

## THE INFLUENCE OF FEEDING THE AD3.152 ENGINE WITH VARIOUS FUELS ON THE WORK CYCLE PARAMETERS AND INDICATORS

**Andrzej Ambrozik, Dariusz Kurczyński, Piotr Łagowski**

*Technical University of Kielce*

*Aleja Tysiąclecia Państwa Polskiego 7,25-314 Kielce, Poland*

*Phone: +41 3424344 fax: +41 3424340, e-mail: sil.spal@eden.tu.kielce.pl*

**Janusz Jakubiec**

*Instytut Technologii Nafty Kraków*

### *Abstract*

*The paper presents physical and chemical as well as engine properties of reusable and not reusable fuels applied for the AD3.152 engine. Assuming that the characteristic of the relative quantity of heat emitted during the combustion process is close to the real characteristic, the simulating numerical tests of indicated engine charts have been conducted. Using the results the basic parameters and engine work cycle indicators have been determined. The results analysis has been carried out in the order to evaluate the feasibility of rational work cycle organisation and purpose fullness of alternative fuels application to feed piston self-ignition internal combustion engines.*

## WPŁYW ZASILANIA SILNIKA AD3.152 RÓŻNYMI PALIWAMI NA PARAMETRY I WSKAŹNIKI CYKLU PRACY

### *Streszczenie*

*W artykule omówiono właściwości fizyko-chemiczne i silnikowe, odnawialnych i nieodnawialnych paliw stosowanych do zasilania silnika AD3.152. Zakładając charakterystykę względnej ilości ciepła wydzielanego podczas procesu spalania, zbliżoną do charakterystyki rzeczywistej, przeprowadzono symulacyjne badania numeryczne wykresów indykatorowych silnika i w oparciu o nią wyznaczono podstawowe parametry i wskaźniki cyklu pracy silnika. Analizę otrzymanych wyników obliczeń przeprowadzono w aspekcie oceny możliwości racjonalnej organizacji cyklu pracy i celowości zastosowania paliw alternatywnych do zasilania nimi tłokowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym.*

### **1. Wprowadzenie**

W rzeczywistych cyklach pracy tłokowych silników spalinowych doprowadzanie ciepła realizowane jest w wyniku spalania paliwa w cylindrze. Utleniaczem jest tlen zawarty w powietrzu, z którym paliwo tworzy mieszkankę paliwowo-powietrzną. Podstawowymi paliwami stosowanymi do zasilania tłokowych silników spalinowych są paliwa ciekłe otrzymywane w wyniku destylacji ropy naftowej oraz krakowania, reformowania i hydrokrakowania ciężkich frakcji węglowodorowych pozostałych z destylacji. Ze względu na ograniczone zasoby ropy naftowej i ciągły wzrost zapotrzebowania na energię oraz coraz większe wymagania wymuszające ochronę środowiska, prowadzone są prace badawcze nad zastosowaniem zasilania tłokowych silników spalinowych nie tylko paliwami pochodzenia naftowego, ale również innego pochodzenia, np. wytwarzanych ze źródeł odnawialnych.

Realizacja procesu spalania w silniku wymaga zasilania go paliwami o odpowiednich właściwościach fizycznych i chemicznych. Fizyczne własności paliwa takie jak lepkość, gęstość, napięcie powierzchniowe, ściśliwość, skład frakcyjny i inne, wpływają na procesy

doprowadzania paliwa, jego rozpylanie, tworzenie mieszanki paliwowo-powietrznej i inne. Chemiczne własności paliwa określa struktura budowy ich cząsteczek i charakteryzują one wytrzymałość wiązań wewnątrz-cząsteczkowych. Dla paliw przeznaczonych do zasilania silników o zapłonie samoczynnym podstawową ich właściwością jest łatwość zapłonu oceniana liczbą cetanową LC. Im większa LC, tym mniej wytrzymałe na utlenianie są cząsteczki paliwa i tym łatwiejszy jest jego samozapłon. W przypadku silników o zapłonie iskrowym istotną własnością paliwa jest liczba oktanowa LO charakteryzująca odporność paliwa na spalanie detonacyjne. Oznaczenia liczby cetanowej jak i liczby oktanowej dokonuje się przez porównanie właściwości procesów spalania paliwa badanego i paliwa wzorcowego ocenianych w oparciu o wyniki badań przeprowadzonych na jednocyliniowych silnikach badawczych o zmiennych stopniach sprężania.

Fizyczne i chemiczne właściwości paliwa powinny spełniać odpowiednie wymogi silników eksploatowanych w różnych warunkach obciążeniowo-prędkościowych i klimatycznych. Nie powinno ono zamarzać przy niskich temperaturach i tworzyć korków parowych w przewodach paliwowych przy wysokich temperaturach otoczenia. Ponadto paliwo powinno być nietoksyczne, bezpieczne i wygodne do transportu i magazynowania. W wyniku całkowitego i zupełnego spalania paliwa w silniku powinno możliwie mało tworzyć się toksycznych związków chemicznych negatywnie oddziałujących na środowisko. Podstawowe fizyczne i chemiczne właściwości paliw określone są przez odpowiednie normy.

