

И.И. Бешлягэ, канд. техн. наук, **Л.Г. Малай**, канд. техн. наук
Государственный аграрный университет Молдовы, г. Кишинёв, Молдова
e-mail: i.besleaga@uasm.md, e-mail: leondanus@mail.ru

Анализ термодинамических процессов двигателей внутреннего сгорания работающих на биодизеле

В работе представлен расчет теплового сжатия двигателя с воспламенением, который определяет сравнительные параметры технологического цикла работы, энергетические и экономические показатели, давление работы газового цилиндра дизеля и биотоплива.

дизельное топливо, выброс газа, горючие вещества, тракторные двигатели, коэффициент избытка воздуха, температура остаточного газа

І. І. Бешляге, канд. техн. наук, **Л.Г. Малай**, канд. техн. наук
Державний аграрний університет Молдови, м. Кишинів, Молдова

Аналіз термодинамічних процесів двигунів внутрішнього згоряння, що працюють на біодизелі

В роботі представлений розрахунок теплового стиску двигуна із запалюванням, який визначає порівняльні параметри технологічного циклу роботи, енергетичні та економічні показники, тиск роботи газового циліндра дизеля і біопалива.

дизельне паливо, викид газу, горючі речовини, тракторні двигуни, коефіцієнт надлишку повітря, температура залишкового газу

Постановка проблемы. Европейский Союз стал ведущим производителем биодизельного топлива, которое обеспечивает 77% мирового производства. Крупнейшими его производителями являются Германия, Италия, Франция. В Германии производство биодизеля увеличилось в 14 раз, во Франции в 2,4 раза, Италии в 1,3 раза.

Использование биодизельного топлива из растительных масел одобрено для автомобилей моделей AUDI, BMW, MERCEDES C220, для всех моделей FORD, оснащенных двигателями 1,8 и 2,51, а так же для некоторых моделей MAN.

Компания «Rompetrol-Moldova» расширила ассортимент топлива, продаваемого на заправках PECO, благодаря поставкам в республику дизельного топлива EURO Diesel, содержащего 6% биодизеля (стандарт Euro-4) и специального пакета присадок Efix, которые удаляют отложения каламина в двигателях внутреннего сгорания (ДВС). В то же время, испытания показали, что расход этого топлива снижается на 1%.

Биодизель – это «отечественный» продукт, возобновляемое топливо, которое может использоваться в дизельных двигателях, не требующих изменений в энергосистеме. Это безопасный продукт, уменьшающий количество загрязняющих веществ, таких как зола, твердые частицы, монооксид углерода, углеводороды и нокса. Требования к производительности, хранению и техобслуживанию аналогичны требованиям, предъявляемым к нефтяным топливам. Биодизель не содержит ароматических соединений или сульфидов, что способствует сокращению выбросов загрязняющих веществ, имеет довольно высокое цетановое число и лучшие смазочные свойства, по сравнению с нефтяным топливом.

Появилась необходимость в проведении теоретических исследований по расчету и анализу термодинамических процессов двигателей внутреннего сгорания, работающих на чистом биодизеле или в смеси с дизельным топливом в различных пропорциях.

Двигатели с воспламенением от сжатия работают под высоким давлением газа внутри цилиндра, с высокой степенью сжатия, обеспечивающей повышенную мощность двигателя, крутящий момент двигателя и снижение расхода топлива на блоке питания.

Целью данной работы является проведение теоретических исследований по расчету и анализу термодинамических процессов двигателей внутреннего сгорания, работающих с использованием чистого биодизеля, полученного из рапсового масла, в процессе переэтерификации в установке, предназначенной для этого химического процесса, с использованием указанной схемы.

Анализ последних исследований и публикаций. В основу расчета был принят усовершенствованный метод Гриневецкого, описанный в работе [1], который представляет собой аналитический метод расчета путем коррекции теоретической справочной диаграммы. Этот метод может применяться как на стадии проектирования, так и на стадии улучшения прототипа, но в этом случае также используется другой тип топлива (биодизель).

Исходные данные необходимы для расчета рабочего цикла двигателя, используемого для испытаний 4D 125/110 (далее D-241L), который представляет собой дизельный двигатель прямого впрыска. Его оценка была дана по результатам исследований на стенде с электрическим тормозом КІ 13638 ГОСНИТИ (ГОСТ 18509-88), авторами [2].

