

Stanisław Kruczyński, Piotr Orliński, Stanisław Orliński

Wpływ właściwości wybranych paliw na proces ich rozpylania oraz na charakterystyki wydzielania ciepła podczas procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym

Wstęp

Metodyka rozwiązywania zagadnienia polegającego na wyznaczeniu procesu rozpylania i charakterystyk wydzielania ciepła podczas procesu spalania w oparciu o eksperymentalnie wyznaczone wykresy indykatorowe silnika zasilanego paliwami o różnych właściwościach fizykochemicznych, wymaga zastosowania dokładnych pomiarów wielkości charakteryzujących rzeczywisty przebieg procesów roboczych w cylindrze [1].

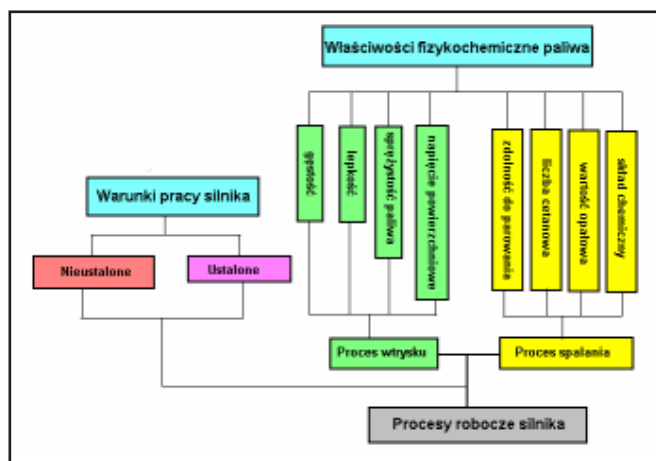
Na prawidłowość procesu rozpylania i spalania paliwa w silniku o ZS mają wpływ następujące właściwości fizykochemiczne paliwa: gęstość, lepkość, napięcie powierzchniowe, wartość opałowa, liczba cetanowa i skład frakcyjny [2].

Proces wtrysku paliwa jest złożonym, okresowo powtarzającym się szybkozmiennym procesem zachodzącym w aparaturze wtryskowej. Jednym z dość łatwo uzyskiwanych i wiarygodnych źródeł informacji o przebiegu procesu wtrysku są wykresy ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym i wzniosu iglicy wtryskiwacza.

Ekonomiczne, energetyczne i ekologiczne wskaźniki pracy silnika w bezpośredni sposób zależą od przebiegu wykresu indykatorowego, a ten z kolei zależy od procesu spalania ocenianego za pomocą charakterystyk wydzielania ciepła. Pod pojęciem charakterystyk wydzielania ciepła rozumiemy względną ilość i prędkość względnej ilości ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania z uwzględnieniem ciepła traconego do ścianek komory spalania.

Paliwo przeznaczone do zasilania szybkoobrotowych silników o ZS powinno zapewniać [3]:

- prawidłowe funkcjonowanie całego układu zasilania, w tym szczególnie zespołu wtryskowego,
- prawidłowy efektywny proces spalania,
- tworzenie możliwie jak najmniejszej ilości szkodliwych składników spalin.



Rys. 1. Podstawowe właściwości fizykochemiczne paliwa wpływające na proces roboczy silnika [3]

W czasie badań hamownianych silnika zastosowano: niskosiarkowe paliwo mineralne Ekodiesel Plus 50 oraz porównawczo dwa paliwa roślinne: ester metylowy wyższych kwasów tłuszczowych FAME (Fatty Acid Methyl Esters) i ester etylowy FAEE (Fatty Acid Ethyl Esters).

Na rys. 1 przedstawiono właściwości fizykochemiczne paliw, które wpływają na proces wtrysku i spalania.

Wyboru badanych paliw dokonano ze względu na ich dostępność na rynku oraz na różne właściwości fizykochemiczne, które wywierają istotny wpływ na przebieg procesu wtrysku i spalania.