Paliwa silnikowe stanowią mieszaninę cząsteczek różnych węglowodorów. Elementarny skład paliwa określa się za pomocą udziałów masowych (lub objętościowych dla paliw gazowych) jego podstawowych składników. W skład paliwa ciekłego wchodzi: węgiel C, wodór H, tlen O, siarka S, azot N i inne. Niektóre z tych pierwiastków mogą być wprowadzane do paliwa tylko w postaci związków chemicznych (dodatków), dodawanych w celu nadania paliwom określonych właściwości. Podstawowymi składnikami paliwa, które uwzględniamy w obliczeniach reakcji spalania są: węgiel, wodór i tlen. Istnienie pozostałych składników, ze względu na ich mały udział, zwykle zaniedbuje się przy obliczeniach procesu spalania. Oznaczenia udziałów masowych tych składników określa się ich symbolami chemicznymi.

Reakcje chemiczne spalania węgla i wodoru pozwalają obliczyć konieczną teoretycznie ilość tlenu potrzebnego do spalania 1 kg paliwa i ilość otrzymanych produktów spalania.

Wartość opałową paliwa określa ilość ciepła wydzielająca się podczas całkowitego i zupełnego spalania jednostki masy (dla ciekłego) lub objętości (dla gazowego) paliwa w cylindrze silnika. Decyduje ona o mocy i zużyciu paliwa przez silnik. Wartość jej zależy od elementarnego składu paliwa, oraz jego budowy cząsteczkowej. Ponieważ wodór jest najbardziej energetycznym pierwiastkiem, to większą wartość opałową mają węglowodory o większej ilości atomów wodoru w cząsteczce [4]. Wzrost ilości atomów węgla w cząsteczce paliwa zmniejsza jego wartość opałową. Większa ilość atomów wodoru w cząsteczce paliwa zmniejsza również negatywne oddziaływanie spalin na środowisko, ponieważ w wyniku spalania, w spalinach jest wtedy mniej CO i CO<sub>2</sub> a więcej H<sub>2</sub>O.

Paliwa stosowane dla zaspokajania potrzeb energetycznych, podzielić możemy na paliwa odnawialne i nieodnawialne. Paliwa nieodnawialne to takie, których zasoby surowcowe są ograniczone, np.: ropa naftowa, węgiel, gaz ziemny, czy też energia procesów jądrowych. Paliwa odnawialne to takie, z których możemy korzystać nie obawiając się o wyczerpanie ich źródeł. Do nich należą między innymi paliwa uzyskiwane z roślin. Do tego rodzaju źródeł energii, obecnie sięga się coraz częściej. Czyni się to w obawie przed możliwością wyczerpania źródeł paliw konwencjonalnych. Stosowanie paliw alternatywnych do zasilania tłokowych silników spalinowych wymaga jednak dalszych badań nad technologiami ich pozyskiwania i zapewnienia im odpowiednich ich własności, które umożliwią efektywną, ekonomiczną i przyjazną środowisku pracę współczesnych silników.

## 2. Charakterystyka konwencjonalnych i alternatywnych paliw przeznaczonych do zasilania silników o zapłonie samoczynnym

Konwencjonalnymi powszechnie stosowanymi paliwami do zasilania tłokowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym są oleje napędowe. Stanowią one mieszaninę węglowodorów, zawierających 14 ÷ 20 i więcej atomów węgla w cząsteczce, których temperatura wrzenia jest od 150°C do 380°C. W skład olejów napędowych wchodzi przede wszystkim węglowodory parafinowe i naftenowe, jak również węglowodory aromatyczne. Ilości poszczególnych grup węglowodorowych w oleju napędowym, decyduje o jego właściwościach fizykochemicznych, warunkujących efektywność pracy silnika i niską toksyczność spalin. Paliwa do silników ZS muszą odznaczać się dużą zdolnością do samozapłonu, rozpylania, odparowywania i mieszania się z powietrzem.

Łatwość tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej po zrealizowaniu wtrysku paliwa do cylindra określona jest parametrami konstrukcyjnymi silnika oraz własnościami paliwa. Lepkość decyduje o strukturze i postaci strugi paliwa oraz jej zasięgu. Zwiększenie lepkości oleju zmniejsza stopień rozpylenia i tym samym odparowania paliwa [6]. Napięcie powierzchniowe wpływa na wielkość kropeł rozpylanego paliwa w czasie wtrysku. Większa jego wartość wydłuża czas podziału kropeł powodując, że struga wtrysniętego paliwa składa się z kropeł większych, które dłużej odparowują, a ich spalanie może być niecałkowite.

