MECHANIKA
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
MECHANICS
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
5-M/2012
ZESZYT 10
ROK 109
ISSUE 10
YEAR 109

ANDRZEJ RÓŻYCKI*

OPTYMALIZACJA KĄTA WTRYSKU DAWKI OLEJU NAPĘDOWEGO W DWUPALIWOWYM SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM ZASILANYM ALKOHOLEM ETYLOWYM

OPTIMIZATION OF DIESEL PILOT INJECTION PARAMETERS IN A DUAL-FUEL COMPRESSION IGNITION ENGINE FUELLED WITH ETHANOL

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań związanych z optymalizacją kąta wtrysku dawki oleju napędowego inicjującej zapłon w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym alkoholem etylowym. Badania przeprowadzono na jednocylindrowym badawczym silniku zapłonie samoczynnym 1HC102 wyposażonym w układ zasilania CR i układ wtrysku alkoholu etylowego. Optymalizację kąta wtrysku oleju napędowego oparto o kryteria: stuku, przedwczesnego zapłonu, wygaszania płomienia i wypadania zapłonów.

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, alkohol etylowy, stuk, przedwczesny zapłon, wypadanie zapłonu

Abstract

The paper presents results of investigation related to the optimization of diesel pilot injection parameters in a dual-fuel compression ignition engine fuelled with ethanol. The test engine was a single-cylinder 1HC102 compression ignition engine equipped with an injection system of the commn-rail type and an injection system for ethanol. Optimization of diesel pilot injection parameters was carried out basing on the following criteria: knock onset, premature combustion, flame extinguishing and engine misfire in successive operation cycles.

Keywords: dual-fuel engine, ethanol, knock, premature ignition, engine misfire

* Dr inż. Andrzej Różycki, Zakład Pojazdów i Silników Spalinowych, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Politechnika Radomska.

1. Wstęp

Zwiększające się zainteresowanie wykorzystaniem paliw alternatywnych do zasilania silnika spalinowego o ZS związane jest z uwarunkowaniami: strategicznymi, ekonomicznymi i ekologicznymi. Strategie rozwoju gospodarczego wielu krajów (w tym i Polski), które nie posiadają wystarczającej ilości własnych zasobów ropy naftowej, powodują wzrost zainteresowania możliwością zastosowania paliw alternatywnych (w stosunku do paliw ropopochodnych) do zasilania silników spalinowych. Do najbardziej dostępnych paliw alternatywnych można zaliczyć: gaz naturalny i alkohole (metylowy i etylowy).

Właściwości fizykochemiczne ww. paliw alternatywnych przedstawiono w tabeli 1. Wynika z niej, że z paliw alternatywnych największą wartość opałową mieszanek stechiometrycznych posiada alkohol etylowy. Na uwagę zasługuje również to, że alkohol etylowy jest łatwy do wytwarzania na skalę przemysłową, a przy okazji jest to paliwo w pełni odnawialne. Wydaje się więc właściwe dostosowanie układu zasilania silnika o ZS do tego paliwa. Jedną z możliwości zasilania silnika o ZS alkoholem etylowym jest zastosowanie układu zasilania dwupaliwowego, który umożliwia jednoczesne podawanie obu paliw do cylindra silnika. Obecnie jednym z głównych sposobów zasilania dwupaliwowego jest układ składający się z wtrysku pośredniego alkoholu etylowego i wtrysku bezpośredniego (za pomocą układu common rail) oleju napędowego.

Wybór dwupaliwowego zasilania tłokowego silnika o zapłonie samoczynnym wynika także z własności alkoholu etylowego – paliwa charakteryzującego się niższą wartością liczby cetanowej, a zatem dużą odpornością na samozapłon. Stąd wzięła się koncepcja zapłonu od inicjującej zapłon dawki oleju napędowego.

Tabela 1

Właściwości ON, alkoholu etylowego, alkoholu metylowego i gazu naturalnego [1–3]

	ON	alkohol etylowy	alkohol metylowy	gaz ziemny	jednostki
gęstość 20°C	840–880	789	791	717	[kg/m^3]
wartość opałowa	42,5	26,8	19,7	50,3	[MJ/kg]
stechiometryczne zapotrzebowanie powietrza	14,5	9,06	6,52	16,76	[kgpow/kgpal]
wartość opałowa mieszanki stechiometrycznej z powietrzem	3,66–3,83	3,85	3,175	3,383	[MJ/m^3]
liczba oktanowa		95	92	130	
liczba cetanowa	45–55	8	3	-	