Постановка задачи. Целью данных исследований является получение термодинамических характеристик двигателя, работающего на биодизеле и сравнение их с классическими.

Изложение основного материала. Далее приводится расчет температуры, выполненный в соответствии с выбранным методом, причем двигатель имеет следующие характеристики, указанные в табл. 1, определяемые по характеристикам скорости вращений.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

Параметры	Виды топлива	
	Солярка	Биотопливо
Номинальная мощность двигателя, кВт ($P_{\text{мощ}}$).	58,9	58,9
Номинальные обороты, мин ⁻¹	2100	2100
Удельное эффективное потребление топлива, г/кВтч	252	252
Количество цилиндров	4	4
Соотношение компресии	16	16
Цетановое число топлива	51	41
Содержание серы в топливе, %	0,2	0,0012
Состав топлива С:Н:О, %	86:14:0	78:10:12
Низкая теплоотдача, МДж/кг	43,89	43,24
Абсолютная плотность, г/см ³	0,834	0,846

Источник: [1]

Выбор исходных параметров. Ряд предварительных значений, необходимых для расчета температуры, выбираются на основе данных, имеющихся в литературе по специальности [3-9], а также на основе экспериментов данной работы, таких как:

- исходная температура: $T_0 = 293\text{K}$;
- исходное давление $p_0 = 1,02 \cdot 10^5 \text{H/m}^2$;
- температура остаточных газов: $T_r = 900\text{K}$;
- давление остаточных газов: $p_r = 1,1 \cdot 10^5 \text{H/m}^2$;
- коэффициент избыточного воздуха: $\lambda = 1,25$.

Параметры процесса изменения газа. Принимаются следующие размеры: давление в конце впрыска: $p_a = 0,86 \cdot 10^5 \text{H/m}^2$;

- предварительный нагрев смеси: $\Delta T = 15 \text{K}$;
- коэффициент заполнения: $v_p = 1,14$.

Далее рассчитываются остаточные газы по формуле:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T \cdot p_r}{T_r \cdot \varepsilon \cdot v_p - p_r}. \quad (1)$$

Температура в конце впрыска определяется по формуле:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 - \gamma_r}. \quad (2)$$

Коэффициент заполнения будет равен:

$$\eta_v = \frac{p_a \cdot T_0}{p_0 \cdot T_a} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{v_p}{1 + \gamma_r}. \quad (3)$$

Параметры процесса сжатия. В реальном цикле двигателя процесс сжатия сопровождается взаимными изменениями тепла между рабочей средой и деталями двигателя, поэтому этот процесс не является адиабатическим. Процесс сжатия в двигателях с воспламенением от сжатия осуществляется политропно с постоянным показателем. Для коэффициента политропного сжатия принимается значение $n_1 = 1,6$.

Давление в конце сжатия определяется по формуле:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}. \quad (4)$$

Температура в конце сжатия будет равна:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (5)$$

Параметры процесса горения. В соответствии с рекомендациями, приведенными в таблицах 4 и 5 [4], принимаются следующие коэффициенты:

- коэффициент использования тепла; $\xi = 0,75$;
- коэффициент повышения давления $\pi = 1,3$

Минимальное количество воздуха, необходимого для сжатия 1 кг топлива рассчитывается по формуле:

$$L_{\min} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right). \quad (6)$$

Реальное количество воздуха необходимого для сгорания топлива:

$$L = \lambda \cdot L_{\min}. \quad (7)$$

Теоретический коэффициент молярного изменения свежей нагрузки:

$$\mu_o = \frac{L + \frac{H}{4} + \frac{C}{12}}{L}. \quad (8)$$

Фактический коэффициент молярного изменения свежей нагрузки:

$$\mu_f = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (9)$$

Среднее молярное удельное тепло исходной смеси равно:

$$c'_{\mu\nu} = 20 + 17,4 \cdot 10^{-3} \cdot T_c. \quad (10)$$

Среднее удельное молярное тепло газов сгорания при $\lambda > 1$ равно:

$$c''_{\mu\nu} = \left(20 + \frac{9,2}{\lambda}\right) + \left(\frac{13,8}{\lambda} + 15,5\right) \cdot 10^{-4} T_z. \quad (11)$$

Температура в конце сгорания определяется следующим уравнением:

$$\frac{\zeta Q_1}{\lambda L_{\min} (1 + \gamma_r)} + (c'_{\mu\nu} + R_m \cdot \pi) \cdot T_c = (c''_{\mu\nu} + R_m) \cdot \mu_f \cdot T_z. \quad (12)$$

Давление в конце сгорания рассчитывается по формуле:

$$P_z = P_z^I = \pi \cdot P_c. \quad (13)$$

Степень предварительной плотности рассчитывается из соотношения:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\mu}{\pi} \cdot \frac{P_c}{T_c}. \quad (14)$$

Вычисленные параметры процесса сгорания показаны в табл. 2.

