

LOTKO Wincenty¹
 GÓRSKI Krzysztof²
 LONGWIC Rafał³

Analiza przebiegu parametrów procesu wtrysku w silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym wybranymi paliwami węglowodorowymi o różnych własnościach fizykochemicznych

Proces wtrysku, paliwa węglowodorowe, silnik o zapłonie samoczynnym, własności fizykochemiczne

Streszczenie

W artykule przeanalizowano wpływ własności fizykochemicznych wybranych paliw węglowodorowych na przebieg procesu wtrysku w silniku o zapłonie samoczynnym. Podjęto próbę ustalenia na ile wskaźnik lepkości kinematycznej, gęstość oraz napięcie powierzchniowe paliw może wpływać na przebieg procesu wtrysku. Wyznaczono szereg parametrów wtrysku paliwa takich jak: maksymalne ciśnienie wtrysku, kąt początku wtrysku, kąt końca wtrysku, kąt trwania wtrysku. Wyniki pracy są interesujące z punktu widzenia eksploatacji jednostek napędowych pojazdów trakcyjnych.

ANALYSIS OF THE PARAMETERS OF THE INJECTION PROCESS IN DIESEL ENGINE FUELLED BY THE HYDROCARBON FUELS WITH DIFFERENT PHYSIC - CHEMICAL PROPERTIES

Abstract

In the paper referring to the influence of physico-chemical properties of hydrocarbon fuels on the conduct of the injection process of the diesel engine. An attempt was made to determine the rate of kinematic viscosity, density and surface tension of fuel can affect the course of the process of injection. There is a fuel injection parameters such as the maximum pressure of the injection, the angle of the beginning of the injection, the angle of the injection, the angle of the injection. The results of the work are interesting from the point of view of the operation of diesel traction.

1. WSTĘP

Zaostrzanie norm dotyczących emisji związków toksycznych spalin oraz niestabilna sytuacja na rynku paliw ropopochodnych zmuszają do prowadzenia prac w zakresie poszukiwania nowych rodzajów paliw do zasilania silników spalinowych. W odniesieniu do silników o zapłonie samoczynnym poszukiwania te prowadzone są w trzech głównych kierunkach [3]:

- poszukuje się paliw nie pochodzących z ropy naftowej,
- poszukuje się paliw (dodatków do oleju napędowego), które można stosować w mieszaninach z olejem napędowym;
- modyfikuje się skład chemiczny i własności fizykochemiczne oleju napędowego na etapie jego produkcji.

W pierwszej grupie paliw na szczególną uwagę zasługują paliwa pochodzące z roślin oleistych. W warunkach polskich jest to olej rzepakowy. W innych rejonach klimatycznych świata wykorzystuje się olej sojowy, palmowy, olej z orzeszków ziemnych. Oleje te z pewnymi ograniczeniami można stosować jako czyste paliwo lub jako dodatki do oleju napędowego. Oleje roślinne można również poddawać procesowi estryfikacji i otrzymywać paliwo o własnościach fizykochemicznych zbliżonych do oleju napędowego. Prace w tym zakresie w wielu krajach prowadzone są już na skalę przemysłową. Innym rodzajem paliwa nie pochodzącym z rafinacji ropy naftowej jest gaz ziemny lub gaz fermentacyjny. Paliwa te stosuje się w postaci czystej lub z dawką pilotującą oleju napędowego.

W drugiej grupie paliw na szczególną uwagę zasługują domieszki alkoholi lub eterów do oleju napędowego. Stosowanie tego typu dodatków oddziałuje głównie na zmniejszenie emisji cząstek stałych.

W trzeciej grupie zagadnień podejmuje się działania mające na celu produkcję oleju napędowego reformowanego. Nowa formuła produkcji oleju napędowego polega na modyfikacji przebiegu procesu rafinacji, wprowadzeniu dodatkowo procesu odsiarczenia i deparafinowania. W wyniku tych zabiegów otrzymuje się oleje napędowe o większej wartości liczby cetanowej, o zawartości objętościowej siarki poniżej 0,05%, i innym składzie frakcyjnym. W grupie olejów napędowych reformowanych na rynku polskim przoduje olej napędowy miejski (ONM – stosowany do zasilania środków komunikacji miejskiej) oraz olej napędowy występujący pod handlową nazwą eko diesel plus.

Mając na uwadze przedstawione powyżej kierunki prac w zakresie poszukiwania nowych rodzajów paliw - autorzy artykułu przeanalizowali problem - na ile stosowanie paliw o innych własnościach fizykochemicznych niż standardowy olej napędowy wpływa na przebieg procesu wtrysku w silniku o zapłonie samoczynnym. Prawidłowy przebieg procesu wtrysku ma bowiem decydujący wpływ na wielkość dawki wtryskiwanego paliwa oraz na proces tworzenia mieszaniny palnej. Czynniki te determinują w głównej mierze przebieg procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym.

