text{ Па}^{-1}$ для оливкового

масла). Повышение доли кислорода в топливных смесях приводит к снижению их низшей теплоты сгорания. Характер протекания графических зависимостей σ_{20° и α_{T20° для топливных смесей является гипотетическим, так как отсутствуют данные по их определению. Остановимся на определении величины вязкости топливных смесей. При смешении двух компонентов удовлетворительные результаты по определению вязкости смеси дают расчеты по формуле [8]:

$$\lg \lg(\nu_{см} + 0,8) = x \cdot \lg \lg(\nu_1 + 0,8) + (1 - x) \lg \lg(\nu_2 + 0,8), \quad (2)$$

где: ν_1 , ν_2 и $\nu_{см}$ – соответственно кинематическая вязкость первого и второго компонентов, вязкость смеси, $\text{мм}^2/\text{с}$;

x – массовая доля менее вязкого компонента.

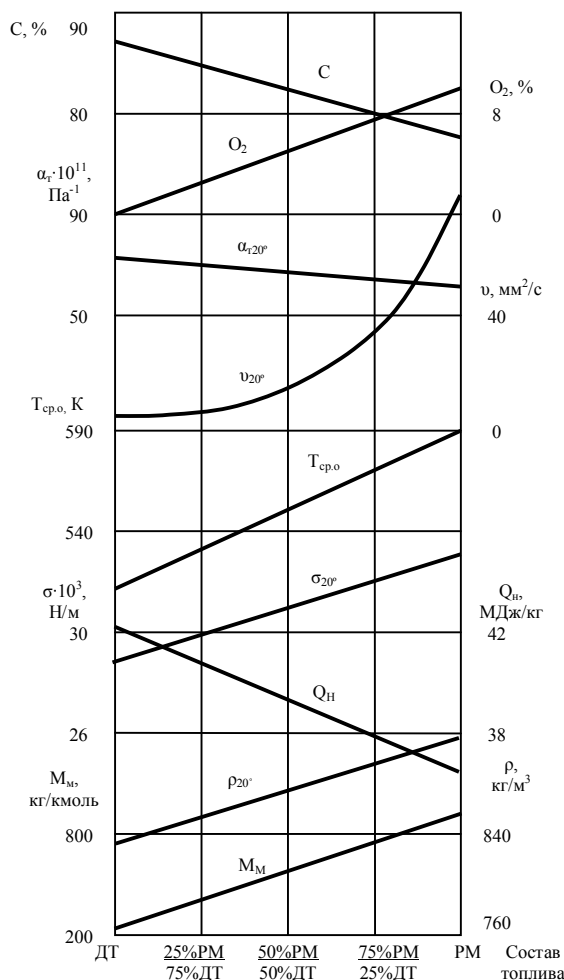


Рис. 3. Влияние состава топлива на его физико-химические показатели

Рассмотрим влияние физических показателей различных видов топлива на показатели работы топливной аппаратуры и параметры струи распыленного топлива. Если плотность топлива обуславливает массовую цикловую подачу топлива (ЦПТ), то от вязкости зависят утечки топлива через зазоры прецизионных пар топливоподающей аппаратуры, степень дросселирования топлива в дополнительных и отсечных отверстиях втулки плунжера при их открытии и закрытии, а также в сопловых отверстиях распылителя форсунки. От вязкости и коэффициента сжимаемости топлива зависит коэффициент подачи топливного насоса высокого давления (ТНВД), действительный угол опережения подачи топлива и объёмная ЦПТ [3].

