

## ANALYSIS OF GLUED FUNCTIONS APPROXIMATING REAL INDICATOR DIAGRAM OF ENGINE RUNNING ON DIFFERENT FUELS

Andrzej Ambrozik, Tomasz Ambrozik, Piotr Łagowski

Technical University of Kielce  
Aleja Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce, Poland  
tel.: +41 3424344, fax: +41 3424517  
e-mail: silspal@tu.kielce.pl

### Abstract

The paper presents methodology for the approximation of real indicator diagrams, averaged over 50 runs, with the use of glued functions which analytically describe the form of those diagrams. Coefficients of approximating functions can be applied to the diagnostics and control of the combustion process in piston combustion engine.

The paper aims to provide an analysis and comparative assessment of the influence of different fuels fuelled AD3.152 UR engine operation conditions (external speed characteristics and load characteristics) on the values of the above-mentioned coefficients of glued functions.

The approximation of indicator diagrams accounts for the smoothing of the indicator diagram in the period between inlet valve closure and outlet valve opening, i.e. when the engine working cycle is done in the closed thermodynamic system.

Experimental investigations and analysis of results were carried out for the engine operating in the mode of external speed characteristics for  $n \in \langle 1000-2000 \text{ rpm} \rangle$  and in the mode of load characteristics at the crankshaft rotational velocity corresponding to the maximum torque of the engine.

**Keywords:** transport, diagnostics, combustion engines, indicator diagram, approximation

## OCENA FUNKCJI SKLEJANYCH APROKSYMUJĄCYCH RZECZYWISTY WYKRES INDYKATOROWY SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM, ZASILANEGO RÓŻNYMI PALIWAMI

### Streszczenie

W artykule przedstawiono metodykę aproksymacji uśrednionych według 50-ciu realizacji rzeczywistych wykresów indykatorowych za pomocą funkcji sklepanych, analitycznie opisujących postać tych wykresów. Współczynniki funkcji aproksymujących mogą być wykorzystane do diagnostyki i sterowania przebiegiem procesu spalania w tłokowym silniku spalinowym.

Celem artykułu jest analiza i ocena porównawcza wpływu warunków pracy silnika AD3.152 UR (zewnętrzna charakterystyka prędkościowa i charakterystyka obciążeniowa), zasilanego różnymi paliwami na wartości w/w współczynników funkcji sklepanych.

Zastosowana aproksymacja wykresów indykatorowych zapewnia wygładzenie wykresu indykatorowego w okresie od zamknięcia zaworu dolotowego do otwarcia zaworu wylotowego tzn. w okresie realizacji cyklu pracy silnika w zamkniętym układzie termodynamicznym.

Badania eksperymentalne i analizę otrzymanych wyników przeprowadzono dla pracy silnika według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej dla  $n \in \langle 1000-2000 \text{ obr/min} \rangle$  i charakterystyki obciążeniowej sporządzonej przy prędkości obrotowej wału korbowego, odpowiadającej maksymalnemu momentowi obrotowemu silnika.

**Słowa kluczowe:** transport, diagnostyka, silniki spalinowe, wykres indykatorowy, aproksymacja

### 1. Wprowadzenie

Wynikowym efektem procesów termodynamicznych, termochemicznych i hydroaerodynamicznych oraz wymiany ciepła, zachodzących w cylindrze tłokowego silnika wewnętrznego spalania, jest wykres indykatorowy. Jest on ważnym ilościowym i jakościowym źródłem informacji o tych

procesach oraz umożliwia wyznaczenie: indykowanych wskaźników pracy silnika, charakterystyk wydzielania ciepła podczas procesu spalania, równowagowego składu czynnika roboczego zmieniającego się w funkcji kąta obrotu wału korbowego, „twardości” pracy silnika wyrażonej wielkością  $dp/d\alpha$ , i wielu innych wielkości.

Postać wykresu indykatorowego zależy przede wszystkim od: przebiegu i jakości rozpylania paliwa podczas procesu wtrysku, ilości oraz właściwości aerodynamicznych powietrza doprowadzonego do cylindra, itp. Wielkości te decydują o jakości tworzonej mieszanki palnej decydującej o procesie jej spalania w cylindrze silnika. Od właściwie realizowanego procesu spalania zależy jakość przemiany energii chemicznej zawartej w paliwie na energię mechaniczną [1]. Przemiany te decydują o wielkości zużycia paliwa oraz emisji szkodliwych składników ze spalinami i hałasie silnika.