¹ Politechnika Radomska, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn; Zakład Technicznej Eksploatacji Pojazdów, 26-600 Radom; ul. Malczewskiego 45

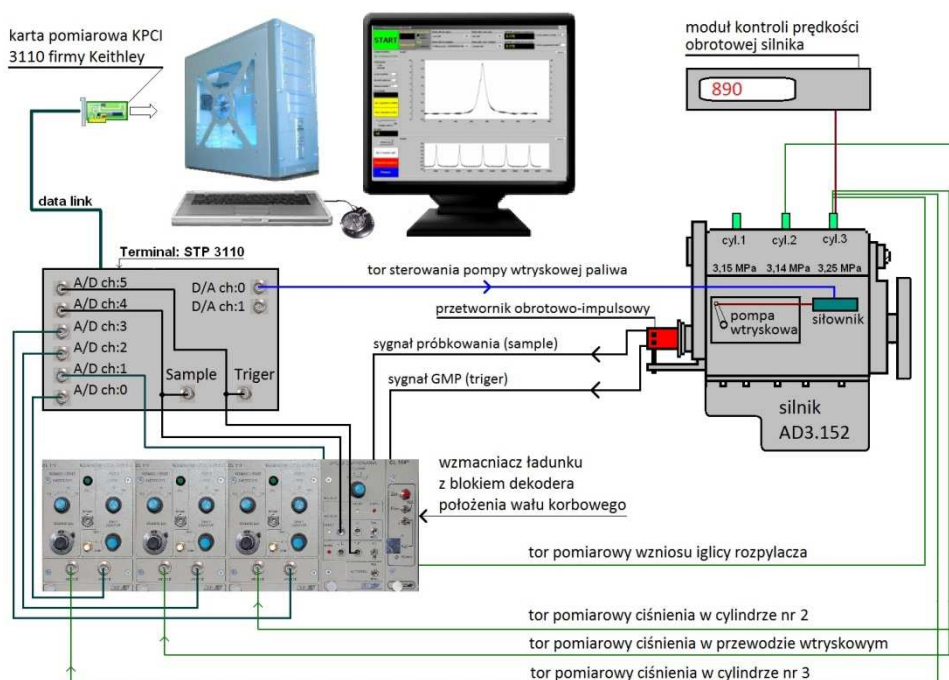
² Politechnika Radomska, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn; Zakład Technicznej Eksploatacji Pojazdów, 26-600 Radom; ul. Malczewskiego 45

³ Politechnika Lubelska, Katedra Pojazdów Samochodowych, ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin

W prezentowanym artykule analizie poddano paliwa ze wszystkich grup wymienionych na wstępie bieżącego rozdziału. W grupie paliw nie pochodzących z rafinacji ropy naftowej wykorzystano olej rzepakowy OR oraz dodatkowo mieszaninę oleju rzepakowego z olejem napędowym. W grupie dodatków do oleju napędowego wzięto pod uwagę eter etylo-tert butylowy EETB w mieszaninie z olejem napędowym. W grupie paliw określanych mianem olejów napędowych reformulowanych wykorzystano olej napędowy miejski ONM. Jako paliwo standardowe stanowiące punkt odniesienia w prowadzonych badaniach stosowano olej napędowy eko diesle plus - EDL. Wymienione paliwa różnią się właściwościami fizykochemicznymi zwłaszcza w zakresie wskaźnika lepkości kinematycznej, gęstości, wartości opałowej i napięcia powierzchniowego. W dalszej części artykułu przeanalizowano na ile wymienione właściwości fizykochemiczne, a zwłaszcza lepkość, wpływają na maksymalne ciśnienie wtrysku, kąt początku wtrysku, kąt końca wtrysku i kąt trwania wtrysku.

2. CHARAKTERYSTYKA STANOWISKA BADAWCZEGO, METODYKI BADAŃ I BADANYCH PALIW

Badania prowadzone z wykorzystaniem stanowiska badawczego przedstawionego na rysunku 1. Obiektem badań był silnik AD3.152, którego dane techniczne zamieszczono w tabeli 1.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego [3]

Badany silnik był wyposażony w czujniki rejestrujące zmiany ciśnienia w komorze spalania oraz przewodzie wtryskowym paliwa. W tym celu zastosowano piezokwarcowe czujniki QC34D oraz 5Qp6002, firmy AVL. Zmiany wzniosu iglicy rozpylacza rejestrowano za pomocą miniaturowego, transformatorowego czujnika przemieszczeń, który współpracował ze wzmacniaczem CL104. Obydwa wymienione elementy systemu pomiarowego zostały wyprodukowane przez firmę ZEPWN Marki.

Badania prowadzono metodą swobodnego przyspieszania wywołanego skokową zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa. Podczas jednej realizacji procesu swobodnego rozpędzania rejestrowano ciśnienie w komorze spalania, ciśnienie przed wtryskiwaczem i wznios iglicy wtryskiwacza dla kolejnych cykli pracy silnika przebiegających przy narastającej prędkości obrotowej – do momentu osiągnięcia przez silnik prędkości obrotowej maksymalnej. W trakcie próby swobodnego przyspieszania silnika obciążony był własnym momentem bezwładności mas wirujących związanych z wałem korbowym silnika. Dźwignia sterująca dawką paliwa przesunięta była w położenie maksymalne a do chwili osiągnięcia prędkości maksymalnej regulator prędkości obrotowej nie działał. Można zatem mówić o podobieństwie pomiędzy pracą silnika w warunkach swobodnego rozpędzania i pracą na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej w warunkach statycznych.