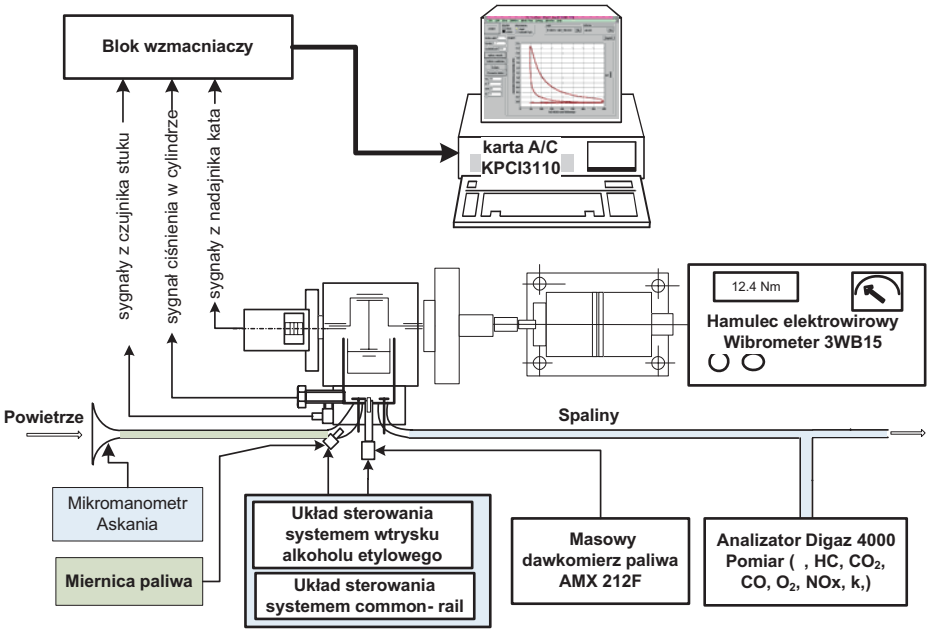
Jednakże zasilanie dwupaliwowe (ON + alkohol etylowy) może powodować wiele niekorzystnych zjawisk wpływających na osiągi, trwałość elementów konstrukcyjnych silnika (tłok, głowica, uszczelka pod głowicę), emisję składników toksycznych spalin (CO, HC, NOx, PM), hałas, oraz emisję: CO_2, H_2O, O_2.

Do głównych niekorzystnych zjawisk omawianych m.in. [3–6] można zaliczyć:
– zwiększoną emisję węglowodorów HC (głównie w zakresie średnich obciążeń),
– niepowtarzalność parametrów procesu spalania (przedwczesne zapłony i wygaszanie płomienia),
– twarda praca i stuk (hałas emitowany przez silnik).

Celem prezentowanych wyników badań była analiza procesu spalania pod kątem możliwości takiego doboru parametrów wtrysku oleju napędowego, który zapewniałby obniżenie intensywności występowania zjawiska stuku, przedwczesnych zapłonów i wygaszania płomienia. Jednocześnie analizowany był wpływ dobranych parametrów wtrysku na osiągi i emisję silnika.

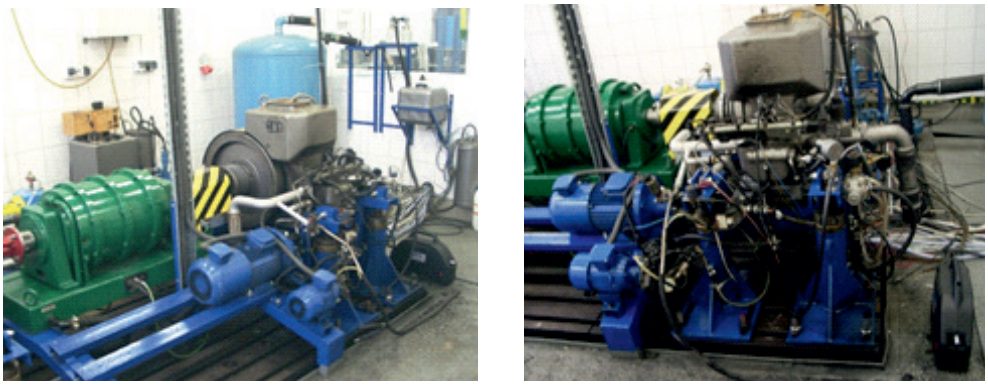
2. Opis stanowiska badawczego

Stanowisko badawcze dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego alkoholem etylowym przedstawione jest na rysunkach 1–3.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego alkoholem etylowym

Fig. 1. The test stand with a dual-fuel diesel engine operating on ethanol



Rys. 2. Widok stanowiska od strony hamowni

Fig. 2. View of the test stand

Rys. 3. Widok rozmieszczenia zespołów rejestracyjno-pomiarowych w sterowni

Fig. 3. View of the measurement/registration system in the control room

W skład stanowiska pomiarowego przedstawionego na rys. 1 wchodzą:

- silnik badawczy 1HC102 wyposażony w dwupaliwowy układ zasilania składający się z układu CR i układu wtrysku pośredniego CNG (parametry techniczne silnika zamieszczono w tabeli 2),
- 3WB15 hamulec elektrowirowy firmy Vibrometer; dokładność pomiaru momentu obrotowego ΔMo = 0,2 Nm, prędkości obrotowej Δn = 2 obr./min,
- AMX 212F masowy dawkomierz paliwa; dokładność pomiaru 0,02 kg/h,
- lemniskata i mikromanometr Askania MK-1 do pomiaru zużycia powietrza; klasa dokładności 0,05),
- system do pomiaru ciśnień w komorze spalania i drgań głowicy (parametry techniczne systemu zamieszczono w tabeli 3),

Tabela 2

Parametry techniczne czterosuwowego jednocylindrowego silnika 1HC102

Typ silnika	Wolnossący, czterosuwowy
Liczba cylindrów	1
Układ cylindrów	poziomy
Średnica cylindra	102 [mm]
Skok tłoka	120 [mm]
Objętość skokowa	980 [cm^3]
Stopień sprężania	17
Układ zasilania – olej napędowy	Common rail
Układ zasilania – CNG	Wtrysk pośredni do kolektora dolotowego
Moc nominalna	11 kW/2200 [obr./min]
Moment maksymalny	55 Nm/1600 [obr./min]
Kąt początku wtrysku ON	20° przed GMP
Kąty otwarcia i zamknięcia zaworów: – otwarcie zaworu dolotowego – zamknięcie zaworu dolotowego – otwarcie zaworu wylotowego – zamknięcie zaworu wylotowego	 22° przed GMP 58° po DMP 58° przed DMP 22° po GMP

– analizator AVL DIGas 4000 do pomiaru stężeń w spalinach: CO, CO_2, HC, O, NOx, k (współczynnik pochłaniania światła) oraz λ; dokładność pomiarów: CO – 0,01%, CO_2 – 0,1%, HC – 1 ppm, NOx – 50 ppm, k – 0,01 1/m, λ – 0.01.

Tabela 3

Parametry techniczne systemu pomiarowego [7]

Wielkość	Zakres pomiarowy
Szybkość próbkowania – zegar wewnętrzny	maksimum 1 [MHz]
Rozdzielczość (zewnętrzny nadajnik kąta obrotu wału korbowego Introl PFI60))	od 0,7°OWK
Maksymalna szybkość próbkowania – zegar zewnętrzny	30 μs dla rozdzielczości 0,7°OWK i prędkości obrotowej ~4000 [obr./min]
Ciśnienie w komorze spalania (czujnik piezokwarcowy 8Qp500C firmy AVL)	do 15 [Mpa]
Drgania głowicy (czujnik stuku 190 8092-2F firmy OPEL)	do 100 [kHz] (próbkowanie zegarem wewnętrznym)
Pamięć wirtualna	1 [MB]
Liczba kanałów	8

3. Kryteria doboru parametrów wtrysku

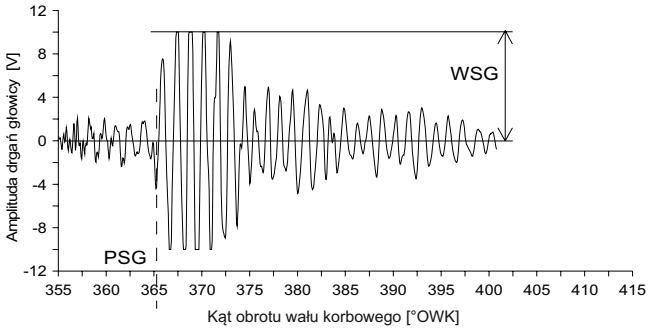
Zasilanie dwupaliwowe, w którym paliwem głównym jest alkohol etylowy wtryskiwany do kolektora dolotowego, może generować nieprawidłowy przebieg procesu spalania objawiający się spalaniem stukowym, nadmierną szybkością narastania ciśnienia, występowaniem przedwczesnych zapłonów oraz wygaszaniem płomienia palącego się ładunku aż do braku zapłonu.

Prezentowane badania miały na celu dobranie kątów wtrysku oleju napędowego inicjującego zapłon, przy których intensywność występowania ww. nieprawidłowych przebiegów procesu spalania byłaby minimalna (dopuszczalna ze względu na osiągi silnika jego emisję i trwałość).

Efekt optymalizacji według kryteriów opisanych poniżej był porównywany do osiągów i emisji silnika zasilanego jednopaliwowo przy stałym kącie wtrysku wynoszącym 20°OWK PGMP (przed górnym martwym punktem) i zadymieniu spalin poniżej poziomu dopuszczalnemu (współczynnik absorpcji światła $k < 2{,}5$ 1/m) [8].