Skład frakcyjny paliwa wpływa na przebieg procesu odparowania, tworzenie się mieszanki paliwowo-powietrznej, przebieg procesu spalania i emisję toksycznych składników spalin. Im niższa jest temperatura odparowania 50 % paliwa tym łatwiejszy jest rozruch zimnego silnika [10]. Znaczna ilość ciężkich węglowodorów w paliwie jest niewskazana, gdyż trudniej ulegają one odparowaniu i nie spalają się w sposób całkowity, powodując tworzenie się nagaru, wzrost zadymienia i emisji toksycznych składników spalin.

Zdolność paliwa do samozapłonu zależy od jego składu frakcyjnego. Najlepsze właściwości do samozapłonu mają węglowodory parafinowe o długich, prostych łańcuchach nasyconych. Wadą węglowodorów parafinowych jest wysoka temperatura krzepnięcia oraz krystalizacja parafiny przy jej ochładzaniu. Powoduje to blokowanie przepływu paliwa i unieruchomienie silnika. W celu obniżenia temperatury krzepnięcia oleju napędowego, dodawane są do niego dodatki zwane depresatorami, czyli substancji powierzchniowo czynnych i opóźniających tworzenie się szkieletu przestrzennego zestalonych parafin [10]. Większe opóźnienie samozapłonu mają węglowodory naftenowe, a największe aromatyczne. Węglowodory aromatyczne, znacznie wydłużają samozapłon paliwa. Powodują one tworzenie się nagarów w komorze spalania i zwiększoną emisję cząstek stałych.

Wymagania stawiane olejom napędowym, szczegółowo określone są przez normy określające wartości podstawowych parametrów charakteryzujących ich jakość. Normy te dostosowywane są do zmieniających się norm poziomu toksyczności spalin. Głównym celem tych działań jest określenie właściwości paliwa, przy których przebieg spalania będzie najkorzystniejszy.

Własności współcześnie stosowanych olejów napędowych do zasilania silników ZS są dobrze poznane, szczegółowo określone, i przystosowane do wymagań silnika. Silnik ZS był ciągle doskonalony i został przystosowany do efektywnego spalania oleju napędowego. Chcąc stosować paliwa alternatywne do zasilania współczesnych silników o zapłonie samoczynnym, bez wprowadzania istotnych zmian konstrukcyjnych, należy dostosować ich właściwości do dobrze znanych właściwości paliw ropopochodnych.

Duże nadzieje na znalezienie alternatywy dla paliw stosowanych do zasilania silników ZS wiąże się z olejami roślinnymi jako odnawialnymi i ekologicznymi źródłami energii. Na przestrzeni ostatnich lat, wiele ośrodków prowadziło badania nad zastosowaniem różnych olei roślinnych (słonecznikowy, sojowy, rzepakowy) do bezpośredniego zasilania nimi silników

ZS [9]. W realiach Europejskich w tym i polskich, ze względu na warunki klimatyczne i powszechność uprawy, najlepszą alternatywą byłoby zastosowanie oleju rzepakowego. Z tego też względu w Europie szczególną uwagę zwraca się na badania i ocenę możliwości zastosowania oleju rzepakowego i jego pochodnych jako paliwa silnikowego.

Olej rzepakowy wytwarzany jest z ziaren rzepaku w procesie ich tłoczenia a następnie poddawany jest procesom mającym na celu jego oczyszczenie z szlamów i niepożądanych związków [6]. Zastosowanie oleju rzepakowego do bezpośredniego zasilania silników, ze względu na jego właściwości fizyko-chemiczne, jest mało korzystne i możliwe. Olej rzepakowy charakteryzuje około 18 razy większa lepkość od oleju napędowego, wysoka temperatura odparowywania paliwa, gorsza lotność i niska temperatura rozkładu termicznego [9]. Powoduje to gorsze rozpylenie, utrudnione odparowanie paliwa, tworzenie się osadów węglowych w dyszach wtryskiwaczy i w komorze spalania. Istnieją ograniczone możliwości zasilania silnika olejem rzepakowym w niskich temperaturach. Wysoka temperatura zatykania zimnego filtra, nie pozwala na jego stosowanie w temperaturze poniżej 10°C [6,7]. Olej rzepakowy w swoim składzie elementarnym zawiera około 12% tlenu i znacznie mniej węgla oraz wodoru, co obniża jego wartość opałową w stosunku do oleju napędowego. Posiada jednak większą gęstość co przy zasilaniu silnika, w ostatecznym rozrachunku, zmniejsza różnicę wartości opałowej obu paliw.

W procesie transestryfikacji ciężkich cząstek oleju rzepakowego, polegającym na chemicznej reakcji pomiędzy olejem rzepakowym a alkoholem metylowym lub etylowym w obecności katalizatora, uzyskuje się estry oleju rzepakowego. W wyniku procesu transestryfikacji uzyskuje się mniejsze cząsteczki znacznie zmniejszając lepkość [9]. Wpływa to na poprawę tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej i przebieg procesu spalania. Estry w porównaniu z surowym olejem charakteryzują się niższą temperaturą mętnienia i krzepnięcia i zawierają znacznie mniej związków powodujących tworzenie osadów w komorze spalania. Ponadto estry posiadają większą gęstość i mniejszą wartość opałową. Właściwości fizyko-chemiczne estrów pozwalają na stosowanie ich do zasilania silników ZS, lub dodawania w dowolnych proporcjach do oleju napędowego. Zaletami stosowania estrów w porównaniu z olejami napędowymi jest ich mniejszy szkodliwy wpływ na środowisko. Są one biodegradowalne, a przy ich spalaniu maleje emisja CO, HC oraz dość istotnie cząstek stałych [8]. Zawierają one znacznie mniej siarki niż oleje napędowe.

