



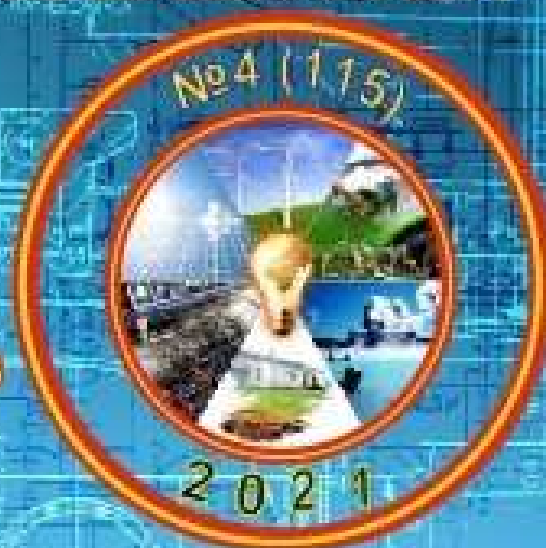
Всеукраїнський науково-технічний журнал

All-Ukrainian Scientific & Technical Journal

ISSN 2520-6168 (Print)

DOI:10.37128/2520-6168-2021-4

Machinery
Energetics
Transport
of Agribusiness



**ТЕХНІКА
ЕНЕРГЕТИКА
ТРАНСПОРТ АПК**



Всеукраїнський науково-технічний журнал

**ТЕХНІКА,
ЕНЕРГЕТИКА,
ТРАНСПОРТ АПК**

№ 4 (115) / 2021

м. Вінниця - 2021

**ТЕХНІКА,
ЕНЕРГЕТИКА,
ТРАНСПОРТ АПК**

Журнал науково-виробничого та навчального спрямування
Видавець: Вінницький національний аграрний університет

Заснований у 1997 році під назвою «Вісник Вінницького державного сільськогосподарського інституту».
Правонаступник видання: Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки.
Свідоцтво про державну реєстрацію засобів масової інформації
КВ № 16644–5116 ПР від 30.04.2010 р.

Всеукраїнський науково – технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Токарчук О.А. (головний редактор) та інші. Вінниця, 2021. 4(115). С. 170.

Друкується за рішенням Вченої ради Вінницького національного аграрного університету (протокол № 6 від 24.12.2021 р.)

Свідоцтво про державну реєстрацію засобів масової інформації №21906-11806 Р від 12.03.2016р.

Журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» включено до переліку наукових фахових видань України з технічних наук (Категорія «Б», Наказ Міністерства освіти і науки України від 02.07.2020 року №886);

- присвоєно ідентифікатор цифрового об'єкта (Digital Object Identifier – DOI);

- індексується в CrossRef, Google Scholar;

- індексується в міжнародній наукометричній базі [Index Copernicus Value](#) з 2018 року.

Головний редактор

Токарчук О.А. – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Заступник головного редактора

Веселовська Н.Р. – д.т.н., професор, Вінницький національний аграрний університет

Відповідальний секретар

Полєвода Ю.А. – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Члени редакційної колегії

Булгаков В.М. – д.т.н., професор, академік НААН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України

Севостьянов І.В. – д.т.н., професор, Вінницький національний аграрний університет

Граняк В.Ф. – к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет

Спірін А.В. – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Іванчук Я.В. – к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет

Твердохліб І.В. – д.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Іскович – Лотоцький Р.Д. – д.т.н., професор, Вінницький національний технічний університет

Цуркан О.В. – д.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Купчук І.М. – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Яронуд В.М. – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Зарубіжні члени редакційної колегії

Йордан Максимов – д.т.н., професор Технічного університету Габрово (Болгарія)

Відповідальний секретар редакції **Полєвода Ю.А.** – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет
Адреса редакції: 21008, Вінниця, вул. Сонячна 3, Вінницький національний аграрний університет, тел. (0432) 46–00–03

Сайт журналу: <http://tetapk.vsau.org/>

Електронна адреса: pophv@ukr.net



ЗМІСТ

I. АГРОІНЖЕНЕРІЯ

*Гуцько І.В.***МАТЕМАТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ КЕРОВАНОГО МОСТА КОЛІСНОГО ТРАКТОРА..... 4***Борисюк Д.В., Зелінський В.Й., Твердохліб І.В., Полевода Ю.А.***МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ДІАГНОСТУВАННЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ СІМЕЙСТВА ЯМЗ-238..... 12***Serhiy Burlaka, Oleksii Tokarchuk***REMOVAL OF TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF THE D-240 ENGINE WHEN USING BIOFUELS BY APPLYING THE DIESEL-RK SOFTWARE COMPLEX..... 24***Svetlana Kravets***DIAGNOSTICS OF DIESEL ENGINE REFRIGERATION ELEMENTS AND WAYS OF INCREASING TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS..... 35**

II. ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА. МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО. ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

*Бабин І.А.***РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ПРОМИВАННЯ ДОЇЛЬНИХ УСТАНОВОК 45***Lyudmila Volontyr***INFORMATION REPRODUCTION SYSTEMS IN INFORMATION BUSINESS LOGISTICS.. 56***Карнаух С.Г., Алієв І.С., Матвійчук В.А., Таган Л.В.***РОЗРОБКА ШТАМПІВ З ДИФЕРЕНЦІЙНИМ ЗАТИСКОМ ДЛЯ РІЗАННЯ ЗАГОТОВОК ПІД ТОЧНЕ ШТАМПУВАННЯ..... 66***Матвійчук В.А., Колісник М.А.***ФОРМУВАННЯ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ВИРОБІВ ПРОЦЕСАМИ ШТАМПУВАННЯ ОБКОЧУВАННЯМ..... 75***Мельник Ю.А., Мельник А.Л.***ВІДНОВЛЕННЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ МАСТИЛ МЕТОДОМ УЛЬТРАФІЛЬТРАЦІЇ..... 84***Островський А.Й.***ІННОВАЦІЙНИЙ МЕТОД НЕРЕВЕРСИВНОГО ВИГОТОВЛЕННЯ НАРІЗИ У НАСКРІЗНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОТВОРАХ..... 90***Паладійчук Ю.Б., Телятник І.А.***ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ ПЕРЕРОБКИ ПОЛІМЕРНИХ ВІДХОДІВ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ..... 97***Полевода Ю.А., Бурлака С.А.***ІННОВАЦІЙНІ МЕТОДИ РОЗДІЛЕННЯ ГЛЦЕРИНОМІСТКОЇ СИРОВИНИ ВІД БІОПАЛИВА.. 109***Севостьянов І.В., Мельник О.С.***РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОМИСЛОВИХ ГІДРОПОННИХ УСТАНОВОК..... 119***Севостьянов І.В., Іванчук Я.В., Підлипна М.П.***РОЗРОБКА ВАРІАНТІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ ПЕРЕРОБКИ ОСНОВНИХ ВИДІВ ЗЕРНОВОЇ СИРОВИНИ..... 128***Olena Trukhanska***USE OF DIGITALIZATION MEANS IN THE FORMATION OF THE MICROCLIMATE OF ANIMAL PREMISES..... 136***Цуркан О.В.***СИСТЕМНИЙ ПІДХІД ДО ВИВЧЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ НАСІННЯ ГАРБУЗА..... 141***Шаргородський С.А., Руткевич В.С., Яцук Є.В.***РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА РОЗГОРТАННЯ СЕКЦІЙ ШИРОКОЗАХВАТНОЇ МАШИНИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ..... 148**

III. ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКА, ЕЛЕКТРОТЕХНІКА ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

*Возняк О.М., Штуць А.А., Наавгуст О.П.***АНАЛІЗ КОМПЛЕКСНОЇ МОДЕЛІ МОНІТОРИНГУ ПАРАМЕТРІВ ЯКОСТІ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКИ 159**



UDC 621.43.001.42

DOI: 10.37128/2520-6168-2021-4-3

REMOVAL OF TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF THE D-240 ENGINE WHEN USING BIOFUELS BY APPLYING THE DIESEL-RK SOFTWARE COMPLEX

Serhii Burlaka, Ph.D., Senior Lecturer
Tokarchuk Oleksii, Ph.D., Associate Professor
Vinnytsia National Agrarian University

Бурлака Сергій Андрійович, доктор філософії, старший викладач
Токарчук Олексій Анатолійович, к.т.н., доцент
Вінницький національний аграрний університет

Ukraine is one of the energy-deficient countries because it covers its needs in fuel and energy resources from domestic reserves by only 53% (imports 75% of the required natural gas and 85% of crude oil and petroleum products). Dependence on oil imports is seen by most developed countries as a matter of national and energy security, and the use of petroleum products as energy sources poses a significant environmental risk.