Исходя из уравнений, предложенных А.С. Лышевским [9], были получены выражения для оценки относительного изменения параметров процессов впрыскивания и распыливания дизельного топлива без подогрева ДТх и с подогревом ДТг, а также топливных смесей (ТС):

— относительное изменение среднего диаметра капли топлива по Заутеру

$$\frac{d_{32}}{d_{32\text{ДТх}}} = \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ДТх}}}\right)^{0,6053} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{\text{ДТх}}}\right)^{0,1927} \left(\frac{\nu}{\nu_{\text{ДТх}}}\right)^{0,1466} ; \quad (3)$$

— относительное время достижения струей топлива стенки камеры сгорания

$$\frac{\tau_s}{\tau_{s\text{ДТх}}} = \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ДТх}}}\right)^{0,05} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{\text{ДТх}}}\right)^{0,37} \left(\frac{\nu}{\nu_{\text{ДТх}}}\right)^{-0,32} ; \quad (4)$$

— относительное изменение угла раскрытия топливной струи

$$\frac{\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)_{\text{ДТх}}} = \left(\frac{\rho}{\rho_{\text{ДТх}}}\right)^{-0,89} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{\text{ДТх}}}\right)^{-0,25} \left(\frac{\nu}{\nu_{\text{ДТх}}}\right)^{-0,14} , \quad (5)$$

В табл.1 представлены результаты расчетов относительного изменения величин

d_{32} , τ_s , и $\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)$ (см. формулы 3, 4, 5) при при-

нятых, на основании проведенного экспериментального исследования, усредненных значениях температур впрыскиваемых в цилиндр двигателя различных видов топлива: для ДТх - $T_{cp}=323\text{K}$, для ДТг и подогретых ТС - $T_{cp}=348\text{K}$. Необходимые для расчетов величины ρ , ν , σ определялись на основании графических зависимостей, представленных на рис.2 и рис.3, и формулы (2).

Таблица 1. Влияние физических показателей исследуемых топлив на относительное изменение параметров топливной струи

Вид топлива	Температура T_{cp} , К	Показатели			Параметры		
		ρ , кг/м ³	ν , мм ² /с	$\sigma \cdot 10^3$, Н/м	$\frac{d_{32}}{d_{32\text{ДТх}}}$	$\frac{\tau_s}{\tau_{s\text{ДТх}}}$	$\frac{\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{\text{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)_{\text{ДТх}}}$
ДТх	323	809	2,11	26,4	1	1	1
ДТг	348	792	1,44	24,4	0,92	1,10	1,10
50%РМ 50%ДТ	323	851	6,2	28,6	1,23	0,73	0,81
	348	834	3,86	27,6	1,12	0,84	0,88
75%РМ 25%ДТ	323	872	12,0	29,7	1,38	0,60	0,71
	348	855	7,0	29,1	1,26	0,71	0,79
ЭЭРМ	323	874	12,8	29,7	1,40	0,59	0,70
	348	857	7,2	29,1	1,26	0,70	0,78

Проведённое расчётное исследование позволяет оценить степень влияния физических показателей различных видов топлива на параметры топливной струи. В связи со снижением плотности, вязкости и поверхностного натяжения дизельного топлива при его нагреве уменьшается средний диаметр капель, увеличивается угол раскрытия топливной струи и время достижения струей стенки камеры сгорания, что способствует росту доли объёмного смесеобразования. Применение более плотных и вязких неподогретых топливных смесей ($T_{cp}=323K$) приводит к более грубому распыливанию топлива и попаданию большего его количества на стенки камеры сгорания, что уменьшает долю объёмного смесеобразования. Приближение физических показателей топливных смесей при их подогреве ($T_{cp}=348K$) к показателям дизельного топлива обеспечивает сближение параметров топливной струи различных видов топлива, что оказывает позитивное влияние на эффективность работы двигателя.

Результаты экспериментального исследования влияния подогрева различных видов топлива на показатели работы двигателя 4ЧН12/14

Объектом испытаний был автотракторный дизель СМД-17Н(4ЧН12/14) производства харьковского завода «Серп и Молот». Дизель был оснащен поршнями с неразделенной камерой сгорания полужакрытого типа ЦНИДИ. Степень сжатия $\varepsilon = 15,5$, геометрический угол подачи топлива - 23° п.к.в. до ВМТ.