Inną alternatywą, jest stosowanie do zasilania silników o zapłonie samoczynnym eteru dimetylowego DME. Jest to paliwo syntetyczne, które otrzymywane może być z gazu ziemnego, węgla, koksu naftowego lub biomasy [5]. Eter dimetylowy charakteryzuje się wysoką liczbą cetanową, niższą w porównaniu z olejem napędowym temperaturą samozapłonu i niską temperaturą wrzenia. Łatwo ulega odparowaniu i dzięki temu stosując DME jako paliwo, łatwo i szybko uzyskuje się jednorodną mieszaninę, która z niewielkim opóźnieniem ulega samozapłonowi. Wymienione cechy DME umożliwiają łatwy rozruch silnika w niskich temperaturach.

Eter dimetylowy zawiera wagowo około 35 % tlenu, co znacznie obniża jego wartość opałową w porównaniu z olejem napędowym. Umożliwia jednak bezdymne spalanie i znaczne obniżenie emisji NO<sub>x</sub> i cząstek stałych. Ponadto DME nie wykazuje toksycznego działania na organizmy żywe. Produktami spalania jest woda i dwutlenek węgla. Wadami DME jest możliwość jego ulatniania się przez nieszczelności oraz duża ściśliwość [7].

Charakterystyczne właściwości fizyko-chemiczne oleju napędowego i paliw alternatywnych do zasilania tłokowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Podstawowe właściwości fizykochemiczne wybranych paliw silnikowych przeznaczonych do zasilania tłokowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym

Table 1. The basic physical and chemical properties of selected engine fuels designed for feeding piston self-ignition internal combustion engines

Parametr	Olej napędowy ON [6,9]	Olej rzepakowy OR [6,9]	Estry metylowe oleju rzepakowego EMKOR [6,9]	Eter dime-tylowy DME [5]
Wartość opałowa [MJ/kg]	42,7-43,5	36,7-37,7	37,02-37,2	27,6
Gęstość [kg/m <sup>3</sup> ], (15°C)	817 – 856	910 - 920	860 - 900	660
Lepkość kinematyczna [mm <sup>2</sup> /s] (20°C)	2,90-5,50	68-97,7	6-9	-
Napięcie powierzchniowe [N/m] (20°C)	24·10 <sup>-3</sup>	36·10 <sup>-3</sup> [Sz]	-	-
Liczba cetanowa	47,1-58,6	40-44	45-59	>>55 (ok. 60)
Przeciętny skład elementarny [%]				
- C	86,0-86,4	77,0-78,0	76,8-78,0	52,2
- H	13,4-14,0	10,0-11,7	12,1	13
- O	-	10,5-12,0	10,0-11,0	34,8
- S	0,03-0,22	0,009-0,012	0,002-0,006	-
Stechiometryczne zapotrzebowanie tlenu [kg <sub>powietrza</sub> /kg <sub>paliwa</sub> ]	14,57	12,43	12,5	9,0

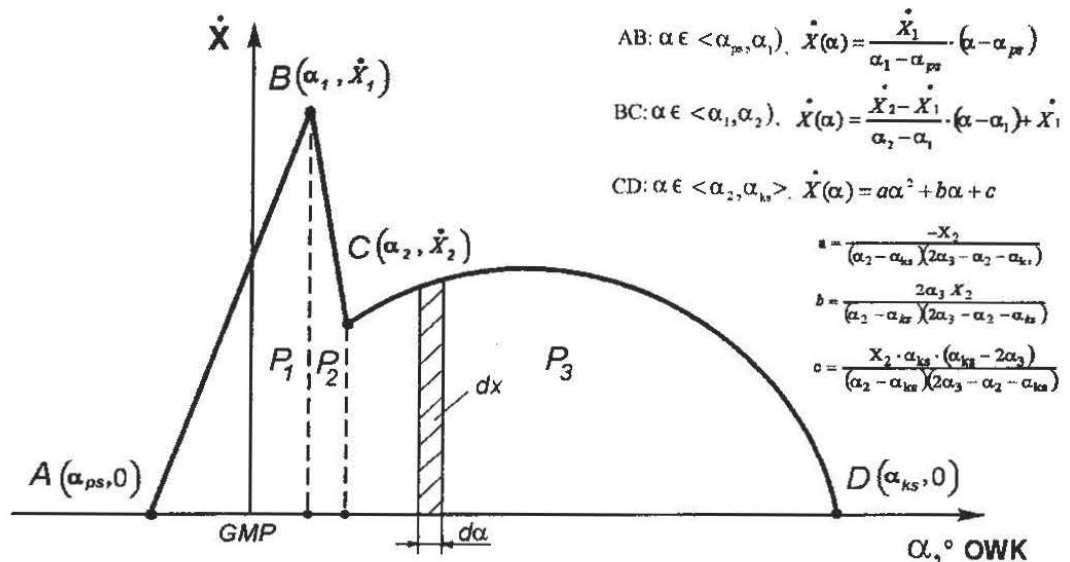
### 3. Obliczenia parametrów i wskaźników cyklu pracy silnika ad3.152 zasilanego wybranymi paliwami