Sporządzenie i przygotowanie do analizy eksperymentalnie zdjętego wykresu indykatorowego, musi uwzględniać dokładne i wiarygodne określenie na wykresie indykatorowym położenie tłoka w GMP i innych charakterystycznych punktów wykresu oraz zapewniać wygładzenie uśrednionych według realizacji wartości ciśnień w cylindrze.

Wygładzanie uśrednionych wg 50. realizacji cykli pracy silnika ciśnień wykresu indykatorowego ma na celu odfiltrowanie wysokoczęstotliwościowych, często losowych zaburzeń wykresu indykatorowego.

W artykule przedstawiono metodę aproksymacji rzeczywistych wykresów indykatorowych za pomocą funkcji sklepanych, które analitycznie opisują rzeczywisty przebieg zmiany ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego. Przeprowadzono również analizę i ocenę dokładności aproksymacji uśrednionych wyżej wymienionych rzeczywistych wykresów indykatorowych.

Przeprowadzono tu także analizę i ocenę porównawczą wpływu warunków pracy silnika AD3.152 UR (zewnętrzne charakterystyki prędkościowe i charakterystyki obciążeniowe), zasilanego olejem napędowym, estrami metylowymi kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego FAME oraz ich mieszaniną B20 na wartości współczynników aproksymujących funkcji sklepanych.

Zastosowana aproksymacja wykresów indykatorowych zapewnia wygładzenie wykresu indykatorowego w okresie od zamknięcia zaworu dolotowego do otwarcia zaworu wylotowego tzn. w okresie realizacji cyklu pracy silnika w zamkniętym układzie termodynamicznym.

Badania eksperymentalne i analizę otrzymanych wyników przeprowadzono dla pracy silnika według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i charakterystyki obciążeniowej sporządzonej przy prędkości obrotowej wału korbowego, odpowiadającej maksymalnemu momentowi obrotowemu silnika przy fabrycznym ustawieniu kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa.

## 2. Obiekt badań i stanowisko badawcze

Obiektem badań był trzycylindrowy silnik spalinowy o zapłonie samoczynnym AD3.152 UR z bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory spalania usytuowanej w denku tłoka. Układ zasilania badanego silnika wyposażony był w rozdzielaczową pompę wtryskową typu DPA oraz wtryskiwacze paliwa z rozpylaczami czterootworowymi.

Badany silnik posiadał górnozaworowy układ rozrządu, z pionowo osadzonymi w głowicy zaworami. Zawory za pośrednictwem popychaczy i dźwigiemek zaworowych, napędzane są przez wałek rozrządu usytuowany w bloku silnika. Podstawowe dane silnika przedstawiono w Tab. 1 [2].

Schemat blokowy stanowiska badawczego przedstawiono na Rys. 1.

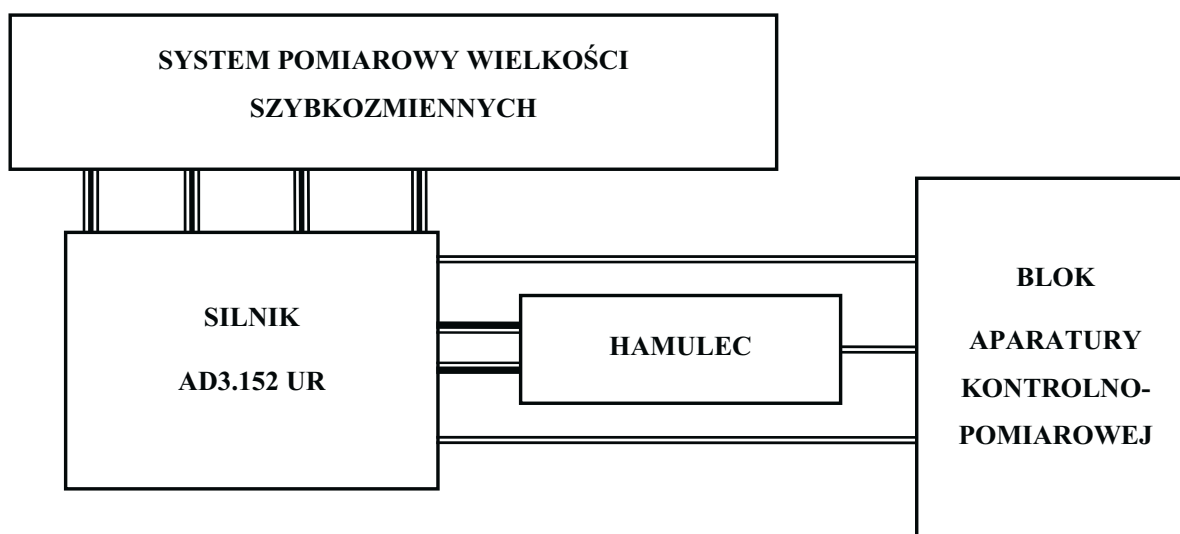
Stosowany podczas badań system pomiarowy wielkości szybkozmiennych składał się z czterech torów pomiarowych: toru pomiarowego ciśnienia w komorze spalania, toru pomiarowego ciśnienia w przewodzie wtryskowym, toru pomiarowego wzniosu iglicy rozpylacza oraz dekodera kąta obrotu wału korbowego.