According to the analysis of the state of the world engine industry, the most effective measures to improve the design of the engine are: development and implementation of a new workflow with effective methods of mixing and combustion; development and creation of the design of the system of automatic regulation of diesel rotation. frequency to improve fuel economy And to reduce toxicity in partial load mode, some cylinders are switched off at idle.

To strengthen the requirements for fuel consumption standards and the level of toxicity of exhaust gases, as well as to increase the reliability and efficiency of agricultural power engines, it is necessary to formulate measures to improve its design.

The choice of a fuel should be determined by the optimal combination of environmental and economic performance of the engine. Prospects for the use of a particular fuel of plant origin are noted. If for fuels of petroleum origin the improvement of its properties is determined by special processing, then oils with the set characteristics can be received already in "field" by selection of the corresponding grades of plants, use of fertilizers, agronomic actions, etc.

The problem of reducing the consumption of diesel fuel at idle and low load can be solved by excluding from its operation part of the cylinders (this method is widely used) and closing the cycle of one cylinder.

A comparative analysis of the main technical and environmental performance of the D-240 diesel engine when working on traditional and alternative fuels using the computer program Diesel-RK.

Keywords: diagnostics, engine, indicators, biofuel, D-240, indicator indicators, technical and economic characteristics

F. 2. Fig. 9. Table 4. Ref. 9.

1. Formulation of the problem

The development and commissioning of new fuels requires theoretical and experimental research to be able to record the status and environmental performance of a diesel engine when using different fuels.

Experience of practical use of liquid biofuels, such as rapeseed oil (RA), in internal combustion engines (ICE) shows that the design of ICE does not provide for the use of this type of hydrocarbon fuel, as biofuels are not designed for this type of fuel combustion plant, and its use causes a number serious operational problems, such as loss of engine power; inability to start the engine from a cold state; failure of exhaust valves; reduction of service life of the fuel equipment (fuel pumps (PN) and atomizer sprays); increase of injection pressure to 25%; violation of the conditions of the organization of the fuel combustion process in the combustion chamber [1].

Biofuels are aggressive against certain sealing materials, in particular rubber products, paints and varnishes, as well as certain non-ferrous metals (aluminum, zinc, copper and their alloys). In most cases, this



phenomenon is caused by imperfection or simplification of the technological process of production of esters (insufficient removal of catalyst, methanol residues, lack of neutralization of oil, etc.).

In terms of heat of combustion, biofuel is inferior to mineral diesel fuel (37.2 MJ/kg in biofuels against 42.5 MJ/kg in mineral diesel fuel). Therefore, the power of a biofuel engine is reduced by an average of 7%, and fuel consumption increases by about 5-8%. In addition, biofuels have less resistance to oxidation compared to diesel fuel, which is especially important for long-term storage of ethers in pure form. Oxidation can lead to an increase in acid number and viscosity, as well as the formation of harmful compounds (resins) that can block fuel filters. Excessive acidity may be due to inconsistent quality characteristics of raw materials. Therefore, esters should not be stored for more than 6 months, otherwise antioxidants should be added to them [2].

The identified operational problems are tried to be solved by giving the biofuel a set of properties that correspond to the properties of traditional petroleum fuel, adding to its composition various additives and additives, such as alcohols (methyl, ethyl) and esters (methyl-tert-butyl).

Another way to solve problems with the use of biofuels, namely operational, is to change the design of heat engines and fuel plants. Design and development of internal combustion engines, gas turbines should be carried out for a specific type of biofuel, such as rapeseed, colza, burdock or flax. The implementation of measures in this area has prospects, but their practical implementation requires a long time and significant financial investment [3].

Another area is the combustion of biofuels as part of fuel hydrocarbon mixtures, which include as the main components 50-70% of petroleum fuels and 30-50% of biofuels; adding to biofuel properties of molecular structure and structure similar to regular petroleum fuel (jet-cavitation and (or) rotor-pulsation processing).

To calculate the performance and determine the impact of biofuels and their mixtures on the D-240 engine, the program "Diesel-RK" is used.

The D-240 engine (4Ch11/12,5) is installed on the MTZ-80 general-purpose tractor (82) and self-propelled agricultural machinery [4].

2. Analysis of recent research and publications

All types of promising alternative fuels currently used in internal combustion engines, by type of raw material can be divided into large groups: petroleum, biomass and even gases of various origins [5].

To date, there are many technologies for producing diesel fuel from biomass as a renewable raw material.

This issue was addressed by: G.M. Kaletnik, M.G. Sandomirsky, L.P. Wednesday, W.F. Anisimov, Ya.Yu. White and many others.

Recently, scientific research in the field of rapeseed oil and its products - methyl or ethyl esters - has become widespread. For example, in Germany, a tractor diesel "Steuer WD 408/43" was tested on a mixture of RO and diesel fuel in equal proportions. After 287 hours of operation, there was ringing of the rings, tarring of the exhaust channel and a large deposit on the exhaust valves, which means that part of the oil did not participate in the combustion process, and getting on the parts of the cylinder-piston group, formed scale [6].

3. The aim of the study

Carry out computer simulation of the D-240 engine using biofuels and its mixtures by using the DIESEL-RK software package.

4. Presenting main material

According to research and analysis in the country and abroad, the transition of diesel engines with a traditional design scheme to alternative fuels, especially biofuels based on vegetable oil, has caused a certain degree of deterioration of their normal operation. Nozzle holes and their coking. When the engine is running on oil instead of fuel for a long time, a large amount of soot in the combustion chamber can cause the engine to malfunction [7].

The calculation program provides for the determination of technical and environmental indicators during engine operation at the crankshaft speed $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ (rated power mode) and the maximum torque mode ($n = 1600 \text{ min}^{-1}$, $M_r = 298 \text{ N} \cdot \text{m}$). The type of fuel is determined: diesel fuel (DP) -100%, biofuel B100 and mixtures B5 and B20.

Some calculation dependencies used by the software package are given below.

Residual gas ratio [8,9]:



$$\gamma_r = \frac{P_r(T_o + \Delta T)}{(\varepsilon \cdot P_a - P_r) \cdot T_r}, \quad (1)$$

where $T_o=288^{\circ}\text{K}$ – ambient air temperature, $\varepsilon=16,0$ – the degree of compression according to the technical characteristics of the engine, $P_r=0,108\text{ MPa}$ – exhaust gas pressure, $T_r=750^{\circ}\text{K}$ – the temperature of the exhaust gases, $P_o=0,1\text{ MPa}$ – atmospheric pressure, P_a – pressure at the end of the intake stroke, MPa, $\Delta T=20^{\circ}\text{K}$ – heating temperature of the charge at the inlet.

$$P_a = P_o - \Delta P.$$

The pressure loss at the inlet ΔP_a is calculated by the formula:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{BII}) \cdot \frac{\omega_{BII}^2}{2} \cdot \rho_o \cdot 10^{-6}, \text{ MPa} \quad (2)$$

where β – the damping coefficient of the charge velocity in the considered cross section of the cylinder, ξ_{BII} – the coefficient of resistance of the intake system, ω_{BII} – the average speed of the charge in the smallest cross section of the intake system [9].