Symulacyjne obliczenia numeryczne wykresu indykatorowego przeprowadzono w oparciu o równanie pierwszej zasady termodynamiki i równanie stanu czynnika roboczego w cylindrze z uwzględnieniem konwekcyjnej wymiany ciepła i trójkątno-parabolicznej charakterystyki prędkości względnej ilości ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania [2,3]. Zmieniające się wartości ciepła właściwego czynnika roboczego w cylindrze, w czasie realizacji cyklu pracy silnika wyznaczono w zależności od chwilowego składu czynnika roboczego i jego chwilowych wartości temperatury, wartości współczynnika nadmiaru powietrza przygotowanej i spalanej mieszanki palnej oraz stopnia zaawansowania reakcji spalania. W metodyce obliczeń uwzględniono także zmianę liczby moli czynnika roboczego w cylindrze [1]. Wartość konwekcyjnie wymienianego ciepła między czynnikiem roboczym, a ściankami tworzącymi przestrzeń spalania obliczano według wzoru Newtona, przyjmując zależność empiryczną zaproponowaną przez Woschniego służącą do wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_g$  w postaci:

$$\alpha_{gi} = 110 \cdot D^{-0.2} \cdot \left( 2,28 \cdot c_m + 3,24 \cdot 10^{-3} \frac{V_s T_i}{p_i V_i} (p_i - p_o) \right)^{0.8} \cdot p_i^{0.8} \cdot T_i^{-0.53}$$

Ze względu na to, że wykres indykatorowy wyznaczano dla silnika o zapłonie samoczynnym, w którym średnia maksymalna temperatura spalania zawiera się w granicach 2000÷2500K, w obliczeniach pominięto straty ciepła powodowane zjawiskiem dysocjacji produktów spalania.

Do obliczeń przyjęto trójkątno – paraboliczną charakterystykę prędkości względnej ilości wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania przedstawioną na rysunku 1.



Rys. 1. Trójkątno – paraboliczny przebieg prędkości względnej ilości wydzielającego się ciepła gdzie:

$$P_1 = 0.2, P_2 = 0.028, P_3 = 0.772$$

Fig. 1. Triangle and parabolic speed course of relative quantity of emitted heat, where:

$$P_1 = 0.2, P_2 = 0.028, P_3 = 0.772$$

Na rysunku 1 oznaczano odpowiednio:  $\alpha_{ps}$  – kąt odpowiadający początkowi procesu spalania,  $\alpha_1$  – kąt odpowiadający maksymalnej prędkości wydzielania ciepła,  $\alpha_2$  – kąt odpowiadający zmianie mechanizmu spalania z kinetycznego na dyfuzyjny,  $\alpha_{ks}$  – kąt odpowiadający końcowi procesu spalania.

Założenie, że proces spalania zachodzi w sposób całkowity i zupełny pozwala przyjąć, że suma pól zawartych między osią odciętych, a charakterystykami zmiany prędkości względnej ilości wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania jest równa jedności tzn.  $P = P_1 + P_2 + P_3 = 1$ .

Do obliczeń przyjęto:  $\alpha_{ps} = -4,958$  °OWK,  $\alpha_1 = 3,438$  °OWK,  $\alpha_2 = 4,297$  °OWK, przyjęto: dla  $\alpha \in \langle \alpha_{ps}; \alpha_1 \rangle$ ,  $P_1 = 0.2$ ; dla  $\alpha \in \langle \alpha_1; \alpha_2 \rangle$ ,  $P_2 = 0.028$  i dla  $\alpha \in \langle \alpha_2; \alpha_{ks} \rangle$ ,  $P_3 = 0.772$ . Przyjęte wartości tych kątów są bliskie ich wartościom rzeczywistym w silniku AD3.152 zasilanym olejem napędowym i pracującym przy warunku rozwijania przez dany silnik maksymalnego momentu obrotowego. Warunki te określają pracę silnika wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej.

### 3.1. Zakres obliczeń

Obliczenia numeryczne wykresu indykatorowego przeprowadzono dla w/w silnika przy zasilaniu go paliwami: olej napędowy, olej rzepakowy, estry metylowe oleju rzepakowego, eter dimetylowy. Obliczenia przeprowadzono opierając się o charakterystykę zewnętrzną silnika AD3.152 dla prędkości obrotowych:  $n = 1200, 1400, 1600, 1800, 2000$  obr/min, zachowując dla każdego z paliw tą samą objętość dawki paliwa wtryskiwanej na cykl pracy, która odpowiadała konkretnej prędkości obrotowej.