Lepkość i gęstość wpływa na jakość procesu rozpylenia paliwa, a to z kolei decyduje o przebiegu procesu spalania i emisji toksycznych składników spalin. Napięcie powierzchniowe wpływa również na średnią średnicę kropeł i zasięg strugi rozpylonego paliwa. Większe wymiary kropeł i bardziej zwarty kształt strugi powodują wzrost jej zasięgu. Im większa lepkość i napięcie powierzchniowe tym większy jest zasięg strugi rozpylonego paliwa.

Paliwa stosowane w czasie badań:

- ❖ olej roślinny – BIODIESEL D-FAME B-100,
- ❖ olej roślinny – BIODIESEL D-FAEE B-100,
- ❖ olej napędowy – Ekodiesel Plus 50 (odmiana B).

Cel badań

Celem badań było przeprowadzenie i analiza badań eksperymentalnych i symulacyjnych, dotyczących oceny wpływu zasilania silnika o ZS pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej paliwem naturalnym oraz dwoma paliwami roślinnymi na:

- * wyznaczenie i porównanie ilości oraz prędkości względnej ilości wydzielającego się ciepła, jak również względnej ilości ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania x_{SC} ,
- * średnice krytyczne kropeł paliwa d_{Kr} ,
- * zasięg rozpadu strugi paliwa na krople S_1 ,

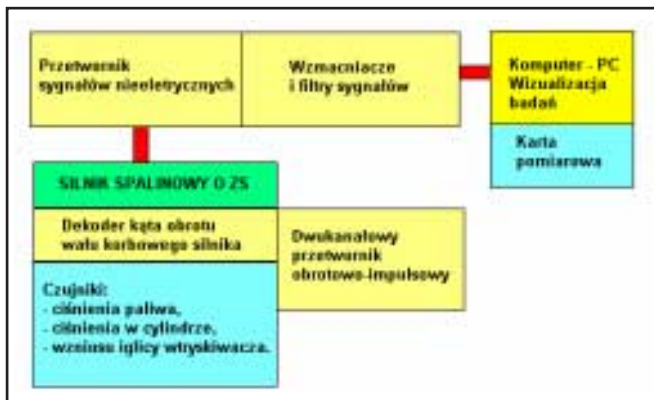
Stanowisko badawcze oraz charakterystyka i właściwości fizykochemiczne badanych paliw

Badania przeprowadzono na typowym hamownianym stanowisku wyposażonym w silnik o zapłonie samoczynnym typu AD3.152 z wtryskiem bezpośrednim paliwa. Stanowisko wyposażone było w system pomiarowy umożliwiający pomiar parametrów i ciśnień szybkozmiennych. Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 2.

Charakterystyka badanych paliw

Paliwa naturalne

W badaniach zastosowano paliwo Ekodiesel Plus 50B, które jest przyjazne dla środowiska. Olej napędowy Ekodiesel Plus 50B zastosowany w silnikach o zapłonie samoczynnym wyróżnia się siedmiokrotnie niższą zawartością siarki (0,005%) niż wymagane jest to w krajach UE. Ekodiesel Plus 50B charakteryzuje się również wyższym wskaźnikiem efektywności procesu spalania poprzez podniesienie liczby cetanowej. Ekodiesel Plus 50B wyposażony



Rys. 2. Schemat blokowy stanowiska badawczego [6]

jest w pakiet biocydów, zabezpieczających paliwa przed skażeniem mikrobiologicznym [2].

Paliwa roślinne

W badaniach zastosowano w celu porównania dwa paliwa roślinne: ester metylowy wyższych kwasów tłuszczowych FAME oraz ester etylowy FAEE. Estry metylowe wyższych kwasów tłuszczowych określa się akronimem FAME (Fatty Acid Methyl Esters), a estry etylowe FAEE (Fatty Acid Ethyl Esters) [2].

Ze względu na koszt do wytwarzania estrów powszechnie używa się alkoholu metylowego, rzadziej alkoholu etylowego. W Polsce i w Europie do produkcji estrów stosuje się z reguły olej rzepakowy i alkohol metylowy.