3.1. Kryterium stuku

Zjawisko stuku, jak wspomniano wcześniej, związane jest z drganiami elementów silnika wywołanymi procesem spalania. Drgania te można mierzyć za pomocą czujnika przyspieszeń. W opisywanych badaniach użyto czujnika stuku DR 190 8092-2F firmy OPEL. Przykładowy wykres drgań głowicy przedstawiono na rysunku 4. Charakterystycznymi parametrami zaznaczonymi na wykresie są dodatnia amplituda drgań WS (wskaźnik stuku) i kąt początku wystąpienia gwałtownego wzrostu amplitudy drgań PS (początek stuku). Wcześniejsze badania przedstawione w [6] wykazały, że dla badanego silnika amplituda drgań poniżej wartości WS < 3,5 V może być uznana za wartość dopuszczalną. Wartości WS > 3,5 V świadczą, że w procesie spalania wystąpiło zjawisko zbyt gwałtownego wydzielania się energii. Zjawisko to może występować przy dużych kątach wyprzedzenia początku wtrysku (liczonych względem GMP) prowadzących do wczesnego samozapłonu dużej ilości odparowanego oleju napędowego. Skutkuje to gwałtownymi szybkościami narastania ciśnienia (powyżej 0,3 MPa/°OWK), które wymuszają drgania głowicy.

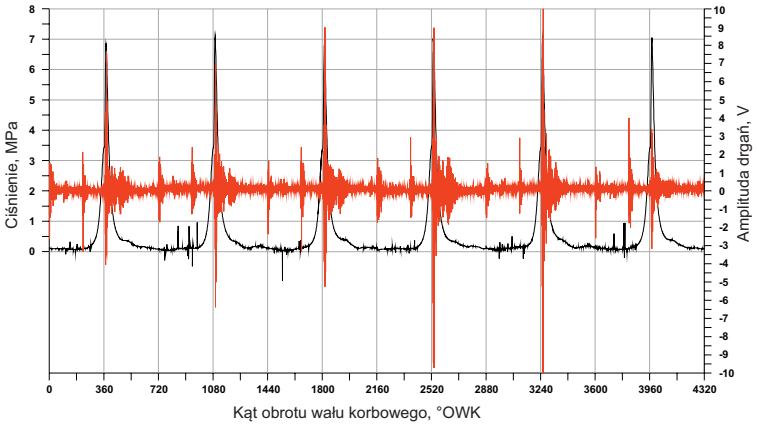


Rys. 4. Drgania głowicy w czasie spalania z zaznaczonymi wskaźnikami PSG i WSG

Fig. 4. Cylinder head vibrations in the process of combustion with marked PSG and WSG indexes

Pracę silnika zasilanego dwupaliwowo w warunkach stuku (n = 2200 obr./min, Mo = 60 Nm) przedstawiono na rysunku 5.

Obniżenie poziomu intensywności występowania cykli pracy ze stukiem wywołanym nadmiernym wzrostem szybkości narastania ciśnienia bądź spalaniem stukowym można uzyskać na drodze opóźniania kąta wtrysku dawki ON inicjującej zapłon.

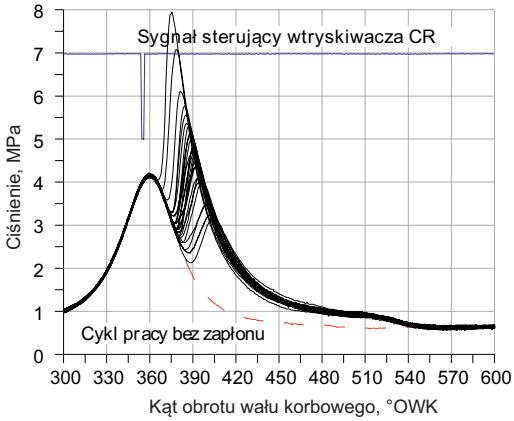


Rys. 5. Ciśnienie w cylindrze i amplituda drgań głowicy (sygnał z czujnika stuku) w sześciu kolejnych cyklach pracy silnika. Zasilanie ON i alkoholem etylowym; n = 2200 obr./min, Mo = 60 Nm

Fig. 5. Cylinder pressure and engine head vibration amplitude (signal from the knock sensor) in six successive engine operation cycles. Fuelling with diesel fuel and ethanol; n = 2200 rpm, Mo = 60 Nm

3.2. Przedwczesny zapłon

Opóźnianie kąta wtrysku dawki inicjującej spalanie może prowadzić do przedwczesnych zapłonów mieszaniny par alkoholu etylowego – powietrze (zapłon mieszanki alkohol etylowy – powietrze tuż po samozapłonie ON). Mieszanina ta jest wytworzona w kolektorze dolotowym a więc ma odpowiednią ilość czasu na dobre przemieszanie się (powstaje ładunek homogeniczny) co stwarza dobre warunki do zapłonu i szybkiego rozprzestrzenia się płomienia. Skutkiem tego typu spalania jest bardzo szybki przyrost ciśnienia występujący tuż po wtrysku dawki inicjującej zapłon (rys. 6). Duże szybkości narastania ciśnienia, jak wspomniano w rozdziale 2.1, są główną przyczyną powstawania drgań elementów konstrukcyjnych silnika, które mogą być przyczyną ich uszkodzeń.