W wyniku obliczeń otrzymano wykresy indykatorowe umożliwiające wyznaczenie podstawowych parametrów i wskaźników indykowanych takich jak:  $\eta_i, p_i, g_i, N_i, M_i, p_{max}, T_{max}$ .

## 4. Wyniki obliczeń

Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono w tabelach 2 i 3 oraz na wykresach 2, 3.

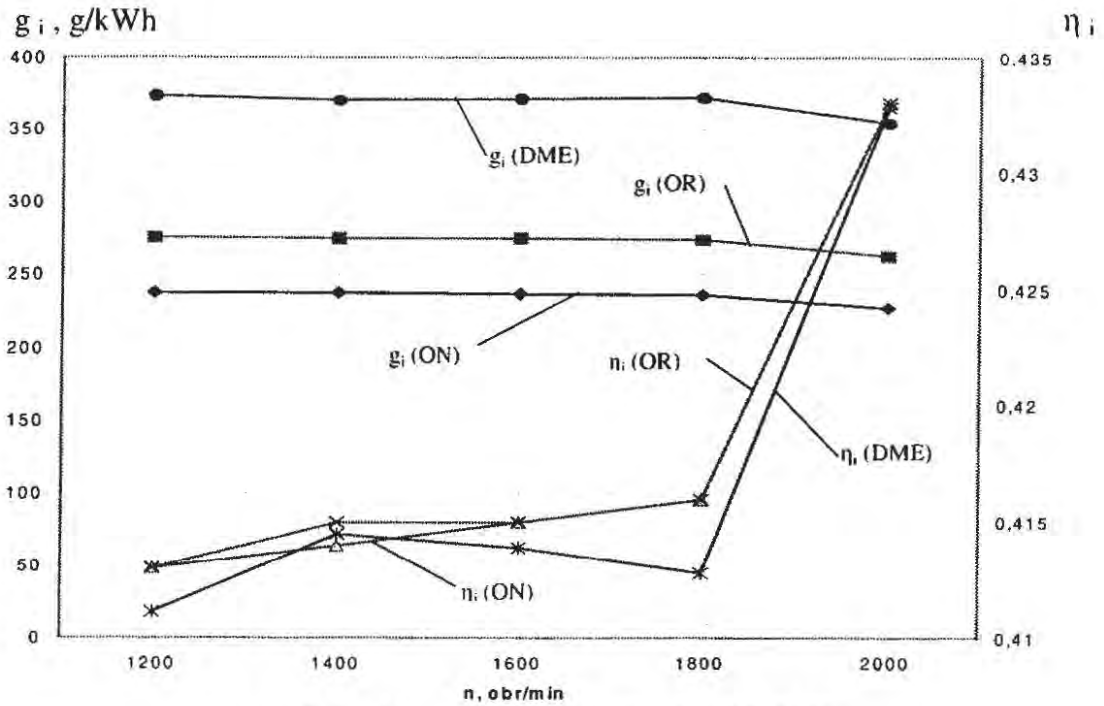
Tabela 2. Wyniki obliczeń parametrów i wskaźników indykowanych procesu spalania dla ON i OR.  
 Table 2. Parameters and indicators calculation results of the combustion process for ON and OR

Parametry i wskaźniki indykowane procesu spalania	Parametry i wskaźniki cykli pracy silnika AD3.152									
	Olej napędowy ON					Olej rzepakowy OR				
	n, obr/min					n, obr/min				
	1200	1400	1600	1800	2000	1200	1400	1600	1800	2000
$p_i$ , MPa	0,876	0,839	0,831	0,791	0,839	0,828	0,793	0,785	0,748	0,793
$N_i$ , kW	21,907	24,496	27,717	29,699	34,994	20,708	23,152	26,201	28,071	33,075
$M_i$ , Nm	174,334	167,083	165,421	157,557	167,082	164,785	157,920	156,373	148,920	157,919
$g_i$ , $\frac{g}{kWh}$	237,815	237,179	237,017	236,355	227,149	275,378	274,669	274,419	273,668	263,023
$\eta_i$	0,413	0,414	0,415	0,416	0,433	0,413	0,415	0,415	0,416	0,433
$p_{max}$ , MPa	6,905	6,792	6,767	6,647	6,69	6,767	6,663	6,638	6,525	6,566
$T_{max}$ , K	2277	2224	2210	2151	2173	2206	2155	2142	2086	2107
$\eta_v$	0,879	0,878	0,878	0,877	0,877	0,879	0,878	0,878	0,877	0,877
$\lambda$	1,14	1,2	1,2	1,26	1,24	1,25	1,31	1,32	1,39	1,36
$g_c$ , kg/cykl	$4,824 \cdot 10^{-5}$	$4,611 \cdot 10^{-5}$	$4,562 \cdot 10^{-5}$	$4,333 \cdot 10^{-5}$	$4,416 \cdot 10^{-5}$	$5,28 \cdot 10^{-5}$	$5,047 \cdot 10^{-5}$	$4,993 \cdot 10^{-5}$	$4,742 \cdot 10^{-5}$	$4,833 \cdot 10^{-5}$
$g_c$ , mm <sup>3</sup>	57,703	55,155	54,569	51,830	52,822	57,703	55,155	54,569	51,830	52,822