Transestryfikacji można poddawać zarówno naturalne (świeże) oleje roślinne, jak i oleje zużyte, np. ze smażalni. Estry metylowe wytworzone w wyniku metanolizy olejów roślinnych można poddawać dalszej transestryfikacji wyższymi monoalkoholami (np. 2-etyloheksanolem) lub polioliami (np. trimetylopropanem), aby otrzymać estry o większej masie cząsteczkowej, które mogą stanowić bazę syntetycznych olejów smarnych. Ponadto FAME są stosowane jako surowiec w przemyśle środków powierzchniowo czynnych, spożywczych, farmaceutycznych i kosmetycznych. Wybrane właściwości fizykochemiczne badanych paliw przedstawiono w tabeli 1.

Opis metody badań

W czasie wykonywania zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, w każdym punkcie pomiarowym, co 200 obr/min prędkości obrotowej silnika przy ustawieniu nominalnego kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa, równego $\alpha^{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$, rejestrowano 100 kolejnych przebiegów ciśnienia w przewodzie wtryskowym i cylindrze oraz wzniosów iglicy wtryskiwacza.

Tab. 1.

Wybrane właściwości fizykochemiczne badanych paliw [7, 8]

Właściwości fizykochemiczne	Estry etylowe oleju rzepakowego FAEE	Estry etylowe oleju rzepakowego FAME	Olej napędowy Ekodiesel Plus-50B
Gęstość [kg/m ³]	881	878	848
Lepkość kinematyczna [mm ² /s]	4,75	4,70	3,12
Liczba cetanowa	50,5	51,0	52,5
Wartość energetyczna [MJ/kg]	38,8	38,4	43,0
Napięcie pow. 10 ⁻² [N/m]	3,55	3,52	3,47

Na podstawie zmierzonych wielkości wyznaczono:

- ciśnienie w komorze spalania,
- ciśnienie w przewodzie wtryskowym,
- wznios iglicy wtryskiwacza.

Po wstępnym przygotowaniu wykresu indykatorowego do dalszej analizy należy określić:

- wartość dawki paliwa spalonego w czasie jednego cyklu pracy silnika, np. według zależności [1]:

$$g_{\text{obieg}} = \frac{G_e}{30 \cdot n \cdot c} \quad \text{lub} \quad g_{\text{obieg}} = \frac{p_d \cdot V_s \cdot \eta_v}{R \cdot T_d \cdot M_o \cdot \lambda} \left[\frac{\text{kg}}{\text{cykl pracy}} \right] \quad (1)$$

gdzie:

- G_e – godzinowe zużycie paliwa,
- n – prędkość obrotowa wału korbowego,
- c – ilość cylindrów,
- η_v – stopień napełnienia cylindra,
- λ – współczynnik nadmiaru powietrza,
- \bar{R} – uniwersalna stała gazowa,
- V_s – objętość skokowa cylindra,
- p_d i T_d – odpowiednie ciśnienie i temperatura w układzie dolotowym silnika,
- M_o – teoretyczna ilość moli powietrza potrzebnego do spalania 1 kg paliwa.

- ilość czynnika roboczego realizującego cykl pracy [1]:

$$M_{\text{cz}} = \eta_v \frac{p_d \cdot V_s}{R \cdot T_d} \quad \text{lub} \quad M_{\text{cz}} = \lambda \cdot g_{\text{obieg}} \cdot M_o \quad (2)$$

- ilość składników spalin powstałych ze spalania 1 kg paliwa oblicza się wg znanych w teorii silników spalinowych wzorów, zaś teoretyczny μ_o i rzeczywisty μ współczynnik zmian molowych jest [1]:

$$\mu_o = 1 + \frac{H}{\lambda \cdot M_o} + \frac{O}{2} ; \quad \mu = \frac{\mu_o + \gamma}{1 + \gamma} \quad (3)$$

gdzie:

γ – współczynnik resztek spalin.

- chwilowe wartości współczynnika zmian molowych czasie procesu spalania obliczono z zależności [1]:

$$\mu_x = 1 + \frac{\mu_o - 1}{1 + \gamma} \cdot x \quad (4)$$

gdzie:

x – względna ilość wydzielonego ciepła podczas procesu spalania.