The calculated dependences of the D-240 engine when working on different types of fuel modeled in the software package DIESEL-RK are given in table. 1-4.

It is also worth paying attention to the comparative physico-chemical composition of diesel fuel (biofuel), which determines the specifics of the diesel engine D-240 when using biofuel, which is presented in Fig. 1.

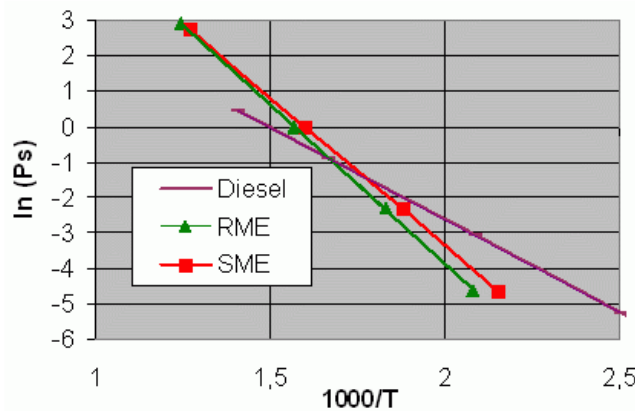


Fig. 1. Couple vapor pressure of pure fuels depending on temperature

Table 1.

Effective performance of D-240 when working on Biofuel SME B5

Fuel: Biofuel SME B5	
--- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER ---	
2200.0 - RPM - Engine Speed, rev/min	1859.4 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
56.990 - P_eng - Piston Engine Power, kW	6.0000 - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
6.5420 - BMEP - Brake Mean Effective Pressure, bar	19.000 - CA_tmax - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
247.39 - Torque - Brake Torque, N m	3.3170 - dp/dTheta- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
0.05468 - m_f - Mass of Fuel Supplied per cycle, g	1.8829 - Ring_Intn- Ringing / Knock Intensity, MW/m ²
0.25328 - SFC - Specific Fuel Consumption, kg/kWh	7645.9 - F_max - Max. Gas Force acting on the piston, kg
0.23834 - SFC_ISO - Specific Fuel Consumption in ISO, kg/kWh	System: Custom Fuel Injection System
0.35632 - Eta_f - Efficiency of piston engine	728.76 - p_inj.max- Max. Sac Injection Pres. (before nozzles), bar
8.4212 - IMEP - Indicated Mean Effective Pressure, bar	511.59 - p_inj.avr- Mean Sac Press. for Total Fuel Portion, bar
0.45867 - Eta_i - Indicated Efficiency	19.022 - d_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns
9.1667 - Sp - Mean Piston Speed, m/s	20.000 - SOI - Start Of Injection or Ignition Timing, deg. B.TDC
1.5798 - FMEP - Friction Mean Effective Pressure, bar (Intern.Exp)	30.474 - Phi_inj - Duration of Injection, CA deg.
0.80549 - Eta_m - Mechanical Efficiency of Piston Engine	10.708 - Phi_ign - Ignition Delay Period, deg.
----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----	
1.0000 - po_amb - Total Ambient Pressure, bar	- ... - calculated by modified Tolstov method : 10.7
288.00 - To_amb - Total Ambient Temperature, K	9.2921 - SOC - Start of Combustion, deg. B.TDC
1.0000 - p_Te - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)	0.12256 - x_e.id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit. Delay
	85.000 - Phi_z - Combustion duration, deg.
	Phi_z 5%= 4.2; Phi_z 50%= 18.6; Phi_z 95%= 47.4
	3.3546 - Rs_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC



0.98000 - po_afltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar	1.5000 - Rs_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC	
----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----		
0.98000 - p_c - Pressure before Inlet Manifold, bar	24.870 - W_swirl - Max. Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R= 33	
288.00 - T_c - Temperature before Inlet Manifold, K	----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----	
0.09480 - m_air - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s	16.900 - Hartridge- Hartridge Smoke Level	
0.0000 - Eta_TC - Turbocharger Efficiency	1.7311 - Bosch - Bosch Smoke Number	
1.0554 - po_T - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar	0.43585 - K,m ⁻¹ - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m	
762.89 - To_T - Average Total Turbine Inlet Temperature, K	0.43166 - PM - Specific Particulate Matter emission, g/kWh	
0.09727 - m_gas - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, kg/s	778.32 - CO ₂ - Specific Carbon dioxide emission, g/kWh	
1.7219 - A/F_eq,t - Total Air Fuel Equivalence Ratio (Lambda)	1441.2 - NOx.w,ppm- Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm	
0.58077 - F/A_eq,t - Total Fuel Air Equivalence Ratio	14.757 - NO ₂ - Specif. NOx emis. reduc. to NO ₂ , g/kWh (Zeldovich)	
-0.29939 - PMEP - Pumping Mean Effective Pressure, bar	3.5471 - SE - Summary emission of PM and NOx	
0.93294 - Eta_v - Volumetric Efficiency	0.01054 - SO ₂ - Specific SO ₂ emission, g/kWh	
0.91428 - Eta_vo - Volumetric Efficiency defined by Ambient Parameters	----- CYLINDER PARAMETERS -----	
0.03602 - x_r - Residual Gas Mass Fraction	1.2238 - p_ivc - Pressure at IVC, bar	
0.98413 - Phi - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)	356.01 - T_ivc - Temperature at IVC, K	
0.53920 - BF_int - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %	45.504 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar	
1.5682 - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings	940.73 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K	
----- INTAKE SYSTEM -----		
0.97136 - p_int - Average Intake Manifold Pressure, bar	4.4622 - p_evo - Pressure at EVO, bar	
291.92 - T_int - Average Intake Manifold Temperature, K	1086.1 - T_evo - Tempearaure at EVO, K	
35.388 - v_int - Average Gas Velocity in intake manifold, m/s	----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----	
298.68 - Tw_int - Average Intake Manifold Wall Temperature, K	1121.5 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K	
110.47 - hc_int - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m ² *K)	343.86 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., W/m ² *K	
183.61 - hc_int.p - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m ² *K)	512.26 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K	
73.157 - v_int.p - Max Velocity in a Middle Section of Int. Port, m/s	420.00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K	
10.035 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm ²	465.64 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K	
Valve Dim. Estim.: Num=1 Dv=51.6Dt=44.8Ds=13.4Lv= 8.1 Lv_max=12.9 mm	381.30 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface head of Cylinder Head, K	
----- EXHAUST SYSTEM -----		
1.0404 - p_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar	398.16 - Tboil - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K	
760.12 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K	10707 - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m ² *K) from head cooled surface to coolant	
88.626 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s	2143.4 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s	
16.398 - Sh - Strouhal number: Sh=a*tau/L (has to be: Sh > 8)	1991.0 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s	
697.40 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K	1480.0 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s	
216.77 - hc_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold, W/(m ² *K)	-- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS --	
555.11 - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m ² *K)	16.000 - CR - Compression Ratio	
236.56 - v_exh.p - Max Velocity in a Middle Section of Exh. Port, m/s	4.0000 - n_inj - Number of Injector Nozzles	
10.472 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm ²	0.19900 - d_inj - Injector Nozzles Bore, mm	
Valve Dim. Estim.: Num=1 Dv=51.2Dt=45.6Ds=13.3Lv= 6.7 Lv_max=12.8 mm	30.000 - Phi_inj - Injection Duration for specif. Inj. Profile, deg.	
----- COMBUSTION -----		
1.7500 - A/F_eq - Air Fiel Equal. Ratio (Lambda) in the Cylinder	0.0000 - m_f_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g	
0.57143 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder	66.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC	
79.422 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar	16.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC	
	16.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC	
	46.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC	