W Tab. 2 przedstawiono własności fizykochemiczne paliw stosowanych do zasilania silnika podczas badań [2].

Tab. 1. Podstawowe dane techniczne silnika Perkins AD3.152 UR [2]

Tab. 1. Basic technical data of the engine Perkins AD3.152 UR [2]

Silnik o zapłonie samoczynnym Perkins AD3.152 UR		
Parametr	Jednostka	Wartość
Układ cylindrów	-	rzędowy
Liczba cylindrów, c	-	3
Rodzaj wtrysku	-	bezpośredni
Kolejność pracy cylindrów	-	1-2-3
Stopień sprężania, $\epsilon$	-	16,5
Średnica cylindra, D	m	$91,44 \cdot 10^{-3}$
Skok tłoka, S	m	$127 \cdot 10^{-3}$
Pojemność skokowa silnika, $V_{ss}$	$m^3$	$2,502 \cdot 10^{-3}$
Długość korbowodu, $l_k$	m	$(223,80-223,85) \cdot 10^{-3}$
Moc nominalna silnika, $N_e$	kW	34,6
Prędkość obrotowa mocy nominalnej, $n_N$	obr/min	2250
Maksymalny moment obrotowy silnika, $M_e$	Nm	165,4
Prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego, $n_M$	obr/min	1300-1400
Statyczny kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa, $\alpha_{ww}$	°OWK	17
Prędkość obrotowa biegu jałowego, $n_{bj}$	obr/min	$750 \pm 50$



Rys. 1. Schemat blokowy stanowiska badawczego  
Fig. 1. Block diagram of the research stand

Tab. 2. Podstawowe właściwości fizykochemiczne paliw stosowanych do zasilania silnika podczas badań [5, 6]  
 Tab. 2. Basic physical and chemical properties of engine fuels used in investigations [5, 6]

Parametr	Olej napędowy Ekodiesel Ultra D	Paliwo roślinne FAME
Liczba cetanowa	51,4	51
Wartość opałowa, [MJ/kg]	43,2	36,7
Gęstość w temperaturze 15°C, [g/cm <sup>3</sup> ],	0,8354	0,883
Lepkość kinematyczna, [mm <sup>2</sup> /s] (~40°C)	2,64	4,47
Napięcie powierzchniowe, [N/m] (20°C)	3,64·10 <sup>-2</sup>	3,58·10 <sup>-2</sup>
Temperatura zapłonu, [°C]	63	pow. 130
Temperatura mętnienia, [°C]	-17	-2
Temperatura blokowania zimnego filtra, [°C]	-23	-14
Przeciętny, elementarny skład paliwa, [%]		
- C	87,2	76,8
- H	12,7	12,1
- O	0	11
Zawartość siarki S, [mg/kg]	9	8,1
Zawartość wody, [mg/kg]	43,8	113
Zawartość zanieczyszczeń stałych, [mg/kg]	5	18
Pozostałość po koksowaniu w 10%-owej pozostałości destylacyjnej, [% (m/m)]	0,01	0,28
Badania działania korodującego na płytkach miedzi [klasa]	1	1

### 3. Rzeczywisty wykres indykatorowy i jego aproksymacja

Minimalizacja średniej wartości odchylenia standardowego wyznaczonego jako różnica między wartościami funkcji rzeczywistej i wartościami funkcji aproksymującej rzeczywisty wykres indykatorowy zapewnia wiarygodny opis uśrednionego względem realizacji wykresu indykatorowego za pomocą pięciu funkcji sklepanych, spełniając przy tym warunki ciągłości funkcji. Zapewnia to równocześnie wygładzenie tego wykresu. Aproksymacja wykresu indykatorowego realizowana jest dla tej jego części, która dotyczy zmiany ciśnienia od chwili zamknięcia zaworu dolotowego do chwili otwarcia zaworu wylotowego. Dla tak określonego okresu realizacji wykresu indykatorowego prawdziwe jest założenie, że procesy zachodzące w cylindrze, zachodzą w zamkniętym układzie termodynamicznym o stałej masie czynnika roboczego. Ilustrację graficzną zaproponowanej metody aproksymacji rozwiniętego wykresu indykatorowego przedstawiono na Rys. 2.