Tab. 1. Specyfikacja techniczna silnika AD3.152

L.p.	Nazwa parametru	Wartości
1.	Liczba i układ cylindrów	3, rzędowy pionowy
2.	Średnica cylindra	91,44 mm
3.	Skok tłoka	127 mm
4.	Pojemność skokowa	2502 cm ³
5.	Stopień sprężania	16,5
6.	Moc znamionowa	34,6 kW (47 KM)
7.	Znamionowa prędkość obrotowa	2250 obr/min
8.	Znamionowy moment obrotowy	146,8 Nm
9.	Maksymalny moment obrotowy	165,4 Nm
10.	Prędkość obrotowa przy maksymalnym momencie	1300 – 1400 obr/min
11.	Minimalna prędkość obrotowa biegu luzem	750 obr/min
12.	System wtrysku paliwa	bezpośredni do cylindra
13.	Rodzaj pompy wtryskowej paliwa	Lucas - CAV typu DPA
14.	Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza paliwa	17,5 MPa
15.	Moment bezwładności ruchomych elementów silnika	0,76 kg·m ²

Jak wspomniano w wstępie do pracy w badaniach wykorzystano następujące paliwa: olej rzepakowy rafinowany OR, mieszaninę objętościową o składzie 40%OR i 60% oleju napędowego eko diesel plus EDL, ekodiesel plus EDL, olej napędowy miejski ONM, mieszaninę objętościową o składzie 40% eteru etylo-tert butylowego EETB i 60% oleju napędowego eko diesel plus EDL. Wybrane własności fizykochemiczne paliw zestawiono w tabeli 2. Paliwo uszeregowano w kolejności od największej do najmniejszej wartości wskaźnika lepkości kinematycznej i gęstości.

Tab. 2. Parametry fizykochemiczne paliw użytych do badań

Rodzaj paliwa	Gęstość w temp 20°C [g/cm ³]	Lepkość w temp. 40°C [mm ² /s]	Wartość opałowa [MJ/kg]	Napięcie powierzchniowe [mN/m]
OR	0,9000	19,85	37,10	33,8
40%OR 60%EDL	0,8743	8,49	41,97	35,2
EDL	0,8350	3,27	42,8	25,9
ONM	0,8190	2,07	43,1	24,3
40%EETB 60%EDL	0,804	1,21	40,0	21,2

3. WPŁYW WŁASNOŚCI FIZYKOCHEMICZNYCH PALIWA NA PRZEBIEG PROCESU WTRYSKU – ROZWAŻANIA TEORETYCZNE

Jednym z głównych parametrów fizykochemicznych paliwa oddziałujących na proces wtrysku, a zatem i pośrednio na proces spalania, jest jego lepkość.

Zastosowanie paliwa o mniejszej lepkości będzie się wiązać ze zmniejszeniem oporów ruchu (tarcia) poruszających się wzajemnie elementów aparatury wtryskowej (tłoczek pompy wtryskowej, zawór odciążający, iglica rozpylacza). Siłę oporów ruchu można wyznaczyć z zależności [1]:

$$P = \eta \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot L}{\delta} \cdot u \quad (1)$$

gdzie:

η - wskaźnik lepkości dynamicznej paliwa,

d - średnica elementu ruchomego,

L - długość powierzchni bocznej elementu ruchomego stykającego się z paliwem w szczelinie,

δ - grubość warstwy paliwa między elementem ruchomym a ścianką korpusu,

u - prędkość ruchu elementu ruchomego.

Ponieważ siła oporów ruchu jest wprost proporcjonalna do lepkości paliwa, to jej zmniejszenie będzie powodować zmniejszenie mocy potrzebnej do napędu pompy wtryskowej. Jednocześnie zmniejszenie siły oporów ruchu igły może powodować skrócenie czasu jej osiadania, co może oddziaływać w stronę zmniejszenia dawki paliwa.

Mniejsza lepkość paliwa spowoduje również zmniejszenie hydraulicznych oporów przepływu w układzie wtryskowym. Opory te wyrażane stratą ciśnienia np. w przewodzie wtryskowym o przekroju kołowym można wyznaczyć ze wzoru Darcy-Weisbacha [95]:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L \cdot u^2}{2 \cdot d} \cdot \rho \quad (2)$$

gdzie:

λ - współczynnik strat tarcia,

L - długość odcinka przewodu, do którego odnoszone są straty tarcia,

u - średnia prędkość przepływu cieczy,

d - wewnętrzna średnica przewodu, w którym odbywa się przepływ,

ρ - gęstość paliwa.

Współczynnik strat tarcia można przyjąć w postaci empirycznego wzoru Colebrooka i White'a [95]:

$$\lambda = \left\{ \frac{1}{-2 \log[(k/3,7d) + (6,81/Re)^{0,9}]} \right\}^2 \quad (3)$$

gdzie:

k - bezwzględna, średnia wysokość nierówności wewnętrznej powierzchni przewodu,

Re - liczba Reynoldsa.

W celu uzyskania wymaganego wydatku paliwa, przy tej samej prędkości obrotowej pompy wtryskowej, możliwe będzie więc zmniejszenie mocy potrzebnej do napędu pompy wtryskowej.

Chwilowy wznios iglicy rozpylacza jest wynikiem głównie wypadkowego oddziaływania ciśnienia paliwa pod iglicą i nacisku sprężyny powrotnej, które zmieniają się odpowiednio do drgań sprężystych paliwa w układzie wtryskowym. Zwiększenie lepkości paliwa, powodując wzrost oporów ruchu i hydraulicznych oporów przepływu, wpływać będzie bezpośrednio na ruch iglicy rozpylacza. Stosownie do wyników badań zasilania silnika olejem rzepakowym [4] powinno to uwidocznić się we wzroście tłumienia ruchu iglicy i przyczyniać do stabilizacji pracy rozpylacza.