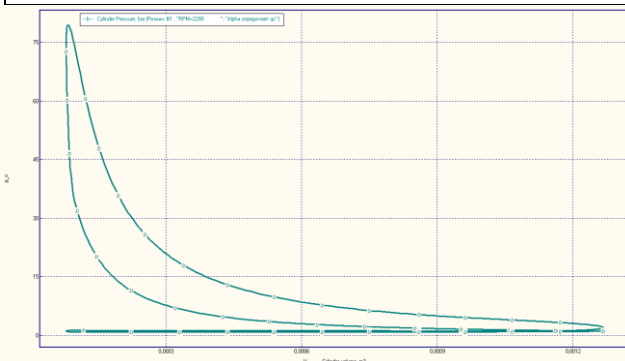


Fig. 2. The schedule of indicator indicators of working process D-240 at work on Biofuel SME B5

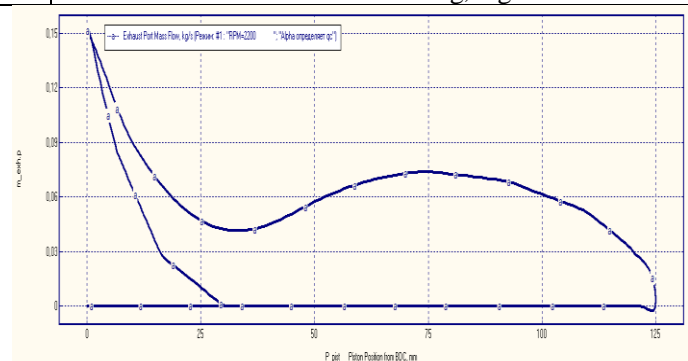


Fig. 3. Environmental performance of D-240 when working on Biofuel SME B5



Table 2.

Effective performance of D-240 when working on Biofuel SME B20

Fuel: Biofuel SME B20		
-- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER --		
2200.0 - RPM - Engine Speed, rev/min	1869.1 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K	
57.435 - P_eng - Piston Engine Power, kW	6.0000 - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC	
6.5931 - BMEP - Brake Mean Effective Pressure, bar	19.000 - CA_tmax - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC	
249.32 - Torque - Brake Torque, N m	3.2342 - dp/dTheta - Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.	
0.05320 - m_f - Mass of Fuel Supplied per cycle, g	1.7901 - Ring_Intn - Ringing / Knock Intensity, MW/m ²	
0.24451 - SFC - Specific Fuel Consumption, kg/kWh	7665.8 - F_max - Max. Gas Force acting on the piston, kg	
0.23753 - SFC_ISO - Specific Fuel Consumption in ISO, kg/kWh	System: Custom Fuel Injection System	
0.35753 - Eta_f - Efficiency of piston engine	715.97 - p_inj.max - Max. Sac Injection Pres. (before nozzles), bar	
8.4691 - IMEP - Indicated Mean Effective Pressure, bar	502.84 - p_inj.avr - Mean Sac Press. for Total Fuel Portion, bar	
0.45926 - Eta_i - Indicated Efficiency	18.467 - d_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns	
9.1667 - Sp - Mean Piston Speed, m/s	20.000 - SOI - Start Of Injection or Ignition Timing, deg. B.TDC	
1.5781 - FMEP - Friction Mean Effective Pressure, bar (Intern.Exp)	30.136 - Phi_inj - Duration of Injection, CA deg.	
0.80687 - Eta_m - Mechanical Efficiency of Piston Engine	12.282 - Phi_ign - Ignition Delay Period, deg.	
----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----		
1.0000 - po_amb - Total Ambient Pressure, bar	- ... - calculated by modified Tolstov method : 12.3	
288.00 - To_amb - Total Ambient Temperature, K	7.7178 - SOC - Start of Combustion, deg. B.TDC	
1.0000 - p_Te - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)	0.18651 - x_e.id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit. Delay	
0.98000 - po_afltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar	90.400 - Phi_z - Combustion duration, deg.	
----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----		
0.98000 - p_C - Pressure before Inlet Manifold, bar	Phi_z 5%= 3.4; Phi_z 50%= 17.6; Phi_z 95%= 48.0	
288.00 - T_C - Temperature before Inlet Manifold, K	3.3561 - Rs_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC	
0.09480 - m_air - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s	1.5000 - Rs_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC	
0.0000 - Eta_TC - Turbocharger Efficiency	24.880 - W_swirl - Max. Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R= 33	
1.0557 - po_T - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar	----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----	
776.13 - To_T - Average Total Turbine Inlet Temperature, K	17.133 - Hartridge - Hartridge Smoke Level	
0.09630 - m_gas - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, kg/s	1.7516 - Bosch - Bosch Smoke Number	
1.7225 - A/F_eq.t - Total Air Fuel Equivalence Ratio (Lambda)	0.44245 - K, m ⁻¹ - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m	
0.58054 - F/A_eq.t - Total Fuel Air Equivalence Ratio	0.43072 - PM - Specific Particulate Matter emission, g/kWh	
-0.29788 - PMEP - Pumping Mean Effective Pressure, bar	769.40 - CO ₂ - Specific Carbon dioxide emission, g/kWh	
0.93259 - Eta_v - Volumetric Efficiency	1289.5 - NOx.w.ppm - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm	
0.91393 - Eta_vo - Volumetric Efficiency defined by Ambient Parameters	13.087 - NO ₂ - Specif. NOx emis. reduc. to NO ₂ , g/kWh (Zeldovich)	
0.03556 - x_r - Residual Gas Mass Fraction	3.3053 - SE - Summary emission of PM and NOx	
0.98454 - Phi - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)	0.00513 - SO ₂ - Specific SO ₂ emission, g/kWh	
0.53008 - BF_int - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %	----- CYLINDER PARAMETERS -----	
1.5612 - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings	1.2237 - p_ivc - Pressure at IVC, bar	
----- INTAKE SYSTEM -----		
0.97133 - p_int - Average Intake Manifold Pressure, bar	356.14 - T_ivc - Temperature at IVC, K	
291.94 - T_int - Average Intake Manifold Temperature, K	45.498 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar	
35.392 - v_int - Average Gas Velocity in intake manifold, m/s	940.99 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K	
298.69 - Tw_int - Average Intake Manifold Wall Temperature, K	4.4978 - p_evo - Pressure at EVO, bar	
110.47 - hc_int - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m ² *K)	1105.8 - T_evo - Tempereature at EVO, K	
183.57 - hc_int.p - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m ² *K)	----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----	
73.158 - v_int.p - Max Velocity in a Middle Section of Int. Port, m/s	1125.9 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K	
10.035 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm ²	341.49 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., W/m ² /K	
Valve Dim. Estim: Num=1 Dv= 51.6 Df= 44.8 Ds= 13.4 Lv= 8.1 Lv_max= 12.9 mm	512.19 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K	
----- EXHAUST SYSTEM -----		
1.0404 - p_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar	420.00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K	
73.32 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K	465.63 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K	
89.091 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s	381.28 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface	
16.540 - Sh - Strouhal number: Sh=a* Tau/L (has to be: Sh > 8)	head of Cylinder Head, K	
707.74 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K	398.16 - Tboil - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K	
218.15 - hc_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold, W/(m ² *K)	10702 - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m ² *K)	
558.66 - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m ² *K)	from head cooled surface to coolant	
238.69 - v_exh.p - Max Velocity in a Middle Section of Exh. Port, m/s	2142.9 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s	
	1991.7 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s	
	1515.2 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s	
	-- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS --	
	16.000 - CR - Compression Ratio	
	4.0000 - n_inj - Number of Injector Nozzles	