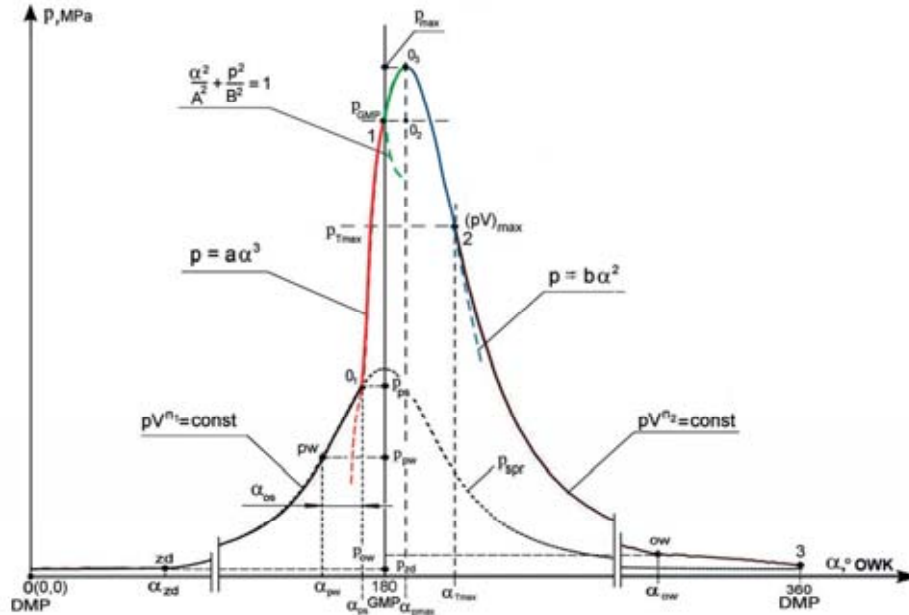
Średnią wartość wykładnika politropy sprężania  $n_1$  wyznaczano jako wartość średnią z wartości obliczonych według wzoru:

$$n_{1i} = \frac{\log \frac{p_{i-1}}{p_i}}{\log \frac{V_i}{V}} \quad (1)$$

Obliczanie  $n_{1i}$  i ich uśrednienie przeprowadza się wykorzystując rzeczywiste wartości ciśnienia  $p_i$  wykresu indykatorowego i obliczone wartości  $V_i$ , dla  $\alpha \in \langle \alpha_{zd}, \alpha_{pw} \rangle$ . Znając

wartość  $n_1$  sporządzamy wykres politropy procesu sprężania  $p_{spr}(\alpha)$  umożliwiającą wyznaczenie punktu  $O_1$ , w którym występuje oderwanie się linii rzeczywistych wartości ciśnienia wykresu indykatorowego od linii sprężania  $p_{spr}(\alpha)$  wyznaczonej z wykorzystaniem równania politropy  $p[V(\alpha)]^{n_1} = const$ . Znając wartość  $\alpha_{pw}$  i  $\alpha_{ps}$  wyznaczano kąt opóźnienia samozapłonu:

$$\alpha_{os} = \alpha_{ps} - \alpha_{pw} \quad (2)$$



Rys. 2. Ilustracja graficzna aproksymacji rzeczywistego wykresu indykatorowego za pomocą: politropy  $pV^{n_1} = const$ , paraboli trzeciego stopnia  $p = a\alpha^3$ ; elipsy  $\frac{\alpha^2}{A^2} + \frac{p^2}{B^2} = 1$ ; paraboli drugiego stopnia  $p = b\alpha^2$  i politropy  $pV^{n_2} = const$ , gdzie:  $\alpha_{zd}$  - kąt obrotu wału korbowego odpowiadający zamknięciu zaworu dolotowego,  $\alpha_{pw}$  - początek wtrysku paliwa,  $\alpha_{ps}$  - początek procesu spalania,  $\alpha_{pmax}$  - kąt obrotu wału korbowego odpowiadający maksymalnemu ciśnieniu spalania,  $\alpha_{Tmax}$  - kąt obrotu wału korbowego odpowiadający maksymalnej temperaturze cyklu pracy,  $\alpha_{ow}$  - kąt obrotu wału korbowego odpowiadający otwarciu zaworu wylotowego