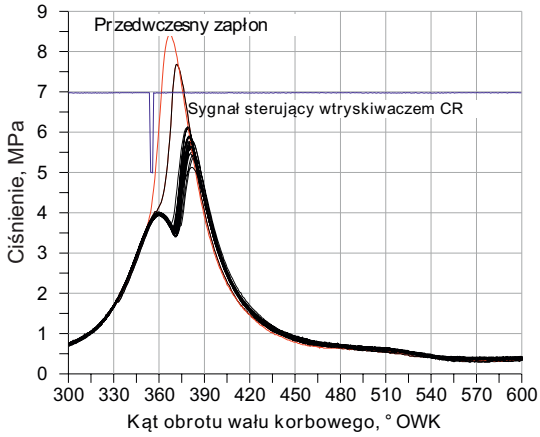


Rys. 6. Przebiegi ciśnienia w kolejnych cyklach pracy silnika zasilanego dwupaliwowo w punktach pracy odpowiadającym przedwczesnym zapłonom mieszaniny alkoholu etylowego i powietrza

Fig. 6. Pressure runs in successive operation cycles of the dual-fuel engine at the operating point corresponding to the premature ignition of the air – ethanol mixture

3.3. Wypadanie (wygaszanie) zapłonu

Dalsze opóźnianie kąta wtrysku dawki ON inicjującej zapłon, które ma na celu zmniejszenie intensywności występowania przedwczesnych zapłonów, może skutkować powstawaniem procesu wygaszania palącej się mieszanki alkohol etylowy–powietrze. Proces wygaszania jest skutkiem dużego schłodzenia ładunku, który prowadzi do zwiększenia zwłoki zapłonu mieszanki alkohol etylowy – powietrze. Skutki tego typu procesu są przedstawione na wykresie (rys. 7).



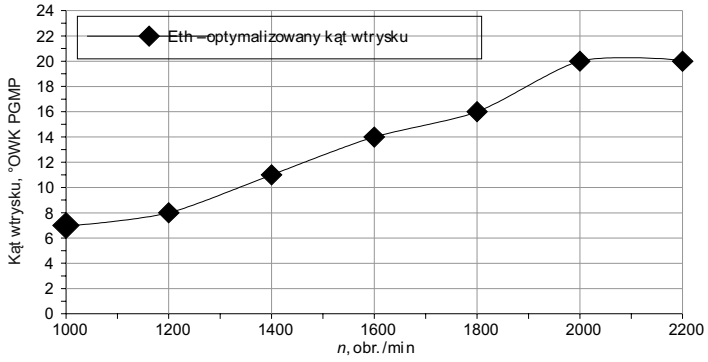
Rys. 7. Przebiegi ciśnienia w kolejnych cyklach pracy silnika zasilanego dwupaliwowo w punkcie pracy odpowiadającemu wygaszaniu płomienia i wypadaniu zapłonu

Fig. 7. Pressure runs in successive operation cycles of the dual-fuel engine at the operating point corresponding to the flame extinction and engine misfires

Kolorem czerwonym (linia przerywana) zaznaczono cykl pracy bez spalania. Pozostałe cykle cechują się dużymi rozrzutami ciśnień maksymalnych i kątami obrotu wału korbowego wystąpienia ciśnienia maksymalnego.

4. Charakterystyki prędkościowe

Stosując opisane kryteria, wyznaczono kąty wtrysku oleju napędowego inicjującego zapłon dla różnych prędkości obrotowych silnika. Wyniki doboru tych kątów przedstawiono na charakterystyce prędkościowej (wartości dla maksymalnych obciążeń) rysunku 8. Z wykresu wynika, że kąt początku wtrysku powinien się zawierać w zakresie od 7 do 20°OWK PGMP