10.472 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm²
Valve Dim. Estim.: Num=1 Dv=51.2 Dt=45.6 Ds=13.3 Lv= 6.7 Lv_max= 12.8 mm
----- **COMBUSTION** -----
1.7500 - A/F_eq - Air Fuel Equival. Ratio (Lambda) in the Cylinder
0.57143 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
79.629 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar

0.19900 - d_inj - Injector Nozzles Bore, mm
30.000 - Phi_inj - Injection Duration for specif. Inj. Profile, deg.
0.0000 - m_f_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g
66.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
16.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
16.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC
46.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC

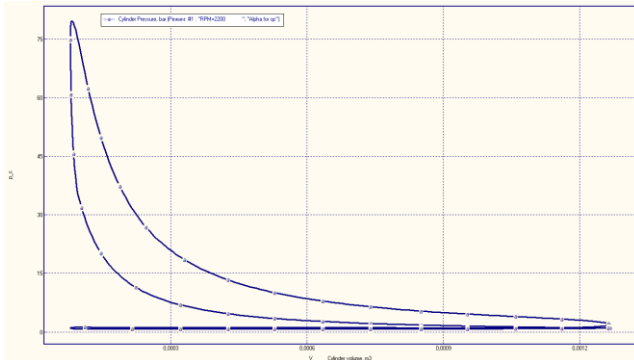


Fig. 4. The schedule of indicator indicators of working process D-240 at work on Biofuel SME B20

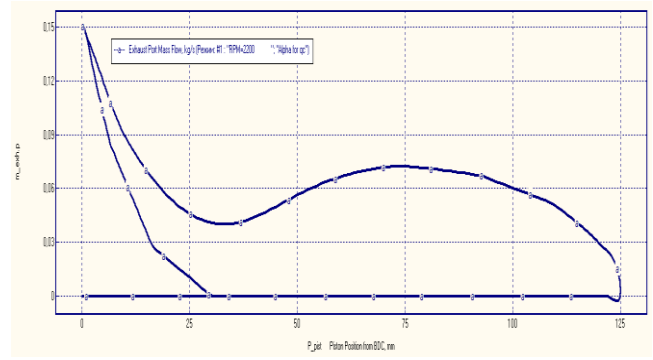


Fig. 5. Environmental performance of the D-240 workflow when working on Biofuel SME B20

Table 3.

Effective performance of D-240 when working on Diesel No. 2

Fuel: Diesel No. 2	
--- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER ---	
2200.0 - RPM - Engine Speed, rev/min	1889.7 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
58.336 - P_eng - Piston Engine Power, kW	5.0000 - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
6.6965 - BMEP - Brake Mean Effective Pressure, bar	20.000 - CA_tmax - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
253.23 - Torque - Brake Torque, N m	3.3297 - dp/dTheta- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
0.05178 - m_f - Mass of Fuel Supplied per cycle, g	1.8742 - Ring_Intn- Ringing / Knock Intensity, MW/m ²
0.23433 - SFC - Specific Fuel Consumption, kg/kWh	7802.9 - F_max - Max. Gas Force acting on the piston, kg
0.23493 - SFC_ISO - Specific Fuel Consumption in ISO, kg/kWh	System: Custom Fuel Injection System
0.36148 - Eta_f - Efficiency of piston engine	702.62 - p_inj.max- Max. Sac Injection Pres. (before nozzles), bar
8.5729 - IMEP - Indicated Mean Effective Pressure, bar	492.07 - p_inj.avr- Mean Sac Press. for Total Fuel Portion, bar
0.46277 - Eta_i - Indicated Efficiency	17.842 - d_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns
9.1667 - Sp - Mean Piston Speed, m/s	20.000 - SOI - Start Of Injection or Ignition Timing, deg. B.TDC
1.5783 - FMEP - Friction Mean Effective Pressure, bar (Intern.Exp)	29.813 - Phi_inj - Duration of Injection, CA deg.
0.80926 - Eta_m - Mechanical Efficiency of Piston Engine	13.882 - Phi_ign - Ignition Delay Period, deg.
----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----	- ... - calculated by modified Tolstov method : 13.9
1.0000 - po_amb - Total Ambient Pressure, bar	6.1176 - SOC - Start of Combustion, deg. B.TDC
288.00 - To_amb - Total Ambient Temperature, K	0.26612 - x_e.id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit. Delay
1.0000 - p_Te - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)	83.400 - Phi_z - Combustion duration, deg.
0.98000 - po_afiltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar	Phi_z 5%= 3.2; Phi_z 50%= 16.0; Phi_z 95%= 44.2
---- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE ----	3.3558 - Rs_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC
0.98000 - p_C - Pressure before Inlet Manifold, bar	1.5000 - Rs_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC
288.00 - T_C - Temperature before Inlet Manifold, K	24.879 - W_swirl - Max. Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R= 33
0.09479 - m_air - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s	----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
0.0000 - Eta_TC - Turbocharger Efficiency	16.469 - Hartridge- Hartridge Smoke Level
1.0553 - po_T - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar	1.6933 - Bosch - Bosch Smoke Number
774.28 - To_T - Average Total Turbine Inlet Temperature, K	0.42366 - K,m ⁻¹ - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m
0.09644 - m_gas - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, kg/s	0.40604 - PM - Specific Particulate Matter emission, g/kWh
1.7224 - A/F_eq.t - Total Air Fuel Equivalence Ratio (Lambda)	755.06 - CO ₂ - Specific Carbon dioxide emission, g/kWh
0.58057 - F/A_eq.t - Total Fuel Air Equivalence Ratio	1203.0 - NOx.w,ppm- Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
-0.29806 - PMEP - Pumping Mean Effective Pressure, bar	12.019 - NO ₂ - Specif. NOx emis. reduc. to NO ₂ , g/kWh (Zeldovich)
0.93254 - Eta_v - Volumetric Efficiency	3.0705 - SE - Summary emission of PM and NOx
0.91389 - Eta_vo - Volumetric Efficiency defined by Ambient Parameters	0.00937 - SO ₂ - Specific SO ₂ emission, g/kWh
	----- CYLINDER PARAMETERS -----
	1.2238 - p_ivc - Pressure at IVC, bar