- chwilowa ilość czynnika roboczego w czasie procesu spalania wynosi [1]:

$$M_x = g_{\text{obieg}} \cdot \lambda \cdot M_o \cdot \mu_x \quad (5)$$

– chwilową wartość wykładnika adiabaty czynnika roboczego procesu spalania paliw węglowodorowych obliczamy ze wzoru [1]:

$$k = 1,259 + \frac{76,7}{T} - \left(0,005 + \frac{0,0375}{\lambda}\right) \cdot x \quad (6)$$

zaś ciepło właściwe przy stałej objętości ze wzoru [1]:

$$c_v = \frac{\bar{R}}{k-1} \quad (7)$$

Powyższe zależności wykorzystywane w obliczeniach świadczą o tym, że opracowana metodyka analizy wykresu indykatorowego uwzględnia wpływ zmienności w czasie procesu spalania takich wielkości, jak: temperatura i postęp procesu spalania oraz zmieniające się liczby moli czynnika roboczego.

Wyznaczenie względnej ilości wydzielonego ciepła w czasie procesu spalania przeprowadza się w oparciu o równanie pierwszej zasady termodynamiki i równanie stanu w postaci [1]:

$$\begin{cases} dQ_x = dU + pdV + dQ_{sc} + dQ_{dys} \\ pV = MRT \end{cases} \quad (8)$$

Dzieląc tę zależność przez całkowitą ilość wydzielonego ciepła ze spalania dawki paliwa o wartości opalowej W_u otrzymamy:

$$dx = dx_i + dx_{sc} + dx_{dys} \quad (9)$$

lub w postaci całkowej:

$$x = x_i + x_{sc} + x_{dys} \quad (10)$$

Całkowitą ilość ciepła wydzielonego ze spalania dawki paliwa obliczamy ze wzoru

$$dQ_x = \zeta \cdot g_{obieg} \cdot W_u dx; \quad Q_x = \zeta \cdot g_{obieg} \cdot W_u \quad (11)$$

gdzie:

ζ – współczynnik wydzielania ciepła podczas procesu spalania.
Ciepło przekazane do ścianek komory spalania obliczamy ze wzoru:

$$dQ_{sc} = \alpha_g \cdot F \cdot dt \quad (12)$$

Wielkość α_g wyznaczamy według znanych, wybranych przez prowadzącego obliczenia zależności empirycznych podawanych w literaturze specjalistycznej [1]. Wielkość F jest powierzchnią wymieniającą ciepło, zaś wartość dt można zastąpić wielkością skończoną

$$\Delta t = \frac{\alpha_i - \alpha_{i-1}}{6 \cdot n},$$

w której α jest kątem obrotu wału korbowego liczonego w °OWK.

W prezentowanej w artykule metodyce założono, że zjawisko dysocjacji podczas procesu spalania jest nieznaczące O_{dys} ; można przyjąć, że $Q_{dys} = 0$. Wielkość $dU + pdV$ po przekształceniach

termodynamicznych i zastąpieniu różniczek różnicami skończonymi przyjmuje postać [1]:

$$dU + pdV = \frac{1}{k-1} \left[k \frac{p_i + p_{i-1}}{2} (V_i - V_{i-1}) + \frac{V_i + V_{i-1}}{2} (p_i - p_{i-1}) \right] \quad (13)$$

Stosując zależność Woschniego na obliczanie α_g oraz dokonując przekształceń z wykorzystaniem powyższych zależności otrzymujemy:

$$x = \frac{1}{\zeta \cdot g_{obieg} \cdot W_u} \left\{ \frac{1}{k-1} \left[k \frac{p_i + p_{i-1}}{2} (V_i - V_{i-1}) + \frac{V_i + V_{i-1}}{2} (p_i - p_{i-1}) \right] \right\} + \frac{\alpha_{sc} \cdot \left(F \cdot \frac{\alpha_i - \alpha_{i-1}}{6 \cdot n} \right) \cdot (T - T_{sc})}{\zeta \cdot g_{obieg} \cdot W_u} \quad (14)$$

gdzie:

$$\alpha_{sc} = 110 \cdot D^{-0,2} \cdot \left(2,28 \cdot \frac{s \cdot n}{30} \right)^{0,8} \cdot (p_{isr})^{0,8} \cdot (T_{sr})^{-0,53}$$

T_{sr} – temperatura gazów w cylindrze, T_{sc} – temperatura ścianek cylindra, F – powierzchnia wymieniająca ciepło, s – skok tłoka.