Программа исследований предусматривала определение эффективных показателей дизеля при его работе по нагрузочным характеристикам от холостого хода до номинальной нагрузки с частотами вращения коленчатого вала $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, 1600 мин^{-1} и 1800 мин^{-1} . Как отмечалось выше, исследованию подвергались следующие виды топлива: дизельное (ДТ), топливные смеси: 50% РМ/50%ДТ,

75%РМ/25%ДТ и смесь этиловых эфиров РМ с рапсовым маслом – ЭЭРМ, которая была получена в результате неполной переэтерификации ацилглицеридов рапсового масла при их взаимодействии с молекулами этилового спирта.

При проведении экспериментальных исследований была реализована следующая схема подачи топлива в цилиндры дизеля (см. рис.4). Из топливного бака исследуемое топливо по трубопроводу поступает в фильтр грубой очистки, откуда подкачивающим насосом топливо под давлением подается в фильтр тонкой очистки, который установлен в термостате. Регулируя, с помощью нагревательного элемента, температуру воды в термостате, изменяли температуру топлива на входе в топливный насос высокого давления, а следовательно, и температуру топлива перед форсунками. Температура воды в термостате t_b измерялась ртутным термометром, а температура топлива T_T^{ex} в П - образном канале ТНВД подвода топлива к плунжерным парам – термометром сопротивления. На первом этапе исследований определялись показатели работы двигателя на дизельном топливе без подогрева ДТх и с подогревом ДТг. В первом случае температура воды в термостате находилась в диапазоне $21^\circ\text{C} \div 23^\circ\text{C}$, во втором – изменялась в интервале $70^\circ\text{C} \div 82^\circ\text{C}$.

Температура T_T^{ex} при работе на ДТх изменялась в зависимости от температуры окружающей среды ($t_0=32-38^\circ\text{C}$) и температуры топлива, поступающего в канал топливного насоса из отсечных отверстий плунжерных гильз. Температура T_T^{ex} при работе на ДТг также зависела еще от степени подогрева топлива в термостате.

На втором этапе исследовалось влияние подогрева топливных смесей на показатели работы двигателя. Результаты экспериментального исследования показателей работы двигателя на различных видах топлива без подогрева и с подогревом представлены

в табл.2–4 (обозначения: p_e – среднее эффективное давление; n – частота вращения коленчатого вала; p_s – давление наддувочного воздуха; T_T – температура отработавших газов; α – коэффициент избытка воздуха; T_T^{ex} – температура топлива в полости ТНВД; g_e , η_e – соответственно эффективный расход топлива и эффективный к.п.д. двигателя; B_u – часовой расход топлива; M_{CO_2} – количество выбросов диоксида углерода; ΔCO_2 – относительное изменение M_{CO_2} при

работе на ДТх и подогретых топливных смесях). Необходимо отметить, что на каждой из топливных смесей по мере увеличения мощности двигателя значение температуры T_T^{ex} монотонно уменьшается (см. табл.2–4). Это можно объяснить ростом часового расхода топлива (уменьшается степень подогрева увеличивающегося количества топлива, проходящего через термостат).

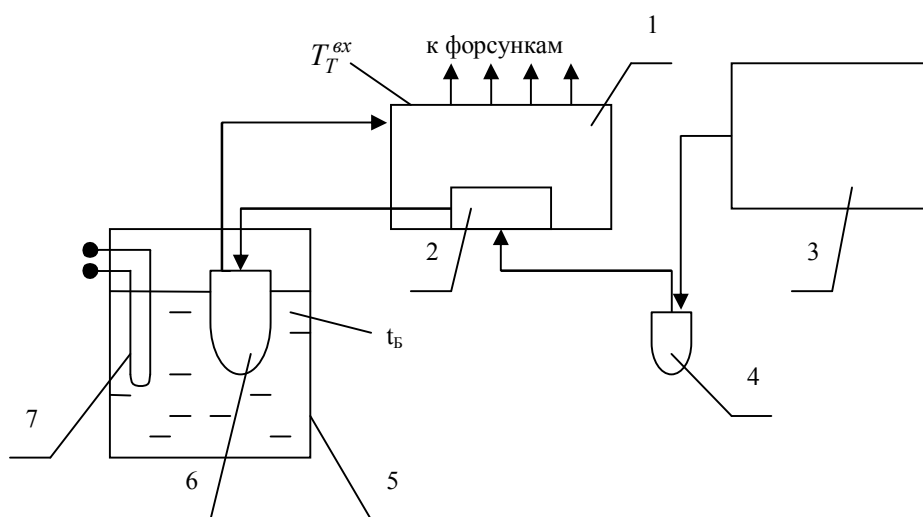


Рис. 4. Схема топливоподдачи дизеля СМД-17Н с подогревом топлива в линии низкого давления:

1 – топливный насос высокого давления; 2 – топливоподкачивающий насос; 3 – топливный бак; 4 – фильтр грубой очистки топлива; 5 – термостат; 6 – фильтр тонкой очистки топлива; 7 – нагревательный элемент; t_b , T_T^{ex} – точки замера температур.

Таблица 2. Показатели работы двигателя 4ЧН 12/14, при $n=1400 \text{ мин}^{-1}$

	ДТх			ДТг			50%PM 50%ДТ			75%PM 25%ДТ			ЭЭРМ	
	0,28	0,56	0,875	0,28	0,56	0,868	0,28	0,56	0,865	0,28	0,56	0,877	0,28	0,56
p_e , МПа	0,28	0,56	0,875	0,28	0,56	0,868	0,28	0,56	0,865	0,28	0,56	0,877	0,28	0,56
p_s , кПа	105	116	134	105	117	132	103	114	132	105	117	137	105	115
T_T , К	526	668	845	528	673	837	520	651	823	524	671	865	519	649
α	3,47	2,16	1,53	3,46	2,18	1,56	3,42	2,21	1,6	3,37	2,1	1,51	3,32	2,11
T_T^{ex} , К	316	317	315	338	335	333	334	336	334	339	338	335	341	339
g_e , г/кВт·ч	279,6	236,5	239,6	280,1	236,2	234,6	298,7	249,4	246,3	312,1	268,2	272,3	324,8	273,1
η_e , %	30,5	36,1	35,6	30,5	36,1	36,4	30,7	36,7	37,2	30,4	35,3	34,8	30,1	35,8
M_{CO_2} , кг/ч	18,37	31,07	49,76	18,37	31,04	37,98	18,53	30,95	48,34	18,86	32,44	51,65	19,02	31,98
B_u , кг/ч	5,76	9,74	15,6	5,77	9,73	15,04	6,15	10,27	16,04	6,43	11,05	17,61	6,69	11,25
ΔCO_2 , %	-	-	-	-	-	-	+0,88	-0,38	-2,85	+2,65	+4,43	+3,8	+3,52	+2,94

Таблица 3. Показатели работы двигателя 4ЧН 12/14, при $n=1600 \text{ мин}^{-1}$

	ДТх			ДТг			50%PM 50%ДТ			75%PM 25%ДТ			ЭЭРМ	
	0,306	0,605	0,864	0,306	0,605	0,783	0,306	0,605	0,853	0,306	0,605	0,847	0,306	0,605
p_e , МПа	0,306	0,605	0,864	0,306	0,605	0,783	0,306	0,605	0,853	0,306	0,605	0,847	0,306	0,605
p_s , кПа	112	130	149	111	131	147	111	130	154	110	129	152	111	129
T_T , К	555	701	836	555	695	785	555	697	817	554	700	830	556	700
α	3,22	2,09	1,64	3,19	2,15	1,96	3,23	2,17	1,74	3,15	2,09	1,74	3,16	2,04
T_T^{ex} , К	310	312	313	331	333	332	335	334	333	339	337	333	340	335
g_e , г/кВт·ч	289,0	246,8	238,0	285,0	240,9	231,8	301,9	256,1	251,0	315,9	270,8	259,6	323,0	279,0
η_e , %	29,5	34,6	35,8	29,9	35,4	36,8	30,3	35,8	36,5	30,0	35,0	36,5	30,2	35,0
M_{CO_2} , кг/ч	23,86	40,16	55,35	23,54	39,17	48,87	23,57	39,36	55,10	24,00	40,51	55,74	23,8	40,46
B_u , кг/ч	7,48	12,59	17,35	7,38	12,28	15,32	7,82	13,06	18,28	8,18	13,81	19,0	8,37	14,23
ΔCO_2 , %	-	-	-	-	-	-	-1,22	-2,00	-0,45	+0,56	+0,87	+0,7	-0,27	+0,74