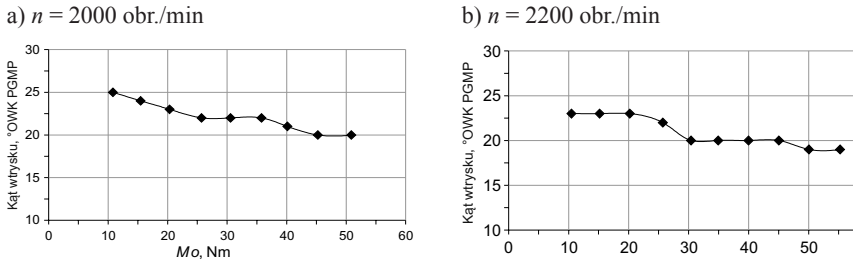


Rys. 8. Charakterystyka prędkościowa kąta wtrysku dawki oleju napędowego inicjującej spalanie w silniku zasilanym dwupaliwowo

Fig. 8. characteristic of diesel pilot injection timing in the dual-fuel engine

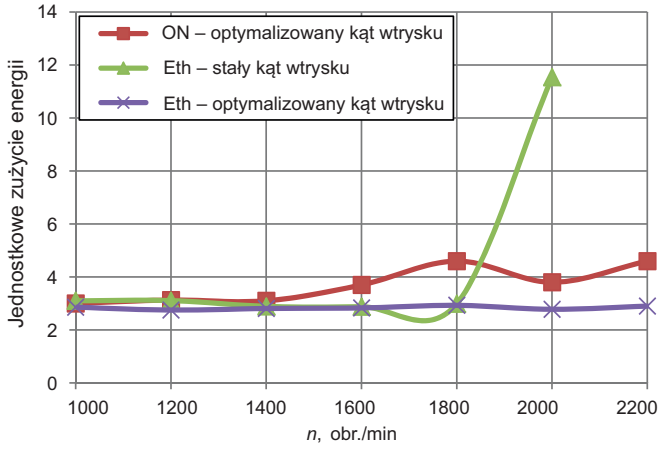
Wyjaśnienia wymaga fakt, że kąt wtrysku dawki ON inicjującej spalanie przy sposobie zasilania dwupaliwowego z optymalizacją tego kąta dla prędkości n = 2000 obr./min i 2200 obr/min ma takie same wartości, jak dla sposobu zasilania bez optymalizacji (kąt wtrysku 20°OWK PGMP). Praca silnika bez optymalizacji kąta wtrysku przy prędkości n = 2000 obr/min ogranicza się jedynie do małych obciążeń. Zwiększanie udziału energetycznego alkoholu etylowego powoduje wydłużanie się zwłoki samozapłonu aż do wygaszania płomienia (silnik przestaje pracować). Przy prędkości obrotowej n = 2200 obr./min silnik nawet przy minimalnej ilości alkoholu etylowego powoduje wygaszanie płomienia powstałego w wyniku samozapłonu ON. Jest to skutkiem dużego opóźnienia procesu spalania bardzo ubogiej mieszanki alkohol etylowy – powietrze. Przy sposobie zasilania z optymalizacją kąta wtrysku dochodzenie do pełnego obciążenia zaczyna się od większych wartości kąta wtrysku dawki ON inicjującej zapłon (rys. 9a i b). Kąt ten dla prędkości obrotowej silnika n = 2000 obr./min wynosi 25°OWK PGMP a dla prędkości n = 2200 obr/min 23°OWK PGMP. W obydwu przypadkach proces spalania rozpoczyna się w okolicach GMP.

Wpływ optymalizacji kąta wtrysku dawki oleju napędowego inicjującej zapłon na osiągi i emisję silnika zasilanego dwupaliwowo przedstawiono na charakterystykach prędkościowych zamieszczonych na poniższych rysunkach.



Rys. 9. Charakterystyki obciążeniowe optymalizowanego kąta wtrysku dawki ON inicjującej zapłon

Fig. 9. Characteristics of the optimised diesel pilot injection timing



Rys. 10. Charakterystyka prędkościowa jednostkowego zużycia energii

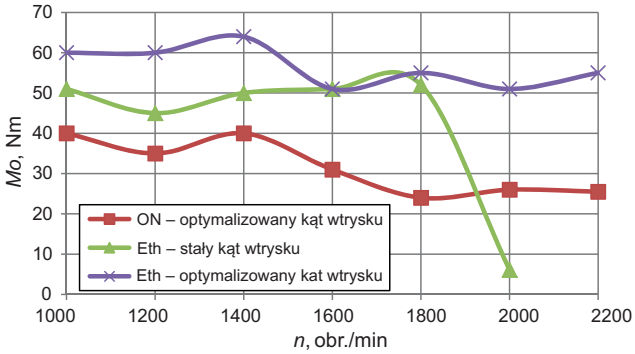
Fig. 10. Speed characteristic of the specific energy consumption

Zastosowanie optymalizacji kąta wtrysku dawki ON inicjującej zapłon skutkuje mniejszym, w porównaniu do pozostałych sposobów zasilania, poziomem zużycia energii (około 3 J/Ws) utrzymującym się w całym zakresie prędkości obrotowych (rys. 10).