Таблица 2 – Расчетные параметры процесса сгорания двигателей с воспламенением от сжатия

Параметры	Параметр	Виды топлива	
		Солярка	Биотопливо
Минимальное количество воздуха необходимого для сгорания 1 кг топлива, $\frac{K \cdot \text{мол} \cdot \text{воздуха}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}}$	L_{\min}	0,4759	0,41071
Реальное количество воздуха, $\frac{K \cdot \text{мол} \cdot \text{воздуха}}{\text{кг} \cdot \text{топлива}}$	L	0,5948	0,5214
Теоретический коэффициент молярного изменения свежей нагрузки	μ_o	1,18	1,11
Реальный коэффициент молярного изменения свежей нагрузки	μ_f	1,19	1,13
Среднее молярное удельное тепло, $\frac{kJ}{\text{кмол}}$	$c'_{\mu\nu}$	35,057	35,057
Температура в конце сгорания, °К	T_z	2098,5	1955,07
Давление в конце сгорания $\cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$	P_z	48,533	48,533
Степень предварительного ослабления	ρ	2,234	1,955

Источник: разработано авторами

Параметры процесса ослабления. Процесс ослабления сопровождается следующими явлениями: сжигание топлива при ослаблении, диссоциация продуктов сгорания, передача тепла от газов к частям двигателя, частичный выход газов между поршнем и цилиндром в картере двигателя. Принимается коэффициент политропного ослабления $n_2 = 1,25$.

Степень ослабления равна:

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (15)$$

Давление в конце ослабления рассчитывается из соотношения:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}. \quad (16)$$

Температура в конце ослабления равна:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (17)$$

Рассчитанные значения процесса ослабления представлены в табл. 3.

Таблица 3 – Параметры процесса ослабления двигателей с воспламенением от сжатия

Двигатель с воспламенением от сжатия работающий на:	Степень ослабления	Давление в конце ослабления; P_b	Температура в конце ослабления; T_b
Солярке	7,161	$4,142 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$	1282,81 К
Биотопливе	8,182	$3,506 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$	1155,95 К

Источник: разработано авторами

Основные параметры двигателя. Принимаются следующие параметры [4] для:

- коэффициента округления диаграммы: $\mu_r = 0,94$
- механической производительности: $\eta_m = 0,8$ (6; с. 238)

Среднее давление теоретического цикла исходит из соотношения:

$$P_i' = \frac{P_c}{\delta - 1} \left[\pi(\rho - 1) + \frac{\pi \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_1-1}} \right) \right]. \quad (18)$$

Указанное среднее давление равно:

$$P_i = \mu_f \cdot P_i'. \quad (19)$$

Указанная производительность двигателя определяется из соотношения:

$$\eta_i = R_m \cdot \frac{P_i \cdot M_i \cdot T_c}{P_o \cdot \eta_v \cdot Q_i} = 8,314 \frac{P_i \cdot \lambda L_{\min} \cdot T_c}{P_o \cdot \eta_v \cdot Q_i}. \quad (20)$$

Эффективное среднее давление исходит из соотношения:

$$p_e = \eta_m P_i. \quad (21)$$

Эффективная производительность двигателя будет равен:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i. \quad (22)$$

Удельное эффективное потребление топлива рассчитывается формулой:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_i}. \quad (23)$$

Рассчитанные значения представлены в табл. 4.

Таблица 4 – Рассчитанные основные параметры двигателей с воспламенением от сжатия

Параметры	Символ параметра	Двигатели с воспламенением от сжатия	
		Солярка	Биотопливо
Среднее давление теоретического цикла, $\cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$	P_i'	11,042	8,087
Указанное среднее давление, 10^5 Н/м^2	P_i	10,379	7,602
Указанная производительность двигателя	η_i	0,37	0,33
Эффективное среднее давление, $\cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$	p_e	8,303	6,081
Эффективная производительность двигателя	η_e	0,296	0,208
Удельное эффективное потребление топлива, г/кВтч	g_e	277	315

Источник: разработано авторами

Проверка фундаментальных размеров двигателя.