Таблица 4. Показатели работы двигателя 4ЧН 12/14, при $n=1800 \text{ мин}^{-1}$

	ДТх			ДТг			50%PM 50%ДТ			75%PM 25%ДТ			ЭЭРМ		
p_e , МПа	0,312	0,624	0,736	0,312	0,624	0,724	0,312	0,624	0,771	0,312	0,624	0,755	0,312	0,624	0,758
p_s , кПа	121	148	158	120	148	158	119	146	159	120	146	159	120	141	162
T_T , К	590	739	785	585	743	785	586	731	789	580	724	786	578	725	792
α	3,10	2,14	1,97	3,16	2,19	2,00	3,11	2,20	1,95	3,18	2,19	1,96	3,07	2,13	1,94
T_T^{BK} , К	317	320	316	337	333	332	337	335	333	335	333	332	330	328	328
g_e , г/кВт·ч	293,1	250,3	243,5	292,4	243,8	243,4	312,7	260,1	254,9	323,5	274,1	268,5	336,2	286,8	277,8
η_e , %	29,1	34,1	35,0	29,2	35,0	35,1	29,3	35,2	36,0	29,3	34,6	35,3	29,0	34,0	35,1
M_{CO_2} , кг/ч	27,66	47,37	54,29	27,60	46,13	53,40	27,88	46,56	54,16	28,07	47,67	55,05	28,29	48,36	55,21
B_e , кг/ч	8,67	14,85	17,02	8,65	14,46	16,74	9,25	15,45	17,97	9,57	16,25	18,77	9,95	17,01	19,42
ΔCO_2 , %	-	-	-	-	-	-	+0,8	-1,7	-0,24	+1,5	+0,62	+1,41	+2,28	+2,09	+1,69

Как следует из табл.2–4 подогрев ДТ приводит к улучшению топливной экономичности двигателя практически на всех режимах нагрузочных характеристик. На наш взгляд, это связано с уменьшением плотности, вязкости и поверхностного натяжения ДТг, что способствует более мелкому распыливанию топлива и увеличению доли объемного смесеобразования (см. табл.1). При работе на ДТг наблюдается некоторое снижение мощности двигателя на режимах полной нагрузки для всех частот вращения коленчатого вала. Это можно объяснить снижением плотности нагретого топлива и, как следствие, уменьшением его массовой цикловой подачи. Таким образом, массы фактически поданного топлива недостаточно для совершения работы эквивалентной нагрузке на двигатель, рейка топливного насоса находится на упоре (максимальной подаче), частота вращения коленчатого вала уменьшается. Путем снижения нагрузки на двигатель удастся восстановить требуемую частоту вращения.

Сравним показатели работы двигателя на неподогретом дизельном топливе ДТх (исходный вариант) и подогретых топливных смесях (50%PM/50%ДТ, 75%PM/25%ДТ, ЭЭРМ). Общим для всех режимов испытаний является монотонное увеличение удельного эффективного расхода топлива по мере повышения содержания в топливных смесях рапсового масла, имеющего меньшее значение низшей теплоты сгорания (см. табл.2–4, рис.3). Давление наддува, коэффициент избытка воздуха и температура отработавших газов изменялись незначи-

тельно для различных видов топлив на каждом из режимов нагрузочных характеристик. Для оценки степени эффективности применения подогрева топливных смесей, используем выражение

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_e^{TC} - \eta_e^{ДТх}}{\eta_e^{ДТх}} \cdot 100\%, \quad (6)$$

где: η_e^{TC} - эффективный к.п.д. двигателя при работе на подогретых топливных смесях ТС;

$\eta_e^{ДТх}$ - эффективный к.п.д. двигателя при работе на неподогретом дизельном топливе ДТх.