Fig. 2. Graphic illustration of real indicator diagram approximation with the following: polytropic compression curve  $pV^{n_1} = const$ , third-degree parabola  $p = a\alpha^3$ , ellipse  $\frac{\alpha^2}{A^2} + \frac{p^2}{B^2} = 1$ , second-degree parabola  $p = b\alpha^2$  and polytropic expansion curve  $pV^{n_2} = const$ , where:  $\alpha_{zd}$  - the beginning of the engine inlet valve closing,  $\alpha_{pw}$  - the beginning of the fuel injection,  $\alpha_{ps}$  - the beginning of the combustion process,  $\alpha_{pmax}$  - angle of rotation of crankshaft corresponds to maximal combustion pressure,  $\alpha_{Tmax}$  - angle of rotation of crankshaft corresponds to maximal combustion temperature,  $\alpha_{ow}$  - the beginning of the engine outlet valve opening

Rzeczywisty wykres indykatorowy dla  $\alpha \in \langle \alpha_{ps}, \alpha_{GMP} \rangle$  aproksymuje się parabolą trzeciego stopnia o wierzchołku w punkcie  $O_1(\alpha_{ps}, p_{ps})$ :

$$p = a\alpha^3 \quad (3)$$

Uwzględniając przesunięcie tego punktu względem początku układu współrzędnych którym jest punkt  $0(0,0)$  odpowiadający położeniu tłoka w DMP, o wektor  $\vec{u}[\alpha_{ps}, p_{ps}]$  otrzymujemy:

$$p - p_{ps} = a(\alpha - \alpha_{ps})^3.$$

Dla punktu 1 mamy:  $\alpha = \alpha_{GMP}$  i  $p = p_{GMP}$ , a zatem

$$p_{GMP} - p_{ps} = a(\alpha_{GMP} - \alpha_{ps})^3,$$

stąd:

$$a = \frac{p_{GMP} - p_{ps}}{(\alpha_{GMP} - \alpha_{ps})^3}. \quad (4)$$

Aproksymowane wartości ciśnienia dla  $\alpha \in \langle \alpha_{ps}, \alpha_{GMP} \rangle$  obliczamy ze wzoru:

$$p = p_{ps} + a(\alpha - \alpha_{ps})^3. \quad (5)$$

Wykres indyktorowy należący do przedziału  $\alpha \in \langle \alpha_{GMP}, \alpha_{p_{max}} \rangle$  aproksymuje się elipsą o środku w punkcie  $O_2 (\alpha_{p_{max}}, p_{GMP})$  i osi elipsy  $A = p_{max} - p_{GMP}$  oraz osi  $B = \alpha_{p_{max}} - \alpha_{GMP}$ .

Równanie elipsy ma postać:

$$\frac{(\alpha - \alpha_{p_{max}})^2}{B^2} + \frac{(p - p_{GMP})^2}{A^2} = 1. \quad (6)$$

Wartości ciśnienia w aproksymowanym przedziale  $\alpha \in \langle \alpha_{GMP}, \alpha_{p_{max}} \rangle$  obliczamy ze wzoru:

$$p = p_{GMP} + A \sqrt{1 - \frac{(\alpha - \alpha_{p_{max}})^2}{B^2}}. \quad (7)$$

Punkt na rzeczywistym wykresie indyktorowym, odpowiadający maksymalnej temperaturze cyklu przyjmuje się jako punkt odpowiadający maksymalnej wartości iloczynu  $pV$ . Obliczając wartości iloczynu  $pV$  znajdujemy  $(pV)_{max}$  i określamy współrzędne tego punktu  $(\alpha_{T_{max}}, p_{T_{max}})$ , oznaczając go numerem 2. Rzeczywisty wykres indyktorowy należący do  $\alpha \in \langle \alpha_{p_{max}}, \alpha_{T_{max}} \rangle$  aproksymuje się parabolą drugiego stopnia o wierzchołku leżący w punkcie  $O_3$  o współrzędnych  $(\alpha_{p_{max}}, p_{max})$ :

$$p = -b\alpha^2. \quad (8)$$

Uwzględniając przesunięcie wierzchołka paraboli względem początku układu współrzędnych o wektor  $\vec{u}(\alpha_{p_{max}}, p_{max})$ , wartości ciśnienia na aproksymowanym odcinku wykresu obliczamy z zależności:

$$p = p_{max} - b(\alpha - \alpha_{p_{max}})^2, \quad (9)$$

gdzie:

$$b = \frac{p_{max} - p_{T_{max}}}{(\alpha_{T_{max}} - \alpha_{p_{max}})^2}. \quad (10)$$