Принимается соотношение пробег-диаметр по конструкции двигателя D 241L:

$$\Phi = \frac{S}{D} = 1,136.$$

где $S = 125$ мм – движение поршня;

$D = 110$ мм – диаметр поршня;

Цилиндрическая емкость по прототипу равна:

$$V_{h1} = 1,187 \text{ л.}$$

Общая цилиндричность двигателя по прототипу:

$$V_t = 4,75 \text{ л.}$$

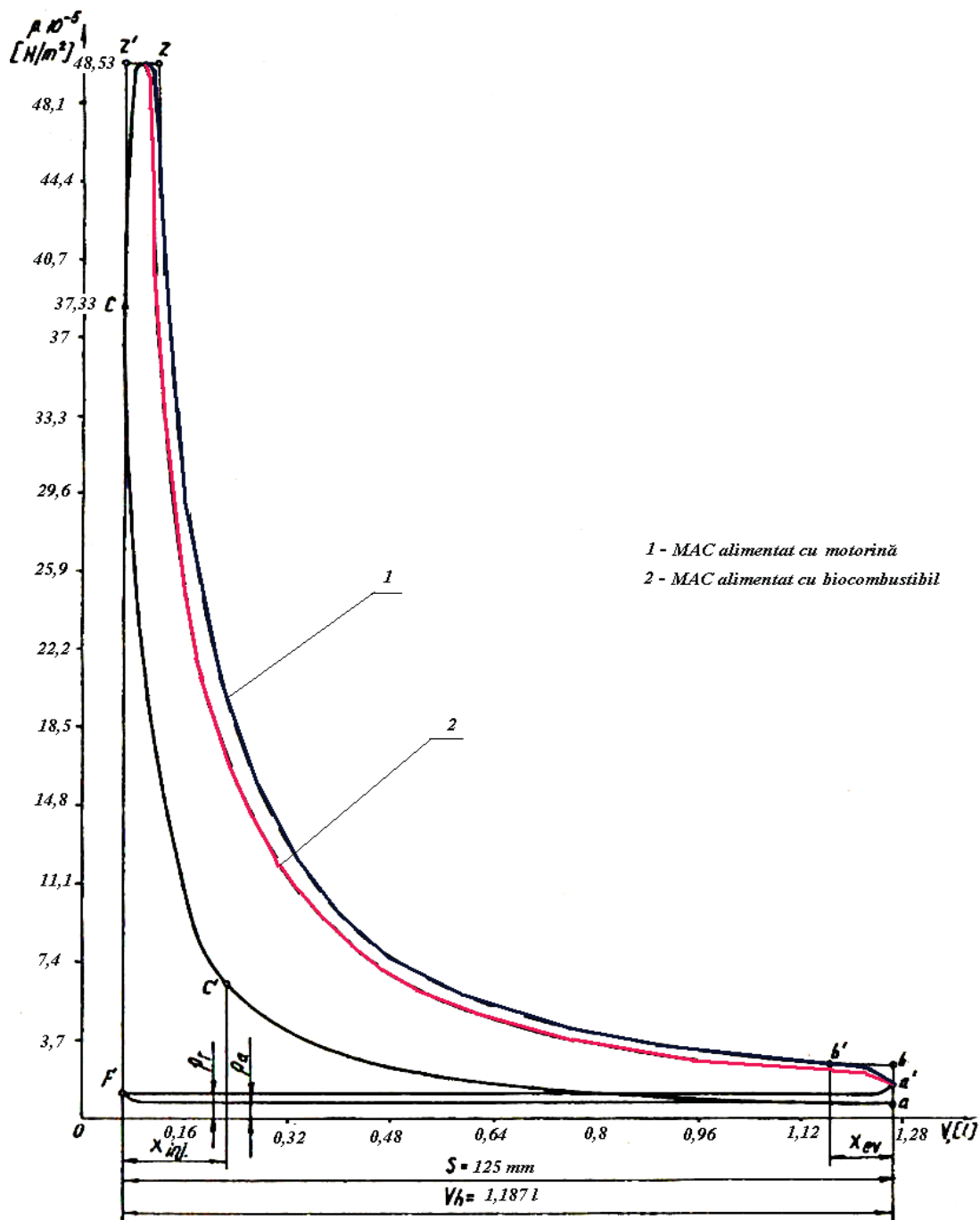
В таблице 5 представлены основные параметры двигателя D-241L по сравнению с экспериментальными данными на стенде.