Charakterystyka prędkościowa momentu obrotowego (rys. 11) dla sposobu zasilania z optymalizowanym kątem wtrysku cechuje się najwyższym poziomem w stosunku do pozostałych sposobów zasilania. Wartości momentu obrotowego utrzymują się w wąskim przedziale wynoszącym 51–64 Nm.

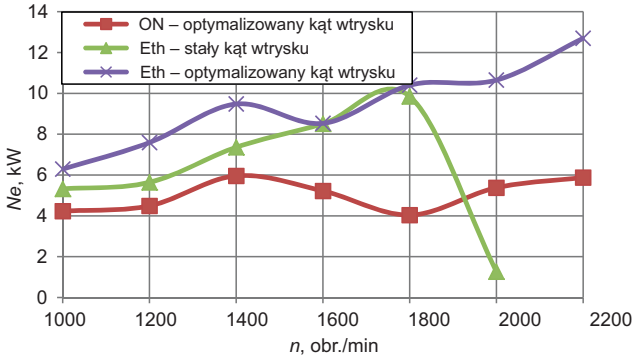
Brak optymalizacji kąta wtrysku dawki inicjującej zapłon jest powodem gwałtownego spadku momentu obrotowego i mocy użytecznej (rys. 11 i 12).

Na uwagę zasługuje fakt, że od prędkości obrotowej wynoszącej 1800 obr/min następuje gwałtowny spadek momentu obrotowego i mocy użytecznej przy zasilaniu dwupaliwowym bez optymalizacji kąta wtrysku dawki inicjującej zapłon, który wynosił 20°OWK PGMP. Zjawisko to, jak wspomniano na początku rozdziału, jest wynikiem wygaszania płomienia przy małych obciążeniach silnika (małe dawki energetyczne alkoholu etylowego).



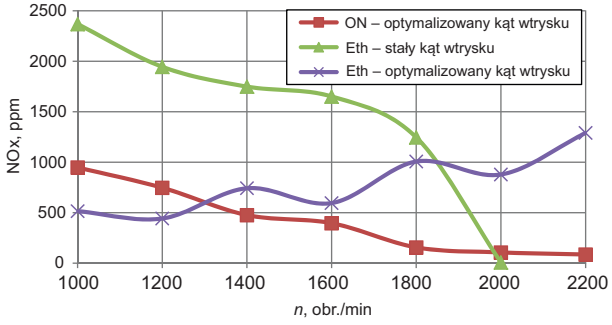
Rys. 11. Charakterystyka prędkościowa momentu obrotowego

Fig. 11. Speed characteristic of the engine torque



Rys. 12. Charakterystyka prędkościowa mocy użytecznej

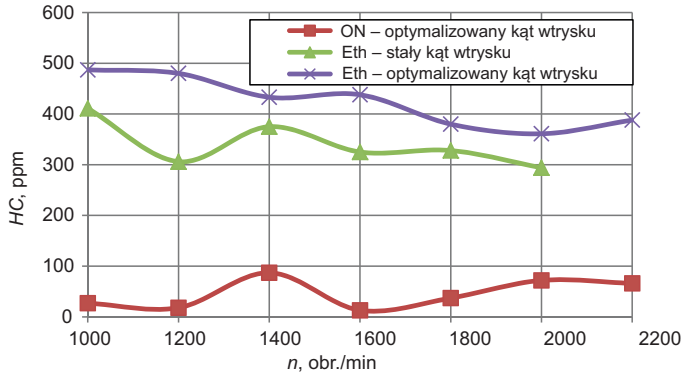
Fig. 12. Speed characteristic of the engine power



Rys. 13. Charakterystyka prędkościowa emisji tlenków azotu NOx

Fig. 13. Speed characteristic of the NOx

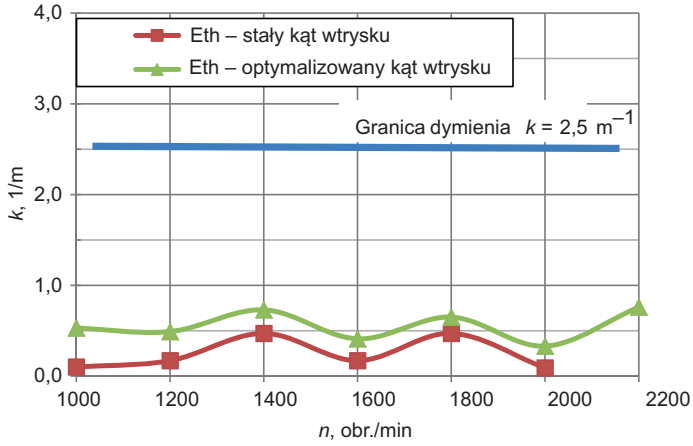
W wyniku optymalizacji otrzymano niski poziom stężeń tlenków azotu NOx w zakresie małych prędkości obrotowych (rys. 13). Poziom ten wzrasta wraz ze wzrostem prędkości obrotowych silnika. Wzrost stężeń tlenków azotu jest spowodowany tym, że silnik pracuje na granicy spalania stukowego cechującego się wysokimi temperaturami spalania.