Odcinek wykresu indyktorowego należący do przedziału  $\alpha \in \langle \alpha_{T_{max}}, \alpha_{ow} \rangle$  aproksymujemy politropą o średniej wartości wykładnika politropy  $n_2$  wyznaczonej dla rzeczywistego wykresu indyktorowego należącego do wyżej wskazanego przedziału. Bieżące wartości wykładnika politropy dla tej części wykresu obliczamy według wzoru (1). Wartości ciśnienia w tym przedziale obliczamy według wzoru:

$$p = p_{T_{max}} \left[ \frac{f(\alpha_{T_{max}})}{f(\alpha)} \right]^{n_2}. \quad (11)$$



Przedłużając obliczenia ciśnienia procesu rozprężania do punktu 3 który odpowiada położeniu tłoka w DMP obliczamy wartości parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w tym punkcie. Znając wartości stałego średniego ciśnienia w cylindrze podczas procesu napełniania  $p_{d\dot{s}r}$  oraz stałego średniego ciśnienia w cylindrze w czasie procesu wylotu spalin  $p_{w\dot{s}r}$  obliczamy pracę suwów pompowych ze wzoru:

$$L_{sp} = (p_{w\dot{s}r} - p_{d\dot{s}r})V_S \quad (12)$$

Pracę indykowaną cyklu pracy silnika obliczamy jako sumę prac obliczonych dla poszczególnych aproksymowanych odcinków rzeczywistego wykresu indykatorowego i pracy suwów pompowych obliczonej wg wzoru (12).

#### 4. Wyniki badań

W Tab. 3-4 przedstawiono wartości kąta wyprzedzenia wtrysku, okresu opóźnienia samozapłonu i spalania oraz wartości wyznaczonych współczynników funkcji sklepanych aproksymujących rzeczywiste wykresy indykatorowe silnika AD3.152 UR pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej (Tab. 3) oraz wg charakterystyki obciążeniowej przy prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 1400$  obr/min (Tab. 4), zasilanego olejem napędowym ON, estrami metylowymi kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego FAME i mieszaniną tych paliw B20.

Tab. 3. Wartości kąta wyprzedzenia wtrysku, okresu opóźnienia samozapłonu i okresu spalania oraz wartości wyznaczonych współczynników funkcji sklepanych aproksymujących rzeczywiste wykresy indykatorowe silnika AD3.152 UR pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego olejem napędowym, estrami metylowymi kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego FAME i mieszaniną tych paliw B20

Tab. 3. Values of injection advance angle, self-ignition delay period, combustion period and determined coefficient values of glued functions approximating real indicator diagrams of AD3.152 UR engine operating in the mode of external speed characteristics and fuelled by diesel oil, rapeseed oil fatty acids methyl esters FAME and the blend of both fuels B20

Lp.	n	Paliwo	$\alpha_{ww}$	$\alpha_{os}$	$\alpha_{spl}$	$n_1$	a	A	B	b	$n_2$
	obr/min		°OWK	°OWK	°OWK	-	$\frac{\text{MPa}}{(\text{°OWK})^3}$	MPa	°OWK	$\frac{\text{MPa}}{(\text{°OWK})^2}$	-
1	1000	ON	341,3	8,3	44,15	1,272	0,0025	0,563	9,844	-0,013	1,154
		FAME	340,8	9,35	43,6	1,195	0,0046	0,912	7,031	-0,0132	1,178
		B20	340,7	7,1	47,35	1,225	0,0048	0,796	7,031	-0,0139	1,213
2	1200	ON	341,9	7,3	47,36	1,263	0,0134	1,168	9,844	-0,01	1,212
		FAME	341,3	10,26	45	1,202	0,007	1,069	7,031	-0,0117	1,18
		B20	341,3	7,5	49,16	1,224	0,0073	0,982	7,031	-0,0132	1,21
3	1400	ON	342,9	8,3	42,55	1,291	0,1476	1,72	9,844	-0,0083	1,26
		FAME	342,3	10,66	40,78	1,199	0,0114	1,207	8,438	-0,0136	1,17
		B20	342	7,8	45,35	1,219	0,0117	1,117	7,031	-0,0115	1,194
4	1600	ON	343,3	9,1	39,94	1,317	0,0085	0,786	5,625	-0,0087	1,244
		FAME	342,7	11,67	43,58	1,229	0,0191	1,492	8,438	-0,0136	1,217
		B20	342,8	8,8	47,77	1,206	0,0107	1,411	8,438	-0,0134	1,19
5	1800	ON	344,3	9,5	39,95	1,322	0,080	2,56	11,25	-0,00927	1,173
		FAME	343,72	10,65	43,58	1,241	0,0158	1,906	9,844	-0,0145	1,185
		B20	343,5	9,2	42,35	1,204	0,0087	1,86	9,844	-0,015	1,175
6	2000	ON	345,1	9,3	47,78	1,285	0,1848	2,939	11,25	-0,0105	1,215
		FAME	344,12	11,66	42,18	1,218	0,0273	2,336	9,844	-0,0121	1,195
		B20	344,3	9,6	45,37	1,258	0,0267	2,283	9,844	-0,0116	1,235