Таблица 5 – Основные рассчитанные параметры двигателя D-241L сравнительно с экспериментальными данными на стенде

Параметры	Рассчитанные значения		Экспериментальные данные	
	Солярка	Биотопливо	Солярка	Биотопливо
Эффективная мощность, кВт	58,9	58,9	50,65 (8670% $P_{\text{ном}}$)	50,65(86% $P_{\text{ном}}$)
Удельное потребление топлива, г/кВтч	277	315	251	290
Степень компрессии	16	16	16	16
Вращение двигателя, мин^{-1}	2100	2100	2100	2100
Давление в конце сжатия, $p_e \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$	37,333	37,333	-	-
Среднее эффективное давление, $p_e \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$	8,303	6,081	-	-

Продолжение таблицы 1

Указанная производительность, η_i	0,37	0,33	-	-
Механическая производительность, η_m	0,8	0,8	-	-
Эффективная производительность, η_e	0,296	0,264		



1 – (ДВС) Двигатели с воспламенением от сжатия заправленной соляровкой
 2 – (ДВС) Двигатели с воспламенением от сжатия заправленной биотопливом

Рисунок 1 – Рассчитанная диаграмма двигателя с воспламенением от сжатия

Источник: разработано авторами [2]

На основе полученных ранее расчетных значений, намечается указанная диаграмма координат $p - v$. В выбранной системе координат отмечаются точки a, c, z', z, b и указываются соответствующие кривые (рис.1).

Выводы. На основе теоретических исследований по анализу термодинамических процессов двигателей внутреннего сгорания, работающих на биодизеле, приводятся следующие выводы:

1. Мощность двигателей с воспламенением от сжатия, работающих на биодизеле, обеспечит снижение среднего давления теоретического цикла на 26,8, а эффективной мощности двигателя на 29,8% по сравнению с двигателем работающем на нефтяном топливе, благодаря тому, что биодизельное топливо обладает более низкой теплоотдачей по сравнению с соляркой.

2. Биотопливо, имеющее в своем составе 12% кислорода (3), требует при сгорании в двигателях с воспламенением от сжатия наименьшее количество воздуха (13,7%), чем при сгорании солярки.

3. При заправке двигателей с воспламенением от сжатия биодизелем, поддержание проектируемой номинальной мощности (58,9 кВт) будет обеспечено удельным расходом топлива увеличенного на 13,72% по сравнению с заправкой двигателей с воспламенением от сжатия работающих на дизельном топливе.

Список литературы

1. Двигатели для тракторов и автомобилей. Том III. / Бобеску Г. и др. К.: Техника, 2000. 328 с.
2. Энергетические достижения дизельного двигателя работающего на биодизеле / Лакуста И. и др. *Сельское хозяйство Молдовы*, 2009. № 7-8. С. 26-28.
3. Frunze O. Cercetări privind eficiența economică și ecologică a utilizării uleiurilor vegetale pentru alimentarea MAC. Braşov, 2005. 169 p.
4. Двигатели для тракторов и автомобилей. Том I. / Бобеску Г. и др. К.: Техника, 1997. С. 238.
5. Панкратов Г. П. Двигатели внутреннего сгорания. Автомобили, тракторы и их эксплуатация. М.: Высш. Школа, 1979. 296 С.
6. Вахламов В. К., Шатров М. Г., Юрчевский А. А. Теория и конструкция автомобиля и двигателя. М.: Академия, 2003. 816 с.
7. Бешляга И. Использование биотоплива для заправки дизельных двигателей. К.: Print-Caro, 2011. 111 с.
8. Стуканов В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. М.: Форум: Инфра-М, 2005. 368 с.
9. Соціально-економічне забезпечення пасажирського транспорту загального користування / Мороз М.М. та ін. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. Северодонецьк, 2018. Вип. 1 (242). С. 100-105.
10. Болтинский В. Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. М.: Сельхозиздат, 1962. 391 с.