Mniej zbadany wydaje się być wpływ lepkości na wartości współczynników natężenia przepływu przez: otwory przepływowe i dopływowe cylindra pompy i elementu tłoczącego (wpływ na napełnienie elementu), gniazdo zaworu tłoczącego (wpływ na ciśnienie resztkowe) oraz otwory rozpylające wtryskiwacza. Jednak na podstawie powyższych rozważań można przewidywać wzrost oporów hydraulicznych przepływu z powiększeniem lepkości paliwa. Przepływy przez te przewężenia wiązać się będą bowiem z miejscowymi stratami, powodując zmniejszenie czynnych przekrojów przepływu w stosunku do wielkości geometrycznych. Zmniejszenie to uwzględni zwykle empiryczny współczynnik natężenia przepływu - μ , występujący w równaniu Torricellego, określającym wydatek cieczy q, przepływający przez przewężenia:

$$q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4)$$

gdzie:

μ - współczynnik natężenia przepływu,

f - teoretyczne pole przekroju przepływu, wyznaczone z wymiarów geometrycznych,

Δp - różnica ciśnień panujących po obu stronach przewężenia,

ρ - gęstość paliwa.

Współczynnik natężenia przepływu można wyrazić empiryczną zależnością [5]:

$$\mu = \mu_0 + \frac{\Delta \nu}{3} \quad (5)$$

gdzie:

μ - poszukiwana wartość współczynnika dla paliwa o lepkości ν ,

μ_0 - znana wartość współczynnika przy przepływie paliwa o wiadomej lepkości ν_0 ,

$\Delta \nu = \nu_0 - \nu$, różnica lepkości kinematycznej obu paliw.

Na podstawie powyższych rozważań można stwierdzić, że współczynnik natężenia przepływu będzie malał ze wzrostem lepkości. Zmniejszył się więc będzie czynny przekrój przepływu paliwa.

Omówione powyżej czynniki będą powodować wraz ze wzrostem lepkości paliwa (przy tej samej prędkości obrotowej i stałym położeniu listwy sterującej pompy wtryskowej, dla danego rodzaju paliwa) pogarszanie napełnienia przestrzeni nad tłoczkiem (między tłoczkami - pompa rozdzielaczowa) w sekcji tłoczącej pompy wtryskowej. Z kolei proces tłoczenia paliwa może na skutek zwiększonych oporów przepływu wstecznego (do kanału zasilającego), rozpocząć się wcześniej, co oddziaływałoby w kierunku zwiększenia dawki paliwa. Ponadto może wystąpić wzrost ciśnienia we wtryskiwaczu i wydłużenie czasu trwania wtrysku. Jednocześnie należy liczyć się z przeciwstawnymi kierunkami zmian związanych z oporami hydraulicznymi, a wynikającymi ze zmniejszenia się przecieków w sekcji tłoczącej i rozpylaczu w miarę wzrostu jego lepkości. Uzasadnić to można znaną zależnością Poiseuille'a [1]:

$$q = \frac{\psi \cdot a^3 \cdot \Delta p}{12 \cdot \eta \cdot L} \quad (6)$$

gdzie:

ψ - szerokość szczeliny (w rozważanym przypadku $\psi = \pi \cdot d$, d - średnica otworu w korpusie),
 a - chwilowa wysokość szczeliny (luz między tłoczkiem i cylindrem), zmieniające się pod wpływem ciśnienia,
 Δp - różnica ciśnień na długości szczeliny,
 η - wskaźnik lepkości dynamicznej paliwa,
 L - długość szczeliny.

Z podanego wzoru wynika, że dla danych warunków konstrukcyjnych (ψ , a , L) i hydraulicznych (Δp), wielkość przecieków jest odwrotnie proporcjonalna do lepkości paliwa. Z badań [1] wynika, że wielkość przecieków rośnie z powiększaniem dawki wtryskiwanego paliwa. Efekt końcowy, tj. natężenie wypływu paliwa z otworków rozpylacza będzie zdeterminowane dodatkowo przeciwstawnym oddziaływaniem wyższej lepkości i podwyższonego ciśnienia wtrysku na współczynnik natężenia przepływu. Jak bowiem wynika z badań opisanych w pracy [5], współczynnik ten maleje wprawdzie ze wzrostem lepkości, ale rośnie z powiększaniem ciśnienia wtrysku.

Własności fizykochemiczne, a w szczególności lepkość, gęstość i napięcie powierzchniowe, będą oddziaływać na proces rozpylenia paliwa określony parametrami mieszanki palnej. Lepkość jest istotnym czynnikiem determinującym proces rozpylenia paliwa. Wynika to z zależności określającej średnicę kropeł tworzonych po opuszczeniu otworu wylotowego [2].

$$d_k = \frac{6 \cdot \sigma}{E_p - A \cdot \eta \cdot u} \quad (7)$$

gdzie:

d_k – średnica kropli,
 σ - napięcie powierzchniowe paliwa,
 E_p – energia pulsacji paliwa,
 A – stała,
 η - wskaźnik lepkości dynamicznej paliwa,
 u – prędkość wypływu paliwa.

Z podanej zależności jednoznacznie wynika, że zwiększenie lepkości prowadzi do wzrostu średnicy kropeł paliwa. W rzeczywistości krople paliwa ulegają dalszemu rozpadowi (wtórnemu rozpadowi kropeł paliwa). O jakości tego rozpadu świadczy średnia średnica Sautera tj. średnica jednorodnego zastępczego zbioru kropeł o takiej samej sumarycznej objętości i takiej samej sumarycznej powierzchni wszystkich kropeł jak w danym zbiorze o określonym widmie rozpylenia. Średnią średnicę Sautera można obliczyć na podstawie empirycznego wzoru podanego przez Hiroyasu i Kadotę [2]. Wzrost średnicy kropeł paliwa nie musi prowadzić do zwiększenia całkowitego zasięgu strugi. Krople o większej średnicy posiadają wprawdzie większą energię kinetyczną ale ich rozpad wtórny następuje wcześniej. Wtórny rozpad kropeł następuje na skutek działania na kroplę siły oporu aerodynamicznego ośrodka, do którego wtrysnięto paliwo. Kropla ulega wtórnemu rozpadowi gdy siła oporu aerodynamicznego przewyższa siłę napięcia powierzchniowego w kropli. Krople o większej średnicy posiadają większą powierzchnię czołową, a zatem ich wtórny rozpad winien następować wcześniej.