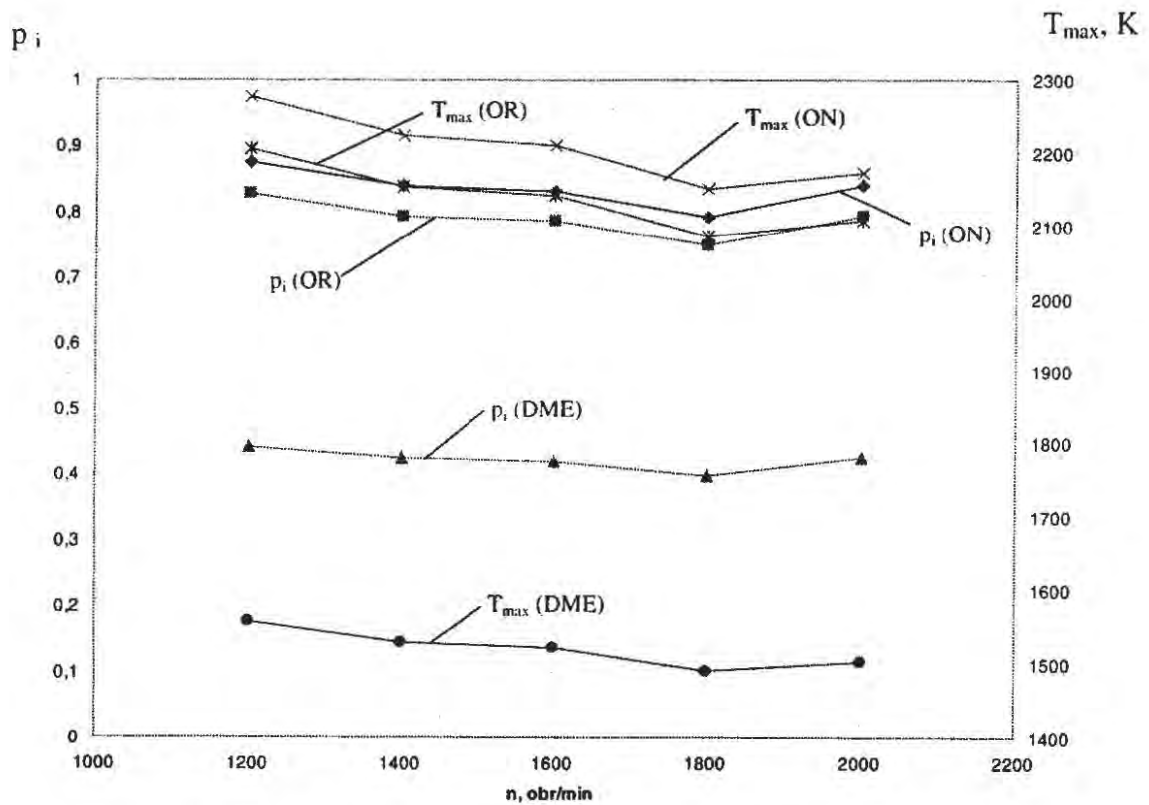
Tabela 3. Wyniki obliczeń parametrów i wskaźników indykowanych procesu spalania dla EMKOR i DME.  
 Table 3. Parameters and indicators calculation results of the combustion process for EMKOR and DME

Parametry i wskaźniki indykowane procesu spalania	Parametry i wskaźniki cykli pracy silnika AD3.152									
	Estry metylowe oleju rzepakowego EMKOR					Eter dimetylowy DME				
	n, obr/min					n, obr/min				
	1200	1400	1600	1800	2000	1200	1400	1600	1800	2000
$P_i$ , MPa	0,795	0,762	0,755	0,718	0,762	0,440	0,424	0,419	0,397	0,424
$N_i$ , kW	19,902	22,255	25,171	26,953	31,792	11,02	12,39	13,99	14,91	17,70
$M_i$ , Nm	158,376	151,798	150,229	142,989	151,797	87,68	84,51	83,49	79,09	84,50
$g_i$ , $\frac{g}{kWh}$	313,656	274,821	274,715	274,140	263,157	373,24	370,19	370,77	371,74	354,53
$\eta_i$	0,364	0,415	0,416	0,416	0,434	0,4111	0,4145	0,4139	0,4128	0,4328
$P_{max}$ , MPa	6,666	6,566	6,543	6,437	6,474	5,717	5,666	5,654	5,6	5,619
$T_{max}$ , K	2145	2096	2084	2030	2050	1560	1530	1523	1491	1503
$\eta_v$	0,879	0,878	0,878	0,877	0,877	0,879	0,878	0,878	0,877	0,877
$\lambda$	1,26	1,31	1,33	1,4	1,37	2,36	2,47	2,49	2,62	2,57
$g_c$ , kg/cykl	$5,078 \cdot 10^{-5}$	$4,854 \cdot 10^{-5}$	$4,802 \cdot 10^{-5}$	$4,561 \cdot 10^{-5}$	$4,648 \cdot 10^{-5}$	$3,808 \cdot 10^{-5}$	$3,64 \cdot 10^{-5}$	$3,602 \cdot 10^{-5}$	$3,421 \cdot 10^{-5}$	$3,486 \cdot 10^{-5}$
$g_c$ , mm <sup>3</sup>	57,703	55,155	54,569	51,830	52,822	57,703	55,155	54,569	51,830	52,822