Wielkość prędkości względnej ilości wydzielającego się ciepła wyznaczamy ze wzoru [1]:

$$\dot{x} = \frac{X_i - X_{i-1}}{\alpha_i - \alpha_{i-1}} \quad (15)$$

Zasięg strugi paliwa i krytyczne średnice kropli zależą od: różnicy ciśnienia ΔP w końcówce rozpylacza $P_{w,max}$ i ciśnienia w cylindrze $P_{c,max}$, gęstości czynnika roboczego w cylindrze ρ_g i gęstości paliwa ρ_p oraz od średnicy otworka rozpylacza d_o .

$$\Delta P = P_{w,max} - P_{c,max}; \text{ MPa} \quad (16)$$

gdzie:

$P_{w,max}$ – uśrednione ciśnienie wtrysku paliwa,
 $P_{c,max}$ – uśrednione ciśnienie w cylindrze,

Obliczenia średniej, krytycznej średnicy kropli d_{kr} , dla badanych paliw prowadzono według wzoru [4]:

$$d_{kr} = \frac{\sigma We_{kr}}{\rho_g u_p^2}, \text{ mm} \quad (17)$$

gdzie:

σ – napięcie powierzchniowe, $N/m \cdot 10^{-2}$;
 ρ_g – gęstość ośrodka gazowego, kg/m^3 ;
 We_{kr} – krytyczna wartość liczby Webera, m/s ;
 u_p – prędkość wypływu strumienia paliwa z wtryskiwacza, m/s .

Według Hiroyasu zasięg pierwotny strugi można wyrazić zależnością [4]:

(18)

Dla $t \leq t_{rozpadu}$,

$$S_1 = 0,39 \left(\frac{2\Delta P}{\rho_p} \right)^{1/2} t, \text{ mm}$$

Zasięg strumienia paliwa zależy przede wszystkim od gęstości ośrodka (przeciwnościenia), do którego paliwo to jest wtryskiwane, średnicy otworka rozpylacza i ciśnienia wtrysku. Lepkość paliwa i czynnika roboczego w cylindrze oraz gęstość paliwa mają znaczenie drugorzędne.

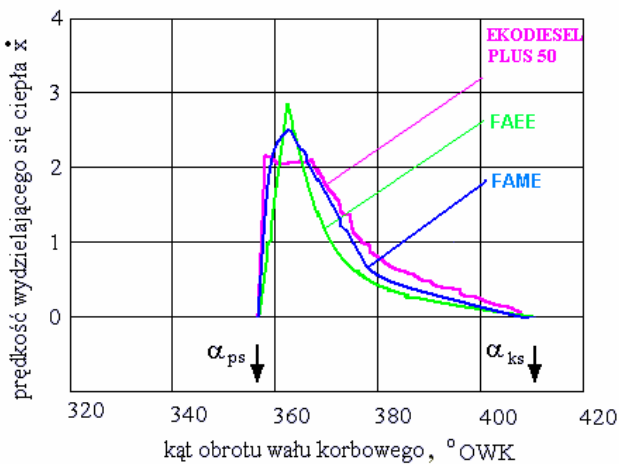
Analiza otrzymanych wyników badań

Na rys. 3 przedstawiono przykładowe uśrednione ze stu cykli wykresy prędkości \dot{x} wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego w silniku AD3.152 dla prędkości maksymalnego momentu obrotowego $n = 1400$ obr/min przy zasilaniu silnika paliwem: EKODIESEL Plus 50 oraz FAME i FAEF, zaś rys. 4 zilustrowano przebieg względnej ilości x wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania, indykatory współczynnik wydzielania ciepła x_i oraz względną ilość ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania x_{sc} .