Reasumując należy stwierdzić, że wpływ lepkości paliwa na proces wtrysku i tworzenia mieszaniny palnej jest wielokierunkowy. Nie można jednoznacznie stwierdzić, że wzrost lepkości paliwa będzie skutkować wzrostem jego dawki objętościowej. Badania prowadzone przez autorów, a dotyczące zasilania silnika o ZS mieszaninami oleju rzepakowego z olejem napędowym [4], wskazują że wzrost dawki objętościowej następuje tylko do pewnego poziomu lepkości. Zjawiska wydłużenia czasu osiadania iglicy wtryskiwacza i wzrostu ciśnienia resztkowego przewyższają wówczas skutki utrudnionego wypływu paliwa przez otwory rozpylacza.

Gęstość paliwa decyduje o wielu parametrach strugi rozpylonego paliwa [2]. Należy jednak mieć na uwadze fakt, że przy tych samych dawkach objętościowych paliw o różnej gęstości, i tej samej wartości opałowej, dawka energetyczna będzie większa dla paliwa o większej gęstości. Zależność ta będzie wprost proporcjonalna.

Istotnym parametrem paliwa warunkującym jego wtrysk jest moduł sprężystości paliwa. Dla oleju napędowego wartość tego parametru, według różnych badaczy [5], kształtuje się w granicach od $1,46 \cdot 10^3$ do $2,0 \cdot 10^3$ MPa. Zmiana modułu sprężystości paliwa o 20% zmienia maksymalne ciśnienie wtrysku o 15%. Analizując wzory służące do teoretycznego wyznaczenia modułu sprężystości podane przez Fomina [3] można zauważyć silną zależność liniową tego parametru od gęstości. Mniejsza gęstość może zatem oddziaływać na nieznaczne zmniejszenie maksymalnych ciśnień wtrysku a więc i zmniejszenie dawki objętościowej.

4. WAŻNIEJSZE WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Na rysunkach od 2 do 5 pokazano główne z uzyskanych wyników badań tj. przebiegi uśrednionego ze wszystkich cykli procesu swobodnego rozpędzania silnika maksymalnego ciśnienia wtrysku, kąta początku wtrysku, kąta końca wtrysku i kąta trwania wtrysku w zależności od wskaźnika lepkości kinematycznej odpowiadającego danemu rodzajowi paliwa. Dla przykłady uśrednioną z wszystkich cykli procesu swobodnego rozpędzania wartość maksymalnego ciśnienia wtrysku wyznaczono z zależności:

$$\overline{(p)}_{w \max} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} (p)_{w \max i}}{k} \quad (8)$$

gdzie:

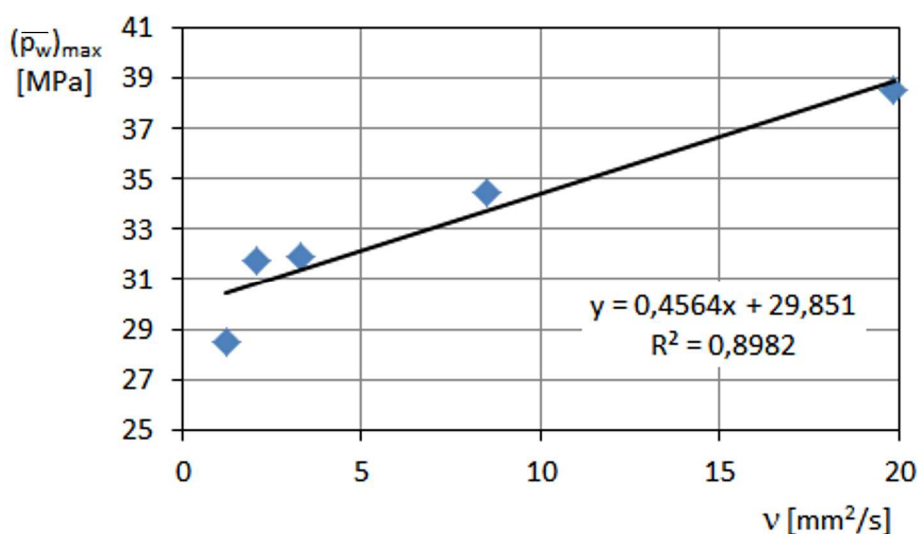
$(p)_{w \max i}$ – maksymalne ciśnienie wtrysku w i-tym cyklu procesu swobodnego rozpędzania,