Rys. 2. Przebieg zmian  $\eta_i$ ,  $g_i$  dla paliw: ON, OR, DME  
 Fig. 2. Changes course of  $\eta_i$ ,  $g_i$  for fuels: ON, OR, DME



Rys. 3. Przebieg zmian  $p_i$ ,  $T_{max}$  dla paliw: ON, OR, DME  
 Fig. 3. Changes course of  $p_i$ ,  $T_{max}$  for fuels: ON, OR, DME

## 5. Podsumowanie

Przy symulacji procesu spalania współczynnik składu mieszanki  $\lambda$  zmieniał się w zakresie od 1,14 do 2,62.

Na podstawie otrzymanych wyników obliczeń można sformułować następujące wnioski:

1. Najkorzystniejsze wartości:  $\eta_i$  i  $p_i$  otrzymano przy zasilaniu silnika olejem napędowym. Przy zasilaniu silnika tym paliwem otrzymano także najmniejszą wartość jednostkowego zużycia paliwa  $g_i$ .
2. Maksymalne wartości ciśnienia spalania  $p_{\max}$  i temperatury  $T_{\max}$  uzyskano dla oleju napędowego przy prędkości obrotowej  $n=1200\text{obr/min}$  i  $g_c = 57,703\text{mm}^3$ . Najmniejsze wartości tych parametrów otrzymano przy zasilaniu silnika paliwem DME. Mniejsze wartości maksymalnych temperatur będą powodować zmniejszenie emisji  $\text{NO}_x$ .
3. Dla badanych paliw wartości sprawności indykowanej  $\eta_i$  otrzymane z obliczeń miały wartości zbliżone i podobny był charakter ich zmian w zależności od prędkości obrotowej.
4. Maksymalną wartość mocy indykowanej  $N_i$  otrzymano dla oleju napędowego przy  $n=2000\text{obr/min}$  i  $g_c = 52,822\text{mm}^3$ . Dla tego paliwa uzyskano też maksymalną wartość indykowanego momentu obrotowego przy  $n=1200\text{obr/min}$  i  $g_c = 57,703\text{mm}^3$ .

## Literatura

- [1] Ambrozik A.: Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach, Kielce 2003, s. 175-186
- [2] Ambrozik A., Kurczyński D.: Propozycja eksperckiej metodyki wyznaczania stopnia napełniania cylindra silnika o ZS. Referat na Międzynarodową Konferencję Motoryzacyjną KONMOT-AUTOPROGRES. nt. Bezpieczeństwo i ekologia pojazdów. Zakopane 2004.
- [3] Ambrozik A., Łagowski P.: Metodyka symulacji numerycznej wykresu indykatorowego silnika o ZS. Referat na Międzynarodową Konferencję Motoryzacyjną KONMOT-AUTOPROGRES. nt. Bezpieczeństwo i ekologia pojazdów. Zakopane 2004.
- [4] Baczewski K., Kałdoński T.: Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004.
- [5] Bernhardt M.: Eter dimetylowy jako paliwo do silników o zapłonie samoczynnym. Paliwa, Oleje i Smary w eksploatacji, nr 59, s. 5
- [6] Bocheński C. I.: Biodiesel paliwa rolnicze. Wydawnictwo SGGW, Warszawa 2003, 46-47, 83-85, 108-109
- [7] Golec K., Stępień Z.: Paliwa i oleje silnikowe. Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki, Kraków 1993, s.
- [8] Kruczyński S.W.: Problemy eksploatacji silników spalinowych zasilanych paliwami zawierającymi komponenty pochodzenia roślinnego. Chemik, nr 3-4, 2004, s.
- [9] Maćkowski J.: Wady paliw tlenowych (cz. 1). Paliwa, Oleje i Smary w eksploatacji, nr 72, s. 37
- [10] Merkiś J., Kozak M.: Ekologiczne właściwości silników spalinowych zasilanych paliwem biodiesel. II Konferencja Nowoczesne Technologie w Rolnictwie BioDiesel, Łódź 2002, s. 65, 39
- [11] Szlachta Z.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002, s.19, 24
- [12] Zieliński K.: Paliwa silnikowe. AUTO-Technika Motoryzacyjna, nr 10, 2000, s.3