На рис. 5 представлены гистограммы относительного изменения δ_{η_e} эффективного к.п.д. двигателя при его работе по нагрузочным характеристикам на подогретых топливах различного состава. Видно, что наибольшие положительные значения δ_{η_e} были получены при применении топливной смеси 50%PM/50%ДТ.

Рассмотрим, сочетание каких факторов приводит к лучшей эффективности работы двигателя на топливной смеси 50%PM/50%ДТ. С одной стороны, увеличение доли РМ приводит к уменьшению доли объемного смесеобразования (укрупнение капель распыленного топлива, уменьшение угла раскрытия топливной струи и увеличение её дальности (см. табл.1), ухудшение испаряемости топливной смеси), а с другой – повышение максимального давления впрыскивания более вязкого топлива, интенсификация испарения топлива с горячей поверхности камеры сгорания, увеличение максимального давления сгорания, рост максимальной температуры рабочего цикла за счет более интенсивного окисления

(горения) кислородосодержащих молекул рапсового масла [2, 7].

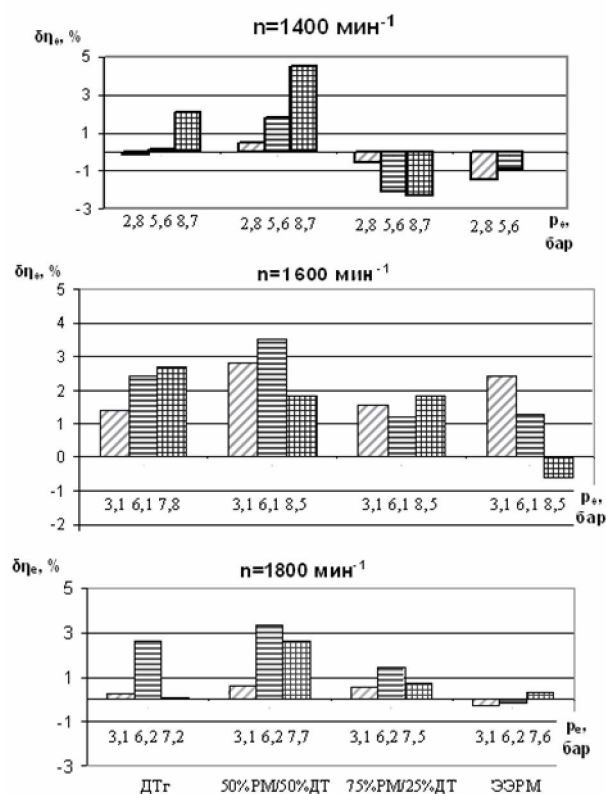


Рис. 5. Гистограммы относительного изменения $\delta\eta_e$ эффективного к.п.д. дизеля при его работе на ДТг и подогретых ТС

На процессах смесеобразования и сгорания, по видимому, сказывается следующий механизм прогрева и испарения капли топливной смеси РМ и ДТ. При прогреве капли в первую очередь в парообразное состояние переходит дизельное топливо (теплота парообразования $r_{дт} = 230 \text{ кДж/кг}$, теплота парообразования жирных кислот, радикалы которых входят в молекулы РМ $r_{жк} = 335 \text{ кДж/кг}$ [10]). Это может привести к разрушению (деформации) прогреваемой капли за счет образования в ее ядре паровой фазы дизельного топлива. На наш взгляд, механизм разрушения прогретой капли может быть аналогичен «микровзрыву» капель водотопливных эмульсий. Таким образом, наиболее рациональное сочетание вышеприведенных факторов, с точки зрения наилучшей эффективности работы двигателя, происходит при применении подогретой топливной смеси

50%PM/ 50%ДТ.