k – liczba cykli procesu swobodnego rozpędzania,

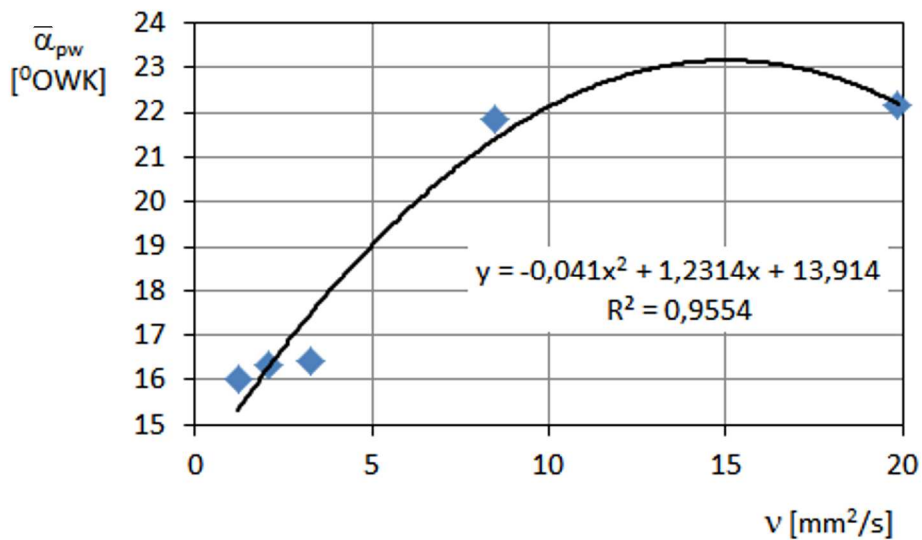
i – kolejny numer cyklu procesu swobodnego rozpędzania.

Analiza prezentowanych wykresów pozwala stwierdzić, że wraz ze wzrostem wskaźnika lepkości kinematycznej zwiększa się uśrednione maksymalne ciśnienie wtrysku – rys. 2. Można przyjąć, że wzrost ten jest liniowy. Na zjawisko to w głównej mierze wpływa wzrost ciśnień reszkowych w przewodach wysokiego ciśnienia, doszczelnienie elementów aparatury wtryskowej oraz spodziewany wzrost modułu sprężystości paliwa, który zależy od gęstości. Dla badanych paliw wraz ze wzrostem wskaźnika lepkości kinematycznej zwiększała się również gęstość.

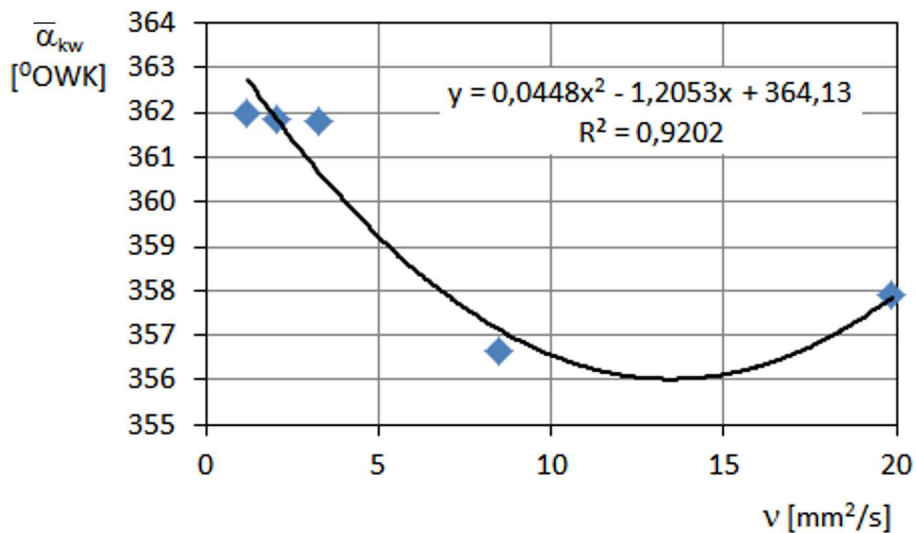
Uśredniony kąt początku wtrysku zwiększał się wraz ze wzrostem wskaźnika lepkości kinematycznej – rys. 3. Spowodowane było to głównie poprzez wzrost ciśnień reszkowych w przewodach wysokiego ciśnienia na skutek zwiększonych oporów przepływu wstecznego (do kanału zasilającego). Przebieg ten można było aproksymować za pomocą wielomianu stopnia drugiego. Maksimum wyznaczonej funkcji regresji występowało dla wskaźnika lepkości kinematycznej wynoszącego około $15 \text{ mm}^2/\text{s}$. Przy wyższych wartościach wskaźnika lepkości kinematycznej uśredniony kąt początku wtrysku nieznacznie malał z uwagi na wzrost oporów wypływu paliwa z rozpylacza.



Rys. 2. Uśrednione maksymalne ciśnienia wtrysku w zależności od wskaźnika lepkości kinematycznej badanych paliw



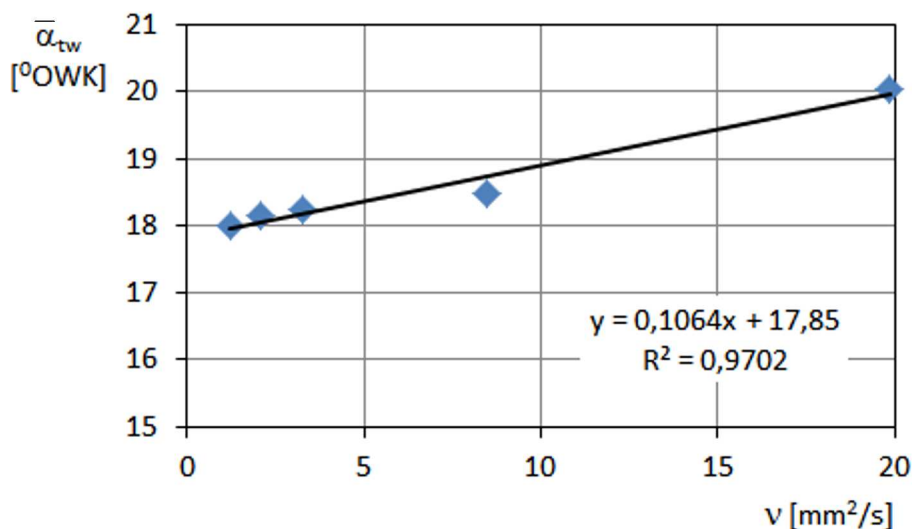
Rys. 3. Uśredniony kąt początku wtrysku w zależności od wskaźnika lepkości kinematycznej badanych paliw