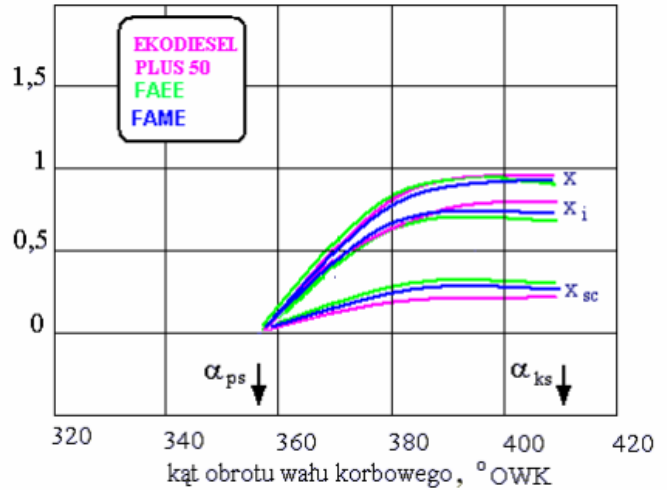
Porównanie wyników badań procesu rozpylania paliwa przedstawiono na rysunkach 5 i 6. Na rys. 5 zilustrowano porównanie średnich średnic kropeł d_{kr} , mm tworzących się przy wypływie paliwa z otworu rozpylacza o stałym przekroju przelotowym wyznaczonych wg Sautera w przedziale prędkości obrotowych wału korbowego silnika $n = 1000 \div 2000$ obr/min dla trzech paliw i przy kącie wyprzedzenia wtrysku paliwa $a_{ww} = 17^\circ$ OWK, zaś na rys. 6 – porównanie chwilowej penetracji strugi paliwa S_1 , mm dla $t \leq t_{rozpadu}$ przy ustawieniu kąta wyprzedzenia wtrysku $a_{ww} = 17^\circ$ OWK dla wszystkich badanych paliw w przedziale prędkości $n = 1000 \div 2000$ obr/min.

Podsumowanie

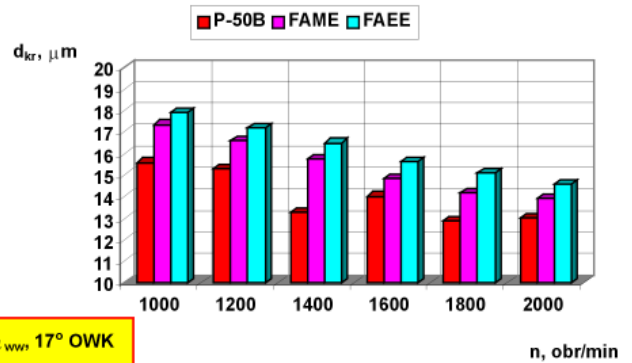
Wnioski dotyczące wyznaczenia i porównania ilości oraz prędkości względnej ilości wydzielającego się ciepła, jak również względnej ilości ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania:



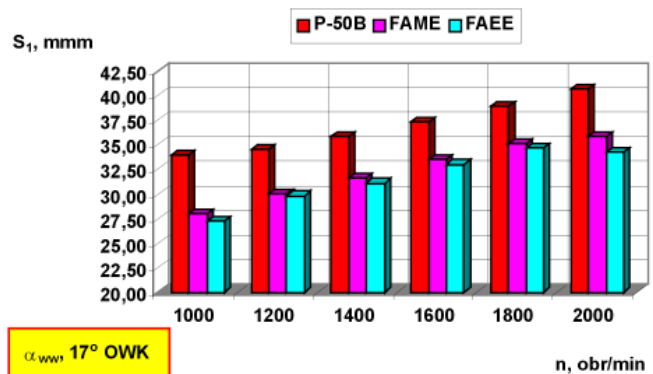
Rys. 3. Prędkość \dot{x} względnej ilości wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego w silniku AD3.152 przy $n = 1400$ obr/min i $M_e = 162$ Nm



Rys. 4. Względna ilość x wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania, indykatory współczynnik wydzielania ciepła x_i oraz względną ilość ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania x_{sc} w funkcji kąta obrotu wału korbowego w silniku AD3.152 przy $n = 1400$ obr/min i $M_e = 162$ Nm



Rys. 5. Porównanie średnich krytycznych średnic kropeł d_{kr} , mm w przedziale prędkości obrotowych wału korbowego silnika $n = 1000 \div 2000$ obr/min dla siedmiu paliw i przy kącie wyprzedzenia wtrysku paliwa $a_{ww} = 17^\circ$ OWK.