Применение топливных смесей на основе рапсового масла позволяет в определенной степени уменьшить экологическую опасность дизельного двигателя как источника выбросов токсичных компонентов с отработавшими газами (ОГ) [2,7]. Помимо ограничения эмиссии вредных веществ, предусмотренные нормативной документацией, в последнее время говорят о выбрасываемом в атмосферу диоксиде углерода (CO_2), как об одной из причин парникового эффекта. Особенностью химического состава растительных масел является уменьшенное на 10% ÷ 11% количество углерода в них по сравнению с дизельным топливом (см. рис.3). Количество диоксида углерода в ОГ зависит от часового расхода топлива и относительной доли углерода в нем, и определяется по стехиометрическому соотношению:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{44}{12} B_{\text{ч}} \cdot C, \quad \text{кг/ч.} \quad (7)$$

В табл.2–4 приведены данные по часовому расходу топлива $B_{\text{ч}}$ и диоксида углерода M_{CO_2} при работе двигателя на различных видах топлива. Часовой расход топлива при работе на топливных смесях для режимов максимальной мощности приводится к значениям мощности двигателя при работе на ДТх. Рост процентного содержания РМ в топливных смесях приводит к снижению доли С в них и увеличению $B_{\text{ч}}$ (снижается $Q_{\text{и}}$). Оценка степени снижения выбросов M_{CO_2} при работе на ТС проводилась с использованием выражения:

$$\Delta \text{CO}_2 = \frac{M_{\text{CO}_2}^{\text{ТС}} - M_{\text{CO}_2}^{\text{ДТх}}}{M_{\text{CO}_2}^{\text{ДТх}}} * 100\%, \quad (8)$$

где: $M_{\text{CO}_2}^{\text{ТС}}$ и $M_{\text{CO}_2}^{\text{ДТх}}$ – соответственно выбросы CO_2 при применении подогретых топливных смесей и холодного дизельного топлива.

Используя выражение (7) и формулу для эффективного к.п.д. двигателя

$$\eta_e = \frac{3600Ne}{B_q \cdot Q_H}, \quad (9)$$

выразим величину ΔCO_2 в следующем виде:

$$\Delta CO_2 = \left(\frac{Ne^{TC}}{Ne^{DTx}} \cdot \frac{\eta_e^{DTx}}{\eta_e^{TC}} \cdot \frac{(Q_H/C)^{DTx}}{(Q_H/C)^{TC}} - 1 \right) \cdot 100\%. \quad (10)$$

Значения величин C и Q_H определяет групповой состав топлива, поэтому при равенстве мощностей двигателя, работающего на ДТх и ТС, величина ΔCO_2 зависит от соотношения эффективных к.п.д. и величины Q_H/C . По мере роста доли РМ в топливных смесях величина отношения Q_H/C уменьшается. При работе на подогретой топливной смеси 50%РМ/50%ДТ относительный рост $\delta\eta_e$ эффективного к.п.д. двигателя на 3-4,5% при некотором уменьшении Q_H/C обеспечивает снижение выбросов M_{CO_2} на 1,5-2,8% (отрицательные значения величины ΔCO_2 , см. табл.2-4). По мере снижения эффективности работы двигателя на топливных смесях 75%РМ/25%ДТ и ЭЭРМ (близкие к нулю или отрицательные значения $\delta\eta_e$) и уменьшении отношения Q_H/C выбросы M_{CO_2} возрастают и превышают эмиссию диоксида углерода при применении ДТх (положительные значения величины ΔCO_2 , см. табл. 2).
 2). Использование рапсового масла в качестве компонента топливных смесей для дизелей позволяет реализовать рецикл диоксида углерода – поглощение CO_2 растущей зеленой массой маслосодержащих растений (рапсовое поле площадью в 1га поглощает около 22т CO_2 [11]). Из собранных с 1 га семян рапса в среднем получают 1т РМ, при сгорании которой образуется около 3т диоксида углерода. Следовательно, 1га растущего рапса может дополнительно нейтрализовать экологическую опасность выбросов CO_2 , полученных при сгорании бт дизельного топлива.

Выводы

1. Применение подогрева топливных смесей на основе рапсового масла позволяет повысить эффек-

тивность работы двигателя 4ЧН12/14 на режимах нагрузочных характеристик.