Tab. 4. Wartości kąta wyprzedzenia wtrysku, okresu opóźnienia samozapłonu i okresu spalania oraz wartości wyznaczonych współczynników funkcji sklepanych aproksymujących rzeczywiste wykresy indykatorowe silnika AD3.152 UR pracującego według charakterystyki obciążeniowej przy  $n = 1400$  obr/min i zasilanego olejem napędowym, estrami metylowymi kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego FAME i mieszaniną tych paliw B20

Tab. 4. Values of injection advance angle, self-ignition delay period, combustion period and determined coefficient values of glued functions approximating real indicator diagrams of AD3.152 UR engine operating in the load characteristics regime at the rotational speed 1400 rpm and fuelled by diesel oil, rapeseed oil fatty acids methyl esters FAME and the blend of both fuels B20

Lp.	$N_e$	Paliwo	$\alpha_{ww}$	$\alpha_{os}$	$\alpha_{spl}$	$n_1$	a	A	B	b	$n_2$
	kW		$^{\circ}\text{OWK}$	$^{\circ}\text{OWK}$	$^{\circ}\text{OWK}$	-	$\frac{\text{MPa}}{(^{\circ}\text{OWK})^3}$	MPa	$^{\circ}\text{OWK}$	$\frac{\text{MPa}}{(^{\circ}\text{OWK})^2}$	-
1	4	ON	352,2	10,2	30,14	1,286	0,0062	0,691	4,219	-0,0079	1,265
		FAME	350,8	9	28,32	1,275	0,2452	0,703	4,219	-0,0088	1,248
		B20	351,7	7,9	34,15	1,238	0,0082	0,314	2,813	-0,0086	1,223
2	8	ON	349,5	9	35,25	1,277	0,0636	1,873	8,438	-0,0089	1,243
		FAME	348,8	9,6	32,53	1,278	0,1036	1,776	7,031	-0,0085	1,215
		B20	349,5	6,9	35,944	1,252	0,0122	1,619	7,031	-0,0086	1,22
3	12	ON	348,15	10,4	38,06	1,281	0,12107	2,228	8,438	-0,0093	1,231
		FAME	346,25	10,35	32,93	1,254	0,0586	1,575	7,031	-0,0102	1,254
		B20	346,4	7,6	39,75	1,223	0,0159	1,738	7,031	-0,0097	1,212
4	16	ON	345,7	10,9	39,96	1,232	0,0779	1,986	8,438	-0,011	1,218
		FAME	345,1	10,6	36,64	1,216	0,0267	1,451	8,438	-0,0123	1,21
		B20	345	8,2	44,769	1,223	0,0304	1,418	8,438	-0,013	1,216
5	20	ON	344,5	11	45,28	1,235	0,015	1,61	8,438	-0,0105	1,215
		FAME	343,6	10,4	39,75	1,207	0,018	1,21	8,438	-0,0139	1,212
		B20	343,5	8,1	46,369	1,221	0,0179	1,183	8,438	-0,013	1,211

## 5. Wnioski

Otrzymane wyniki badań silnika AD3.152 UR i ich analiza pozwalają sformułować następujące wnioski:

- wartości poszczególnych współczynników funkcji sklepanych aproksymujących rzeczywiste wykresy indykatorowe zmieniają się w dość szerokim zakresie zależnie od warunków pracy silnika oraz rodzaju paliwa jakim zasilany jest silnik, i tak:
- wartość wykładnika politropy sprężania „ $n_1$ ” przy pracy silnika wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej zmienia się z zakresie od 1,195 dla prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 1000$  obr/min i zasilaniu silnika paliwem FAME do wartości 1,322 przy prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 1800$  obr/min i zasilaniu silnika olejem napędowym, natomiast przy pracy silnika według charakterystyki obciążeniowej jego wartość waha się w granicach od 1,216 przy obciążeniu  $N_e = 16$  kW i zasilaniu silnika paliwem FAME do wartości 1,286 przy zasilaniu silnika olejem napędowym i obciążeniu  $N_e = 4$  kW,