Rys. 6. Porównanie chwilowej penetracji strugi paliwa S_1 , mm dla $t \leq t_{rozpadu}$ przy ustawieniu kąta wyprzedzenia wtrysku $a_{ww} = 17^\circ$ OWK dla wszystkich badanych paliw w przedziale prędkości $n = 1000 \div 2000$ obr/min.

- największą wartość prędkości wydzielającego się ciepła uzyskuje się przy zasilaniu paliwem FAEE w porównaniu z pozostałymi paliwami w badanym zakresie prędkości obrotowej (1400 obr/min);
- ilość ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania jest większa dla paliwa FAEE w porównaniu z FAME i EKO-DIESEL Plus 50B;
- w przypadku oceny indykowanej wielkości względnej ilości wydzielającego się ciepła, jest większa dla paliwa EKO-DIESEL Plus 50 w porównaniu z FAME i FAEE;
- przedstawiona metodyka badań umożliwia analizę rzeczywistych wykresów indykatorowych z uwzględnieniem wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym, a ściankami komory spalania;
- zmiany składu czynnika roboczego podczas procesu spalania, jak również zależność ciepła właściwych czynnika roboczego zależą od temperatury i jego składu.

Wnioski dotyczące średnic krytycznych kropeł paliwa oraz chwilowego zasięgu rozpadu strugi paliwa na krople:

- ☼ porównanie średnic średnic kropeł d_{kr} , mm powstałych z rozpadu strugi paliwa w komorze spalania wykazało, że mniejsze średnice występują dla paliw naturalnych w stosunku do paliw roślinnych.

Bezwzględne różnice procentowe pomiędzy stosowanymi paliwami wynoszą od 5,7 do 8,5%;

- ☼ zasięg strugi paliwa S_1 , mm dla $t \leq t_{rozpadu}$ dla wszystkich badanych paliw jest większy dla paliw mineralnych w porównaniu z paliwami roślinnymi o 5 do 11%, w przedziale prędkości obrotowych wału korbowego silnika 1000 ÷ 2000 obr/min.

Celowym jest prowadzenie dalszych badań: wyznaczenia i porównania ilości oraz prędkości względnej ilości wydzielającego się ciepła, jak również względnej ilości ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania oraz procesów wtrysku paliwa silnika zasilanego zarówno paliwami pochodzenia mineralnego jak i roślinnego, posiadającymi różne właściwości fizykochemiczne.

Bibliografia

- [1]. Ambrozik A., *Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych*. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2005.
- [2]. Baczewski K., Kałdoński T., *Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym*. WKŁ, Warszawa 2004.
- [3]. Jakóbiec J., *Analiza procesu spalania w silnikach przy zastosowaniu paliw o różnych właściwościach*. Praca naukowo-badawcza, Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniki i Petrochemii,

Instytut Inżynierii Mechanicznej w Płocku, Płock 2005.

- [4]. Kowalewicz A., *Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych*. Wydawnictwo WSI Radom, Radom 1996.
- [5]. Kruczyński S., *Problemy eksploatacji silników spalinowych zasilanych paliwami zawierającymi komponenty pochodzenia roślinnego*. Wydawnictwo ZN Politechnika Warszawska Instytut Pojazdów, Warszawa 2007.
- [6]. Lotko W, Orliński S., Różycki A., *Pomiary ciśnień szybkozmiennych w silnikach o ZS*. Praca N/B, Etap I i II, nr 1331/07/B, Politechnika Radomska, Radom, 1995-1997.
- [7]. *Parametry Biodiesla Rafinerii Trzebinia S.A.* (zgodne z wymaganiami jakościowymi dla FAME i FAEE wg normy PN-EN 14214), Trzebinia 2006.
- [8]. Polski Koncern Naftowy ORLEN S.A. *Świadcstwo jakości*. Płock 2007.

Autorzy:

prof. dr hab. inż. **Stanisław Kruczyński**, Instytut Paliw i Energii Odnawialnej, Politechnika Warszawska
 dr inż. **Piotr Orliński**, Wydział SiMR, Politechnika Warszawska
 dr inż. **Stanisław Orliński**, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Politechnika Radomska