2. Наибольшая эффективность работы двигателя достигается при использовании подогретой топливной смеси 50%РМ/50%ДТ.

3. Относительное увеличение эффективного к.п.д. двигателя на 3-4,5% при его работе на смеси 50%РМ/50%ДТ обеспечивает снижение выбросов диоксида углерода на 1,5-2,8%.

Список литературы:

1. Экспериментальное исследование автотракторного дизеля СМД-17Н при его работе на рапсовом масле и его смесях с дизельным топливом – Шеховцов А.Ф., Марченко А.П., Минак А.Ф., Линьков О.Ю. // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический сборник научных трудов «Двигатели внутреннего сгорания». Харьков, НТУ «ХПИ», 2001. №2. С.119-123.
2. Результаты исследований рабочего процесса и токсичности дизеля, работающего на топливах растительного происхождения. – Марченко А.П., Минак А.Ф., Слабун И.А., Осетров А.А., Линьков О.Ю., Марков К.В., Аскрепов Д.Н. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – №2. С.33 – 40.
3. Марков В.А., Козлов С.И. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. –М.: Изд – во МГТУ им. Баумана. 2000. – 296с.
4. Дослідження фізико-хімічних показників альтернативного біопалива на основі ріпакової олії. – Марченко А.П., Семенов В.Г., Семенова Д.У., Линьков О.Ю. // Машинобудування: Вісник Харківського державного політехнічного університету. Збірка наукових праць. Випуск 101. – Харків: ХДПУ. 2000. С.159 – 163.
5. Семенов В.Г., Зинченко А.А. Определение физических свойств и химического состава рапсового масла, применяемого в качестве биотоплива для дизелей. – Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск:

Хімія, хімічна технологія та екологія. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2002. №17. С.162 – 166. 6. Семенов В.Г., Колодницька Р.В. Визначення фізико-хімічних показників альтернативних палив рослинного походження для дизелів сільськогосподарських машин. – Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. – Житомир. – 2003, №3(27). С.57 – 65. 7. Линьков О.Ю. Выбор и обоснование параметров смесеобразования и сгорания дизеля, работающего на альтернативных топливах. – Дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук. – 2003. –

178с. 8. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник / К.М. Бадьштова, Я.А. Берштадт, Ш.К. Богданов и др. Под ред. В.М. Школьников. – М.: Химия, 1999. 432с. 9. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками. – М.: Машигиз, 1963. – 180с. 10. Тютюнников Б.Н. Химия жиров. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 632с. 11. Перегінєць В. Біодизель. Сучасне виробництво біодизельного палива з рослинної біомаси. – Київ. – 2001. – 74с.

УДК 656.13:502.5

Л.П. Клименко, д-р техн. наук, О.Ф. Прищепов, канд. техн. наук, В.И. Андреев, канд. техн. наук, А.П.Гожий, инж.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ УРОВНЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И ЭКОЛОГИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Автомобильный транспорт в городах является одним из главных источников загрязнения окружающей среды и оценка уровня его экологической безопасности представляет собой актуальную задачу современности, позволяющую направлять усилия ученых, конструкторов и эксплуатационников на совершенствование автомобильной техники и технологии с целью обеспечения минимального воздействия на природу и человека

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

На основе разработок [1-4] оценку уровня экологической опасности предлагается производить,

используя уравнение, связывающее все обобщенные показатели системы «природа-хозяйство-человек», так как это полностью соответствует классическому определению «экологической безопасности», под которой следует понимать такое состояние системы «природа-хозяйство-человек», которое обеспечивает сбалансированное взаимодействие природных, технических и социальных систем, формирование природно-культурной среды, отвечающей санитарно-гигиеническим, эстетическим и материальным потребностям жителей каждого региона Земли при сохранении природно-ресурсного и экологического потенциала природных систем и способности биосферы в целом к саморегулированию

$$H = f(R, F, D),$$

где: H – индекс здоровья населения;