Rys. 14. Charakterystyka prędkościowa niespalonych węglowodorów HC

Fig. 14. Speed characteristic of the HC

Zasilanie dwupaliwowe silnika o ZS cechuje się dużo większym poziomem emisji niespalonych węglowodorów (rys. 14). Jest to głównie skutkiem wygaszania palącej się mieszanki alkohol etylowy–powietrze w szczelinie między denkiem tłoka a płaszczyzną głowicy.



Rys. 15. Charakterystyka prędkościowa współczynnika absorpcji światła

Fig. 15. Speed characteristic of the light absorption coefficient

Zgodnie z oczekiwaniami emisja cząstek stałych (sadzy) w silniku zasilanym dwupaliwowo jest na niskim poziomie (rys. 15). W obu przypadkach zasilania dwupaliwowego współczynnik absorpcji nie przekracza wartości dopuszczalnych ($k < 0{,}8$ 1/m).

5. Wnioski

Przedstawione powyżej charakterystyki prędkościowe pozwalają stwierdzić, że:

- decydującymi kryteriami przy doborze wartości kątów wtrysku dawek ON inicjujących spalanie są kryteria oparte na zjawiskach: spalania stukowego, pojawiania się niekontrolowanych przedwczesnych zapłonów, wygaszania palącego się ładunku w cylindrze aż do całkowitego braku spalania,
- eliminacja ww. zjawisk pozwala na osiągnięcie małych, w całym zakresie prędkości obrotowych, poziomów jednostkowego zużycia energii ($q^* = 3$ J/Ws)
- charakterystyka prędkościowa momentu obrotowego cechuje się płaskim przebiegiem; maksymalne wartości momentu obrotowego osiągają poziom $Mo = 50–60$ Nm (wartości takie są uzyskiwane przez silnik zasilany standardowo przy małych prędkościach obrotowych i zadymieniu przekraczającym obowiązujące normy),
- moc silnika, w przeciwieństwie do silników zasilanych standardowo (zasilanie jednopaliwowe przy stałym kącie wtrysku ON), wykazuje tendencje wzrostowe,
- poziom emisji tlenków azotu NOx i niespalonych węglowodorów HC jest większy w porównaniu do silnika zasilanego jednopaliwowo; właściwość ta jest typowa dla silników zasilanych dwupaliwowo,
- poziom zadymienia spalin jest podobnie, jak w przypadku zasilania dwupaliwowego wykorzystującego inne paliwa alternatywne, kilkakrotnie mniejszy w całym zakresie prędkości obrotowych od silnika pracującego pod pełnym obciążeniem.

Literatura

[1] Kowalewicz A., Pajączek Z., *Dual fuel engine fuelled with ethanol and diesel fuel*. Journal of KONES Internal Combustion Engines 2003, vol. 10, No. 1–2.

[2] Stelmasiak Z., *The Impact of Gas-Air Composition on Combustion Parameters of Dual Fuel Engines Fed CNG*, SAE Technical Paper, 2002, doi: 10.4271/2002-01-2235.

[3] Luft S., *Studium silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego alkoholem metylowym*, Monografia nr 29, Politechnika Radomska, Radom 1997.

[4] Kokjohn S.L., Splitter D.A., Hanson R.M., Reitz R.D., *Modeling Charge Preparation and Combustion in Diesel Fuel, Ethanol, and Dual-Fuel PCCI Engines*, ILASS-Americas 22nd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Cincinnati, OH, May 2010.

[5] Selim M.Y.E., *Effect of engine parameters and gaseous fuel type on the cyclic variability of dual fuel engines*, Fuel 84, 2005, 961-971.

[6] Różycki A., *Combustion noise of the dual fuel turbocharged compression ignition engine*, Combustion Engines Silniki Spalinowe, 3/2011, 97.

[7] Różycki A., *Microkomputer system for measurement of high speed parameters for IC engines*, Bratislava 2001 8th EAEC Congres, Bratislava 2001, paper SAITS 01196.

[8] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 30 kwietnia 2004 r. o zmianie rozporządzenia w sprawie warunków technicznych pojazdów oraz zakresu ich niezbędnego wyposażenia (Dz. U. z 402 r., Nr 103, poz. 1085).