0.03562 - x_r - Residual Gas Mass Fraction	356.16 - T_{ivc} - Temperature at IVC, K	
0.98448 - Φ - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / η_{sv})	45.501 - p_{tdc} - Compression Pressure (at TDC), bar	
0.53147 - BF_{int} - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %	941.10 - T_{tdc} - Compression Temperature (at TDC), K	
1.5619 - % Blow-by - % of Blow-by through piston rings	4.4915 - p_{evo} - Pressure at EVO, bar	
----- INTAKE SYSTEM -----		
0.97134 - p_{int} - Average Intake Manifold Pressure, bar	1102.6 - T_{evo} - Temperature at EVO, K	
291.94 - T_{int} - Average Intake Manifold Temperature, K	----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----	
35.384 - v_{int} - Average Gas Velocity in intake manifold, m/s	1129.6 - T_{eq} - Average Equivalent Temperature of Cycle, K	
298.69 - $T_{w_{int}}$ - Average Intake Manifold Wall Temperature, K	341.58 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., $W/m^2/K$	
110.46 - hc_{int} - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, $W/(m^2 \cdot K)$	512.87 - $T_{w_{pist}}$ - Average Piston Crown Temperature, K	
183.56 - $hc_{int.p}$ - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, $W/(m^2 \cdot K)$	420.00 - $T_{w_{liner}}$ - Average Cylinder Liner Temperature, K	
73.152 - $v_{int.p}$ - Max Velocity in a Middle Section of Int. Port, m/s	466.12 - $T_{w_{head}}$ - Average Head Wall Temperature, K	
10.035 - $A_{v_{thrt}}$ - Total Effective Valve Port Throat Area, cm^2	381.36 - $T_{w_{cool}}$ - Average Temperature of Cooled Surface head of Cylinder Head, K	
Valve Dim Estim.: Num=1 $D_v=51.6 D_t=44.8 D_s=13.4 L_v=8.1 L_{v_{max}}=12.9 mm$	398.16 - T_{boil} - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K	
----- EXHAUST SYSTEM -----		
1.0404 - p_{exh} - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar	10722 - hc_{cool} - Average Factor of Heat Transfer, $W/(m^2 \cdot K)$ from head cooled surface to coolant	
771.48 - T_{exh} - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K	2153.8 - q_{head} - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s	
89.011 - v_{exh} - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s	2002.0 - q_{pist} - Heat Flow in a Piston Crown, J/s	
16.520 - Sh - Strouhal number: $Sh=a \cdot \tau/L$ (has to be: $Sh > 8$)	1517.3 - q_{liner} - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s	
706.11 - $T_{w_{exh}}$ - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K	----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----	
217.73 - hc_{exh} - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold, $W/(m^2 \cdot K)$	16.000 - CR - Compression Ratio	
557.59 - $hc_{exh.p}$ - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, $W/(m^2 \cdot K)$	4.0000 - n_{inj} - Number of Injector Nozzles	
238.34 - $v_{exh.p}$ - Max Velocity in a Middle Section of Exh. Port, m/s	0.19900 - d_{inj} - Injector Nozzles Bore, mm	
10.472 - $A_{v_{thrt}}$ - Total Effective Valve Port Throat Area, cm^2	30.000 - Φ_{inj} - Injection Duration for specif. Inj. Profile, deg.	
Valve Dim Estim.: Num=1 $D_v=51.2 D_t=45.6 D_s=13.3 L_v=6.7 L_{v_{max}}=12.8 mm$	0.0000 - $m_{f_{ip}}$ - Fuel Mass for specified Injection Profile, g	
----- COMBUSTION -----		
1.7500 - A/F_{eq} - Air Fuel Equival. Ratio (λ) in the Cylinder	66.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC	
0.57143 - F/A_{eq} - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder	16.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC	
81.054 - p_{max} - Maximum Cylinder Pressure, bar	16.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC	
	46.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC	

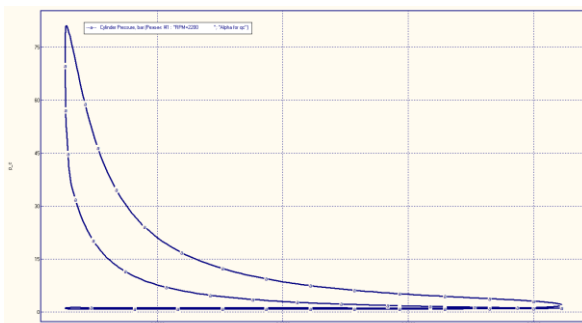


Fig. 6. The schedule of indicator indicators of working process D-240 at work on Diesel No. 2

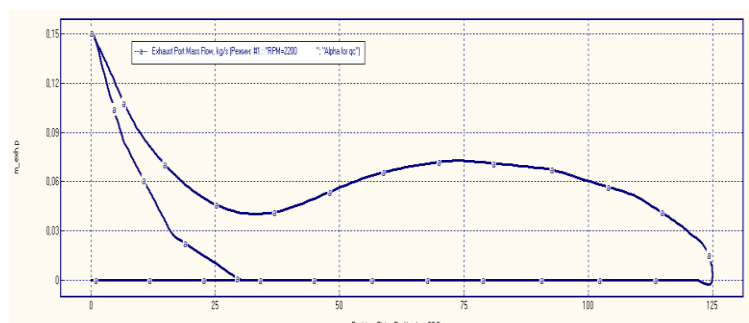


Fig. 7. Environmental performance of the workflow D-240 when working on Diesel No. 2

Table 4.

Effective performance of D-240 when working on Biofuel SME B100

Fuel: Biofuel SME B100		
----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----		
2200.0 - RPM - Engine Speed, rev/min	1463.1 - T_{max} - Maximum Cylinder Temperature, K	
43.804 - P_{eng} - Piston Engine Power, kW	6.0000 - $CA_{p_{max}}$ - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC	
5.0284 - BMEP - Brake Mean Effective Pressure, bar	24.000 - $CA_{t_{max}}$ - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC	
190.15 - Torque - Brake Torque, N m	1.7904 - $dp/d\theta$ - Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.	
0.05964 - m_f - Mass of Fuel Supplied per cycle, g	0.62077 - Ring_Intn- Ringing / Knock Intensity, MW/m ²	
0.35941 - SFC - Specific Fuel Consumption, kg/kWh	5993.3 - F_{max} - Max. Gas Force acting on the piston, kg	
0.30718 - SFC_ISO - Specific Fuel Consumption in ISO, kg/kWh	System: Custom Fuel Injection System	
0.27654 - η_{af} - Efficiency of piston engine	781.27 - $p_{inj_{max}}$ - Max. Sac Injection Pres. (before nozzles), bar	
6.8487 - IMEP - Indicated Mean Effective Pressure, bar	544.44 - $p_{inj_{avr}}$ - Mean Sac Press. for Total Fuel Portion, bar	
0.37665 - η_{ai} - Indicated Efficiency	20.367 - d_{32} - Sauter Mean Diameter of Drops, microns	
9.1667 - Sp - Mean Piston Speed, m/s	20.000 - SOI - Start Of Injection or Ignition Timing, deg. B.TDC	
	31.605 - Φ_{inj} - Duration of Injection, CA deg.	
	3.8835 - Φ_{ign} - Ignition Delay Period, deg.	



1.5221 - FMEP - Friction Mean Effective Pressure, bar (Intern.Exp)
 0.76764 - Eta_m - Mechanical Efficiency of Piston Engine
 ----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
 1.0000 - po_amb - Total Ambient Pressure, bar
 288.00 - To_amb - Total Ambient Temperature, K
 1.0000 - p_Te - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
 0.98000 - po_afltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar
 ----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
 0.98000 - p_C - Pressure before Inlet Manifold, bar
 288.00 - T_C - Temperature before Inlet Manifold, K
 0.09540 - m_air - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
 0.0000 - Eta_TC - Turbocharger Efficiency
 1.0564 - po_T - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
 839.10 - To_T - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
 0.09606 - m_gas - Mass Exhaust Gasflow of Piston Engine, kg/s
 1.7228 - A/F_eq,t - Total Air Fuel Equivalence Ratio (Lambda)
 0.58044 - F/A_eq,t - Total Fuel Air Equivalence Ratio
 -0.29821 - PMEP - Pumping Mean Effective Pressure, bar
 0.93858 - Eta_v - Volumetric Efficiency
 0.91981 - Eta_vo - Volumetric Efficiency defined by Ambient Parameters
 0.03374 - x_r - Residual Gas Mass Fraction
 0.98440 - Phi - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
 0.49142 - BF_int - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
 1.4722 - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings
 ----- INTAKE SYSTEM -----
 0.97118 - p_int - Average Intake Manifold Pressure, bar
 291.93 - T_int - Average Intake Manifold Temperature, K
 35.664 - v_int - Average Gas Velocity in intake manifold, m/s
 298.71 - Tw_int - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
 110.91 - hc_int - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m²*K)
 184.41 - hc_int.p - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m²*K)
 73.448 - v_int.p - Max Velocity in a Middle Section of Int. Port, m/s
 10.035 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm²
 Valve Dim. Estim.: Num=1 Dv=51.6Dt=44.8Ds=13.4Lv= 8.1Lv_max=12.9 mm
 ----- EXHAUST SYSTEM -----
 1.0399 - p_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
 835.80 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
 95.700 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
 17.195 - Sh - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
 767.69 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
 226.27 - hc_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold, W/(m²*K)
 579.44 - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m²*K)
 251.43 - v_exh.p - Max Velocity in a Middle Section of Exh. Port, m/s
 10.472 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm²
 Valve Dim. Estim.: Num=1 Dv=51.2Dt=45.6Ds=13.3Lv= 6.7Lv_max=12.8 mm
 ----- COMBUSTION -----
 1.7500 - A/F_eq - Air Fuel Equival. Ratio (Lambda) in the Cylinder
 0.57143 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
 62.256 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar

- ... - calculated by modified Tolstov method : 3.9
 16.117 - SOC - Start of Combustion, deg. B.TDC
 0.00427 - x_e.id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit. Delay
 229.40 - Phi_z - Combustion duration, deg.
 Phi_z 5%= 6.8; Phi_z 50%= 36.4; Phi_z 95%=141.4
 3.3619 - Rs_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC
 1.5000 - Rs_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC
 24.924 - W_swirl - Max. Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R= 33
 ----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
 60.291 - Hartridge- Hartridge Smoke Level
 4.4388 - Bosch - Bosch Smoke Number
 2.1485 - K,m⁻¹ - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m
 2.1593 - PM - Specific Particulate Matter emission, g/kWh
 1029.1 - CO₂ - Specific Carbon dioxide emission, g/kWh
 663.50 - NOx.w.ppm - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
 8.8930 - NO₂ - Specif. NOx emis. reduc. to NO₂, g/kWh (Zeldovich)
 8.4681 - SE - Summary emission of PM and NOx
 0.03594 - SO₂ - Specific SO₂ emission, g/kWh
 ----- CYLINDER PARAMETERS -----
 1.2229 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
 354.45 - T_ivc - Temperature at IVC, K
 45.399 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
 935.15 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
 4.8959 - p_evo - Pressure at EVO, bar
 1209.1 - T_evo - Temperature at EVO, K
 ----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
 960.27 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
 306.33 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., W/m²/K
 480.69 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
 20.00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
 437.00 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K
 377.11 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface head of Cylinder Head, K
 398.16 - Tboil - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K
 9491.6 - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m²*K)
 from head cooled surface to coolant
 1523.3 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
 1396.1 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
 1535.3 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s
 ----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
 16.000 - CR - Compression Ratio
 4.0000 - n_inj - Number of Injector Nozzles
 0.19900 - d_inj - Injector Nozzles Bore, mm
 30.000 - Phi_inj - Injection Duration for specif. Inj. Profile, deg.
 0.0000 - m_f_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g
 66.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
 16.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
 16.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC
 46.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC

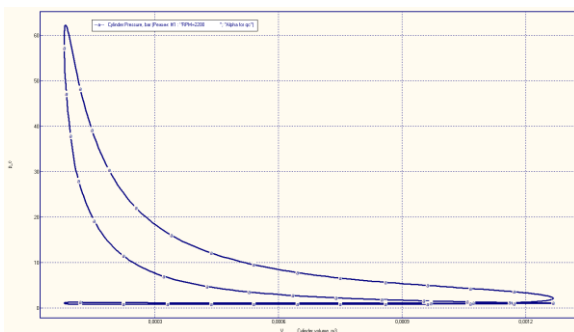


Fig. 8. The schedule of indicator indicators of working process D-240 when working on Biofuel SME B100

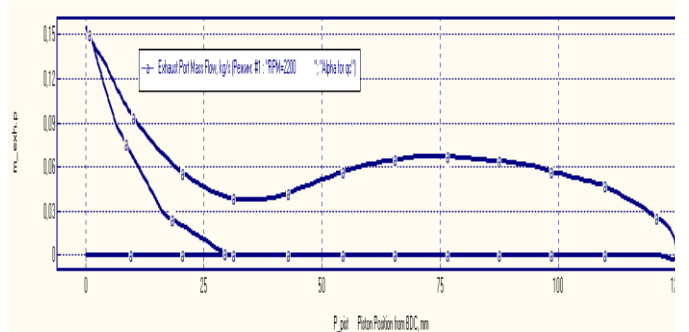


Fig. 9. Environmental performance of D-240 when working on Biofuel SME B100



The shortest way to the widespread use of liquid biofuels as fuel in tractor engines without changing their design is to improve their fuel systems through the introduction and use of new processes in the technological cycle of fuel preparation. use of two-fuel systems, including systems of supply of oil and biofuels, use of regular oil fuel as starting and reserve fuel

As for the economic indicators of work, according to preliminary estimates (excluding the cost of restoring soil fertility), the benefits of using biofuels are obvious.

Environmental indicators that determine the safety of human life and associated with the use of agricultural machinery that consumes biofuels by 8-10% are better than the use of mineral diesel fuel.

5. Conclusions

1. Because biofuels contain oxygen-containing substances ($O = 10.9\%$), its heat of combustion is lower ($Q_n = 39.45 \text{ MJ/kg}$) than that of diesel fuel ($Q_n = 42$), 5 MJ/kg, Figure 13) ($O = 0.4\%$). This fact leads to a decrease in diesel power (up to 25% in nominal mode).

2. Compared with diesel fuel, the specific consumption of biofuel in the nominal mode of operation of the engine increased by 37%.

3. Studies of fuel injection and mixing show that the average droplet diameter in the MERO study increased to 20%, which increases the range of the jet compared to diesel fuel and adversely affects the mixing process. And it burns.

4. The use of vegetable alternative fuels with a reduction of carbon content by 10% can reduce CO_2 emissions. The rate of formation of soot particles during the combustion of biofuels is 8.8 times higher than the rate of combustion of diesel fuel.

Recommendations. In order for the technical and economic performance of MERO to reach the optimal level, it is necessary to strengthen such processes as cleaning, injection, mixing and incineration. Heating of the injected fuel ($\sim 70 \text{ }^\circ\text{C}$) can positively influence these processes, which will lead to the improvement of physicochemical parameters of the fuel, increase of the fuel injection pressure ($\sim 80 \text{ MPa}$) will also reduce the diameter of sprayed fuel droplets, air turbulence. evaporation and stirring.

Список використаних джерел

1. Eberhart S. A., Russel W. A. Stability parameters for comparing varieties. *Crop Sci.* 1986. V. 6. № 1. P. 34–40.
2. Калетник Г. М. Біопалива: ефективність їх виробництва та споживання в АПК України: навч. посібник. К: Аграрна наука, 2010. 327 с.
3. Окоча А. І., Антипенко А. М. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали. К.: Урожай, 1996. 336 с.
4. Murugesan A., Subramanian R., Nedunchezian N. Biodiesel as an alternative fuel for diesel engines. *Renew sust energy rev.* 2009. P. 653–662.
5. Семенов В. Біодизельне паливо для України. Вісник Національної академії наук України. 2007. № 4. С. 18–22.
6. Tokarchuk D. M., Pryshliak N. V., Tokarchuk O. A., Mazur K. V. Technical and economic aspects of biogas production at a small agricultural enterprise with modeling of the optimal distribution of energy. *INMATEH – Agricultural Engineering.* 2020. Vol. 61. №. 2. P. 339–349.
7. Анісімов В. Ф., Яцковський В. І., П'ясецький А. А. Рябошапка В. Б. Напрямки створення багатопаливних двигунів на базі дизельного циклу. *Промислова гідравліка і пневматика.* 2011. №2 (32). С. 100–105.
8. Бурлака С. А., Явдик В. В., Єленич А. П. Методи досліджень та способи оцінки впливу палив з відновлюваних ресурсів на роботу дизельного двигуна. *Вісник Хмельницького національного університету.* 2019. №2 (271). С. 212–220.
9. Малаков О. І., Бурлака С. А., Михальова Ю. О. Математичне моделювання та основи конструювання вібраційних змішувачів. *Вісник Хмельницького національного університету.* 2019. № 5 (277). С. 30–33.