References

1. Bobesku, G. et al. (2009). Dvigateli dlya traktorov i avtomobiley [Engines for tractors and cars]. Vol. III. K.: Tehnika [in Russian].
2. Lakusta, I. et al. (2009). Energeticheskie dostizheniya dizelnogo dvigatelya rabotayuschego na biodizele [Energy achievements of a diesel engine running on biodiesel]. *Selskoe hozyaystvo Moldovyi*. 7-8, 26-28 [in Russian].
3. Frunze, O. (2005). Cercetări privind eficiența economică și ecologică a utilizării uleiurilor vegetale pentru alimentarea MAC. Braşov [in English].
4. Bobesku, G. i dr. (1997). Dvigateli dlya traktorov i avtomobiley [Engines for tractors and cars]. Vol. I. K.: Tehnika [in Russian].
5. Pankratov, G. P. (1979). Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Avtomobili, traktory i ih ekspluatatsiya. [Internal combustion engines. Cars, tractors and their operation]. Moskow: Vyissh. Shkola [in Russian].

6. Vahlamov, V. K., Shatrov, M. G., Yurchevskiy, A. A. (2003). Teoriya i konstruktsiya avtomobilya i dvigatelya [Theory and design of the car and engine]. Moscow: Akademiya [in Russian].
7. Beshlyaga, I. (2011). Ispolzovanie biotopliva dlya zapravki dizelnykh dvigateley [Use of biofuel for refueling diesel engines]. K.: Print-Caro [in Russian].
8. Moroz, M. M., Korol, S. O., Moroz, O. V., Marchenko D. M., Yepyfanova O. V. (2018). Socialno-ekonomichne zabezpechennya pasazhyrskogo transportu zagalnogo korystuvannya [Socio-economic provision of passenger transport of general use]. *Visnyk Sxidoukrajynskogo nacionalnogo universytetu imeni Volodymyra Dalya*. Syevyrodoneczk. Vol. 1 (242), 100-105 [in Ukrainian].
9. Stukanov V. A. (2005). Osnovyi teorii avtomobilnykh dvigateley i avtomobilya [Fundamentals of the theory of automobile engines and automobiles]. Moscow: Forum: Infra-M [in Russian].
10. Boltinskiy V. N. (1962). Teoriya, konstruktsiya i raschet traktornykh i avtomobilnykh dvigateley [Theory, design and calculation of tractor and automobile engines]. Moscow: Selhozizdat [in Russian].

Igor Bershliage, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Leonid Malai**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.
State Agrarian University of Moldova, Chisinau, Moldova

Analysis of the Thermodynamic Processes of Internal Combustion Engines Operating on Biodiesel

Biodiesel is a safe product that reduces the amount of pollutants such as ash, particulate matter, carbon monoxide, hydrocarbons and other harmful substances. The use of this fuel has been approved by many European manufacturers for use in automobiles. Therefore, it became necessary to carry out theoretical studies on the calculation and analysis of the thermodynamic processes of internal combustion engines operating in pure biodiesel or mixed with diesel fuel in various proportions.

The paper presents the calculation of the thermal cycle of the engine with ignition, which determines the comparative parameters of the technological cycle of work, energy and economic indicators, the pressure of the gas cylinder of a diesel engine and biofuel. The calculation was based on the improved Grinevetskyi method, which is an analytical method of calculation by correcting the theoretical reference diagram.

On the basis of theoretical studies on the analysis of thermodynamic processes of internal combustion engines operating on biodiesel, we managed to find out the following.

Engines operating on biodiesel provide a reduction in the average pressure of the theoretical cycle and the effective engine power compared to engines operating on petroleum fuel. This is due to the fact that biodiesel fuel has a lower heat transfer compared with diesel fuel. Biofuels, which contain 12% oxygen, require the least amount of air during combustion in compression ignition engines than during combustion of diesel fuel. When refueling engines with compression ignition by biodiesel, maintaining the projected nominal power will be ensured by increased specific fuel consumption compared to refueling engines with compression ignition operating on diesel fuel.

diesel fuel, emission of gas, combustibles, gas of escapements, tractor engines, excess air coefficient, residual gas temperature

Одержано (Received) 20.10.2018

Прорецензовано (Reviewed) 6.11.2018

Прийнято до друку (Approved) 20.12.2018