Rys. 4. Uśredniony kąt końca wtrysku w zależności od wskaźnika lepkości kinematycznej badanych paliw

Uśredniony kąt końca wtrysku mała wraz ze wzrostem wskaźnika lepkości kinematycznej – rys. 4. Minimum dla wyznaczonej funkcji regresji występowało dla wartości wskaźnika lepkości kinematycznej wynoszącego około 14 mm²/s. Zjawisko to może być spowodowane stabilizacją ruchu iglicy wtryskiwacza przy wyższych lepkościach a w rezultacie przyspieszeniem chwili zakończenia procesu wtrysku. Nie bez znaczenia jest tu również przywoływany moduł sprężystości paliwa i ograniczenie zjawiska pulsacji ciśnienia w układzie wtryskowym dla paliw o większej gęstości i lepkości.

W wyniku superpozycji zjawisk dotyczących kąta początku i końca wtrysku uśredniony kąt trwania wtrysku nieznacznie zwiększał się wraz ze wzrostem wskaźnika lepkości kinematycznej. – rys. 5. W badanym zakresie zmienności lepkości paliwa wzrost ten wynosił maksymalnie około 2°OWK. Zjawisko to może oddziaływać na nieznaczne zwiększenie wtryskiwanej dawki dla paliw o większej lepkości.

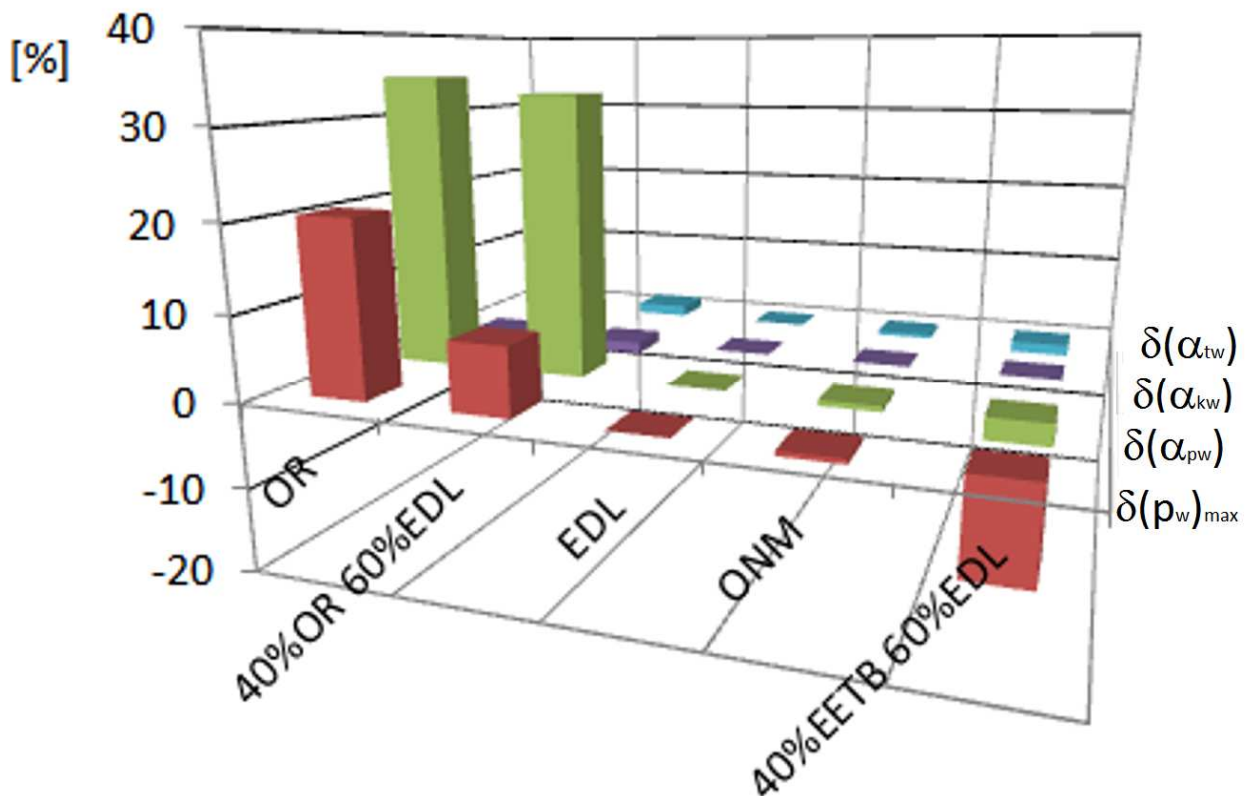


Rys. 5. Uśredniony kąt trwania wtrysku w zależności od wskaźnika lepkości kinematycznej badanych paliw

Na rysunku 6 zobrazowano jakie są względne zmiany obserwowanych parametrów procesu wtrysku w stosunku do tych parametrów uzyskiwanych przy stosowaniu standardowego oleju napędowego EDL. Przy względnej zmianie lepkości dla oleju rzepakowego OR wynoszącej około 507% względna zmiana maksymalnego ciśnienia wtrysku wyniosła około 20,6%, kąta początku wtrysku 34,8%, kąta trwania wtrysku 9,9%. Zmiany w zakresie kąta końca wtrysku nie przekraczały 1,5% i tak jest również dla pozostałych paliw.