- wartości współczynnika „a” przy pracy silnika wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej zmienia się z zakresie od wartości 0,007 przy  $n = 1200$  obr/min i zasilaniu silnika paliwem FAME do wartości 0,1848 przy prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 2000$  obr/min i zasilaniu silnika olejem napędowym. Przy pracy silnika według charakterystyki obciążeniowej wartości tego współczynnika zmieniają się od wartości 0,0062 przy obciążeniu  $N_e = 4$  kW i zasilaniu silnika olejem napędowym do wartości 0,245 przy obciążeniu  $N_e = 4$  kW i zasilaniu silnika paliwem FAME,
- wielkości osi elipsy „A” przy pracy silnika wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej zmienia się z zakresie od 0,563 przy prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 1000$  obr/min i zasilaniu silnika olejem napędowym do wartości 2,939 przy  $n = 2000$  obr/min i zasilaniu silnika również olejem napędowym. Wartości osi elipsy przy pracy silnika według charakterystyki obciążeniowej zmieniają się w zakresie od 0,314 przy obciążeniu  $N_e = 4$  kW i zasilaniu silnika paliwem B20 do wartości 2,228 przy  $N_e = 12$  kW i zasilaniu silnika ON,
- wielkości osi elipsy „B” przy pracy silnika wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej zmienia się z zakresie od 5,625 przy  $n = 1600$  obr/min i zasilaniu silnika ON do wartości 11,25, która występuje dla prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 1800$  i  $2000$  obr/min i zasilaniu silnika olejem napędowym. Przy pracy silnika według charakterystyki obciążeniowej wielkości osi elipsy „B” osiągają wartości od 2,813 przy  $N_e = 4$  kW i zasilaniu silnika paliwem B20 do wartości 8,438 która występuje dla obciążenia  $N_e = 16$  i  $20$  kW i dla wszystkich paliw oraz przy obciążeniach  $N_e = 8$  i  $12$  kW i przy zasilaniu silnika olejem napędowym,
- wartość współczynnika „b” przy pracy silnika wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej zmienia się z zakresie od -0,0083 przy prędkości  $n = 1400$  obr/min i zasilaniu silnika ON do wartości -0,015 przy  $n = 1800$  obr/min i zasilaniu silnika paliwem B20. Wartości współczynnika „b” przy pracy silnika według charakterystyki obciążeniowej zmieniają się od -0,0079 przy obciążeniu  $N_e = 4$  kW i zasilaniu silnika ON do wartości -0,0139 przy obciążeniu  $N_e = 20$  kW i zasilaniu silnika paliwem FAME,
- wykładnik politropy rozprężania „ $n_2$ ” przy pracy silnika według charakterystyki prędkościowej zmienia się w zakresie od 1,154 przy prędkości obrotowej wału korbowego  $1000$  obr/min i zasilaniu silnika olejem napędowym do wartości 1,26 dla  $n = 1400$  obr/min i zasilaniu silnika tym samym paliwem. Przy pracy silnika według charakterystyki obciążeniowej wartości wykładnika zmieniają się od 1,21 dla obciążenia  $N_e = 16$  kW i zasilaniu silnika paliwem FAME do wartości 1,265 dla  $N_e = 4$  kW i zasilaniu silnika olejem napędowym.

Przedstawiona w pracy metoda aproksymacji rzeczywistych wykresów indykatorowych umożliwia wyznaczenie wartości współczynników aproksymujących funkcji sklepanych oraz wektorów określających położenie względem przyjętego początku układu współrzędnych istotnych charakterystycznych punktów wykresu indykatorowego, które są parametrami diagnostycznymi cyklu pracy silnika spalinowego.

Wyznaczenie zależności w/w wielkości od parametrów regulacyjnych silnika może być wykorzystane zarówno do doskonalenia jak i sterowania pracą tłokowych silników spalinowych, np. z zastosowaniem elektronicznych układów sterujących.

## Literatura

- [1] Ambroziak, A., *Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach, Kielce 2003.
- [2] Ambroziak, A., Ambroziak, T., Łagowski, P., *Aproksymacja rzeczywistego wykresu indykatorowego funkcjami sklepanymi*, XV Ogólnopolskie Sympozjum Naukowe "Motoryzacyjne Problemy Ochrony Środowiska" organizowane przy współpracy z KONES, PTNSS i PTPE, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej, grudzień 2007.
- [3] Chomiak, J., *Podstawowe problemy spalania*, PWN, Warszawa, 1977.

- [4] Konorski, B., Krysicki, W., *Nomografia i graficzne metody obliczeniowe, zastosowania w technice*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1973.
- [5] *Sprawozdanie z badań 5120402 wyrobu BIODIESELA D-FAME*, Zleceniodawca, Rafineria Trzebinia S.A.
- [6] *Świadectwo Jakości Nr BM-101/209a/2005 oleju napędowego Ekodiesel Ultra D*.