Reference

- [1] Eberhart, S. A., Russel, W. A. (1986). Stability parameters for comparing varieties. *Crop Sci.* 6(1). 34–40. [in English].
- [2] Kaletnik, H.M. (2010). *Biopalyva: efektyvnist' yikh vyrobnytstva ta spozhyvannya v APK Ukrayiny: navch. posibnyk*. K: Ahrarna nauka. [In Ukrainian].
- [3] Okocha, A. I., Antypenko, A. M. (1996). *Palyvno-mastylni ta inshi ekspluatatsiyini materialy*. K.: Urozhay. [in Ukrainian].
- [4] Murugesan, A., Subramanian, R., Nedunchezian, N. (2009). Biodiesel as an alternative fuel for diesel engines. *Renew sust energy rev.* 653–662. [in English].
- [5] Semenov, V. (2007). Biodyzel'ne palyvo dlya Ukrayiny. *Visnyk Natsional'noyi akademiyi nauk Ukrayiny*, 4. 18–22. [in Ukrainian].
- [6] Tokarchuk, D. M., Pryshliak, N. V., Tokarchuk, O. A., Mazur, K. V. (2020). Technical and economic aspects of biogas production at a small agricultural enterprise with modeling of the optimal distribution of energy. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 61(2). 339–349. [in English].
- [7] Anisimov, V. F., Yatskovs'kyu, V. I., P'yasets'kyu, A. A., Ryaboshapka, V. B. (2011). Napryamky stvorennya bahatopalyvnykh dvyhuniv na bazi dyzel'noho tsykladu. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2 (32). 100–105. [in Ukrainian].
- [8] Burlaka, S.A., Yavdyk, V.V., Yelenych, A.P. (2019). Metody doslidzhen' ta sposoby otsinky vplyvu palyv z vidnovlyuvanykh resursiv na robotu dyzel'noho dvyhuna. *Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu*. 2 (271). 212–220. [in Ukrainian].
- [9] Malakov, O.I., Burlaka, S.A., Mykhal'ova, Y.O. (2019). Matematyчне modelyuvannya ta osnovy konstruyuvannya vibratsiynykh zmishuvachiv. *Visnyk Khmel'nyts'koho natsional'noho universytetu*. 5(277). 30–33. [in Ukrainian].

ЗНЯТТЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА Д-240 ПРИ ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛИВА ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ ДИЗЕЛЬ-РК

Україна є однією з енергетично дефіцитних країн, оскільки покриває свої потреби в паливно-енергетичних ресурсах за рахунок внутрішніх запасів лише на 53% (імпортує 75% необхідного природного газу та 85% сирової нафти та нафтопродуктів). Залежність від імпорту нафти більшість розвинених країн розглядає як питання національної та енергетичної безпеки, а використання нафтопродуктів як джерел енергії створює значний екологічний ризик.

Згідно з аналізом стану світової машинобудівної промисловості, найбільш ефективними заходами щодо вдосконалення конструкції двигуна є: розробка та впровадження нового робочого процесу з ефективними методами змішування та згоряння; розробка та створення конструкції системи автоматичного регулювання обертання дизеля. частота для покращення економії палива, а для зниження токсичності в режимі часткового навантаження деякі циліндри вимикаються на холостому ходу.

Для посилення вимог до нормативів витрат палива та рівня токсичності відпрацьованих газів, а також підвищення надійності та ефективності сільськогосподарських силових двигунів необхідно сформулювати заходи щодо вдосконалення його конструкції.

Вибір палива має визначатися оптимальним поєднанням екологічних та економічних показників двигуна. Відзначаються перспективи використання того чи іншого палива рослинного походження. Якщо для палива нафтового походження поліпшення його властивостей визначається спеціальною обробкою, то олії із заданими характеристиками можна отримати вже в «польові» шляхом підбору відповідних сортів рослин, застосування добрив, агротехнічних заходів тощо.

Проблему зниження витрати дизельного палива на холостому ходу та малому навантаженні можна вирішити, виключивши з його роботи частину циліндрів (цей метод широко використовується) і замикаючи цикл одного циліндра. Проведено порівняльний аналіз основних технічних та екологічних показників дизельного двигуна Д-240 при роботі на традиційному та альтернативному паливі з використанням комп'ютерної програми Дизель-РК.

Ключові слова: діагностика, двигун, індикатори, біопаливо, Д-240, індикаторні показники, техніко-економічні характеристики

Ф. 2. Рис. 9. Табл. 4. Літ. 9.

**СНЯТИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ Д-240 ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ БИОТОПЛИВА ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДИЗЕЛЬ-РК**

Украина является одной из энергетически дефицитных стран, поскольку покрывает свои потребности в топливно-энергетических ресурсах за счет внутренних запасов всего на 53% (импортирует 75% необходимого природного газа и 85% сырой нефти и нефтепродуктов). В зависимости от импорта нефти большинство развитых стран рассматривают как вопросы национальной и энергетической безопасности, а использование нефтепродуктов как источников энергии создает значительный экологический риск.

Согласно анализу состояния мировой машиностроительной промышленности, наиболее эффективными мерами по усовершенствованию конструкции двигателя являются: разработка и внедрение нового рабочего процесса с эффективными методами смешивания и сгорания; разработка и создание конструкции системы автоматической регулировки вращения дизеля. частота для улучшения экономии топлива, а для снижения токсичности в частичной нагрузке некоторые цилиндры выключаются на холостом ходу.

Для усиления требований к нормативам расхода топлива и уровня токсичности отработавших газов, а также повышения надежности и эффективности сельскохозяйственных силовых двигателей необходимо сформулировать меры по усовершенствованию его конструкции.

Выбор топлива должен определяться оптимальным сочетанием экологических и экономических показателей двигателя. Отмечаются перспективы использования того или иного топлива растительного происхождения. Если для топлива нефтяного происхождения улучшение его свойств определяется специальной обработкой, то масла с заданными характеристиками можно получить уже в поле путем подбора соответствующих сортов растений, применения удобрений, агротехнических мероприятий и т.п.

Проблему снижения расхода дизельного топлива на холостом ходу и малой нагрузке можно решить, исключив из его работы часть цилиндров (этот метод широко используется) и замыкая цикл одного цилиндра. Проведен сравнительный анализ основных технических и экологических показателей дизельного двигателя Д-240 при работе на традиционном и альтернативном топливе с использованием компьютерной программы Дизель-РК.

Ключевые слова: диагностика, двигатель, индикаторы, биотопливо, Д-240, индикаторные показатели, технико-экономические характеристики

Ф. 2. Рис. 9. Табл. 4. Лит. 9.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Serhii Burlaka – Doctor of Philosophy, Senior Lecturer, Department of Technological Processes and Equipment of Processing and Food Production, Vinnytsia National Agrarian University (3 Solnechnaya St., Vinnytsia, 21008, Ukraine, e-mail: ipserhiy@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4079-4867>).

Oleksii Tokarchuk – Ph.D., Associate Professor of the Department of technological processes and equipment for processing of the Vinnytsia National Agrarian University (3, Sonyachna st., Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: tokarchyk08@net.ukr, <https://orcid.org/0000-0001-8036-1743>).

Бурлака Сергій Андрійович – доктор філософії, старший викладач кафедри «Технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: ipserhiy@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4079-4867>)

Токарчук Олексій Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: tokarchyk08@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-8036-1743>).

Бурлака Сергей Андреевич – доктор философии, старший преподаватель кафедры «Технологических процессов и оборудования перерабатывающих и пищевых производств» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, e-mail: ipserhiy@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4079-4867>)

Токарчук Алексей Анатольевич – кандидат технических наук, доцент кафедры технологических процессов и оборудования перерабатывающих и пищевых производств Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, e-mail: tokarchyk08@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-8036-1743>).