Przy względnej zmianie lepkości dla mieszanin objętościowych 40%OR i 60%EDL wynoszącej około 159,6% względna zmiana maksymalnego ciśnienia wtrysku wyniosła około 8%, kąta początku wtrysku około 33%, względne zmiany pozostałych parametrów nie przekraczały 1,5%. Różnice względne obserwowanych parametrów procesu wtrysku w stosunku do EDL przekraczające 1,5% uzyskano również dla mieszaniny objętościowej 40%EETB i 60%EDL. Przy względnej zmianie lepkości dla mieszaniny 40%EETB i 60%EDL wynoszącej około -63% względna zmiana maksymalnego ciśnienia wtrysku wyniosła około -10,7% a kąta początku wtrysku -2,6%. Reasumując należy stwierdzić, że na zmianę wskaźnika lepkości kinematycznej i gęstości w największym stopniu reagowały kąt początku wtrysku i maksymalne ciśnienie wtrysku. Dla kąta trwania wtrysku można było zaobserwować zmiany w znacznie mniejszym zakresie – nie przekraczającym maksymalnie 10%.

Na rysunkach od 2 do 5 zamieszczono dodatkowo równania krzywych regresji opisujących zależności pomiędzy badanymi parametrami procesu wtrysku a wskaźnikiem lepkości kinematycznej. Podano również wartości wskaźnika regresji krzywoliniowej R^2 . W celu wyznaczenia funkcji regresji posłużono się modelami opartymi o zależności wielomianowe. Poziom istotności dla zmiennej niezależnej testowano testem t-Studenta. Poziom istotności dla wyznaczonej funkcji regresji testowano testem F-Snedecora.



Rys. 6. Względne zmiany analizowanych parametrów procesu wtrysku dla badanych paliw odniesione do parametrów procesu wtrysku przy zasilaniu paliwem EDL

5. WNIOSKI

Przeprowadzone badania i ich analiza pozwalają na sformułowanie następujących wniosków końcowych:

- wykonana analiza teoretyczna w zakresie wpływu podstawowych parametrów fizykochemicznych paliwa na przebieg procesu wtrysku w silniku o zapłonie samoczynnym wykazała między innymi, że wraz ze wzrostem lepkości i gęstości paliwa zwiększeniu ulegać będzie maksymalne ciśnienie wtrysku, kąt początku wtrysku i kąt końca wtrysku; przy znacznych wartościach lepkości można się jednak spodziewać przeciwstawnej tendencji zmian spowodowanej znacznym wzrostem oporów hydraulicznych przepływu przez elementy układu wtryskowego;
- w wyniku przeprowadzonych badań uzyskano zbieżny z rozważaniami teoretycznymi charakter przebiegu zmian parametrów procesu wtrysku w zależności od wskaźnika lepkości kinematycznej i pośrednio gęstości; wraz ze wzrostem wskaźnika lepkości kinematycznej zwiększało się maksymalne ciśnienie wtrysku, kąt początku wtrysku i kąt trwania wtrysku; nieznacznie zmniejszał się kąt końca wtrysku;
- dla maksymalnego ciśnienia wtrysku i kąta trwania wtrysku uzyskano liniową postać funkcji aproksymującej zależność tych parametrów od wskaźnika lepkości kinematycznej, dla kąta początku wtrysku i końca wtrysku otrzymano funkcje w postaci wielomianu stopnia drugiego;
- w części pracy dotyczącej względnych zmian obserwowanych parametrów procesu wtrysku w stosunku do tych parametrów uzyskiwanych przy stosowaniu standardowego oleju napędowego EDL stwierdzono, że największe zmiany względne dotyczą maksymalnego ciśnienia wtrysku i kąta początku wtrysku; przykładowo dla oleju rzepakowego względne zmiany maksymalnego ciśnienia wtrysku wynosiły około 20,6% a kąta początku wtrysku 34,8% - zmiana względna w zakresie kąta trwania wtrysku była mniejsza i wynosiła 9,9%; należy podkreślić, że powyższe zmiany względne występują dla względnej zmiany wskaźnika lepkości kinematycznej wynoszącej aż około 507%;
- nie bez znaczenia dla przebiegu analizowanych parametrów procesu wtrysku jest gęstość paliwa gdyż ma ona bezpośredni związek z modulem sprężystości paliwa (wraz ze wzrostem gęstości paliwa moduł sprężystości paliwa liniowo rośnie); . mniejsza gęstość może zatem oddziaływać na nieznaczne zmniejszenie maksymalnych ciśnień wtrysku a więc i zmniejszenie dawki objętościowej.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Falkowski H., Hauser G., Janiszewski T., Jaskuła A.: *Układy wtryskowe silników wysokoprężnych*, Warszawa, WKŁ 1989.
- [2] Kowalewicz A.: *Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych*, Warszawa, WKŁ 1990.
- [3] Lotko W., Górski K., Longwic R.: *Nieustalone stany pracy silnika wysokoprężnego zasilanego olejem napędowym z eterem etylo-tert butylowym*, Warszawa, WKŁ 2010.
- [4] Lotko W., Longwic R.: *Nieustalone stany pracy silnika zasilanego paliwem rzepakowym*, Radom, Wydawnictwo ITE w Radomiu, 1999.
- [5] Sobieszczęński M.: *Matematyczny model procesu wtrysku w silniku o zapłonie samoczynnym w aspekcie energetycznej metody pomiaru dawki paliwa*, Bielsko Biała, Zeszyty naukowe Politechniki Łódzkiej, 1988.