

## Effect of the compression ratio on operational parameters of a natural gas fuelled compression ignition engine operating in a dual-fuel mode

*Abstract: The present paper relates to the problem of the effect of compression ratio of a dual-fuel compression ignition engine fuelled with natural gas (CNG) on basic operational parameters of this engine. There is presented an established concept of the engine compression ratio variations and the obtained results are presented in the form of the following load characteristics: specific energy consumption, overall thermal and mechanical efficiencies, harmful exhaust emissions as well as speed characteristic of the maximum torque. Analysis of the obtained results permits to conclude that the compression ratio in a dual-fuel compression ignition engine influences substantially the above mentioned parameters. Therefore, it should be set precisely.*

Keywords: *compression ratio, dual-fuel engine, combustion process, natural gas*

### Wpływ stopnia sprężania na parametry pracy silnika o zapłonie samoczynnym zasilanym dwupaliwowo gazem ziemnym i olejem napędowym

*Streszczenie: Artykuł dotyczy zagadnienia wpływu stopnia sprężania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym, na podstawowe parametry jego pracy. W artykule przedstawiano przyjętą koncepcję zmiany stopnia sprężania silnik, oraz zaprezentowano wybrane wyniki w formie charakterystyk: obciążeniowych jednostkowego zużycia energii, sprawności ogólnej, cieplnej, mechanicznej, zawartości składników w spalinach, a także charakterystyki prędkościowej momentu maksymalnego. Analiza wyników badań prowadzi do wniosków że stopień sprężania w dwupaliwowym silniku o ZS wpływa w sposób istotny na opisane parametry pracy dlatego też powinien być starannie dobrany.*

Słowa kluczowe: *stopień sprężania, silnik dwupaliwowy, proces spalania, gaz naturalny*

#### 1. Wstęp

Na rozwój współczesnego silnika spalinowego wpływa wiele czynników. Największe znaczenie mają ograniczenia wynikające z norm regulujących emisję związków toksycznych zawartych w spalinach oraz cech konstrukcyjnych silników, powodujących ograniczenie zużycia paliwa. Podstawowym założeniem regulacji prawnych jak również modyfikacji technicznych jest podniesienie sprawności ogólnej. Konstruktorzy współczesnych silników spalinowych coraz częściej biorą pod uwagę wymagania związane z koniecznością zastosowania paliw alternatywnych. Poszukiwane są takie rozwiązania konstrukcyjne silnika, które pozwolą na skuteczne stosowanie paliw alternatywnych, co jest szczególnie istotne z punktu widzenia zarówno ekologii, jak i ekonomii. Z pewnością najbardziej korzystną byłaby możliwość zasilanie silnika różnymi paliwami bez konieczności wprowadzania dużej ilości zmian w jego budowie przy jednoczesnym utrzymaniu lub zwiększeniu sprawności ogólnej silnika w stosunku do zasilania paliwami konwencjonalnymi. Procesem, który ma decydujący wpływ zarówno na sprawność silnika jak i jego emisję jest proces spalania. Każde paliwo ma indywidualne właściwości fizyko-chemiczne, które determinują przebieg tego procesu, a w efekcie emisję silnika i jego osiągi. Z tego punktu widzenia

kluczowym, zagadnieniem jest organizacja procesu spalania, w którym bierze się pod uwagę zarówno właściwości zastosowanego paliwa jak również ograniczenia wynikające z konstrukcji silnika. Jedną z koncepcji pozwalających na efektywne spalanie mieszanek różnych paliw, w tym paliw alternatywnych jest dwupaliwowe zasilanie silnika o zapłonie samoczynnym. Silnik o zapłonie samoczynnym zasilany dwupaliwowo wyposażony jest zazwyczaj w dwie instalacje paliwowe. Paliwo o niskiej liczbie cetanowej, które tworzy mieszanę jednorodną z powietrzem uzyskuje zapłon od inicjującej dawki paliwa o wysokiej liczbie cetanowej wtryskiwanej bezpośrednio do cylindra silnika. Konstrukcje silnika dwupaliwowego oparta jest o typowy silnik zasilany konwencjonalnie z układem wtrysku paliwa z pompą wtryskową, pompowtryskiwaczem lub układem common rail. Taki silnik wyposażony jest dodatkowo w instalację pozwalającą na dostarczanie paliwa o niskiej liczbie cetanowej, którym może być na przykład LPG, etanol lub gaz ziemny. Konstrukcja tak zasilanego silnika oprócz dodatkowej instalacji paliwa głównego i pewnych modyfikacji w układzie sterowania, które pozwalają na dobór wielkości dawek poszczególnych paliw oraz dobór kąta wtrysku paliwa zapłonowego nie podlega zmianom. Przy takiej adaptacji nie ulega zmianie również stopień spręża-

nia silnika, który dobierany był w trakcie analizy parametrów konstrukcyjnych silnika zasilanego jednopaliwowo. Doświadczenia związane z zasilaniem silnika o zapłonie iskrowym paliwami alternatywnymi pokazały jak ważna jest zmiana stopnia sprężania, choćby po zamianie stosowanego paliwa z benzyny na gaz ziemny. W takich silnikach korzystne jest podniesienie stopnia sprężania, co w efekcie prowadzi do podniesienia sprawności cieplnej silnika. Opracowano szereg koncepcji oraz wdrożono kilka konstrukcji pozwalających na dobór stopnia sprężania do warunków pracy silnika o zapłonie iskrowym. W przypadku silnika o zapłonie samoczynnym zasilanym dwupaliwowo autor nie doszukał się w dostępnej literaturze analizy wpływu stopnia sprężania na parametry jego pracy oraz emisję. Właściwy dobór stopnia sprężania jest szczególnie ważny ze względu na bardzo złożony mechanizm zapłonu i przebieg procesu spalania mieszanki dwupaliwowej. Na dobór wartości stopnia sprężania zapewne ma wpływ rodzaj układu zasilającego. Należy założyć, że aby możliwe było stosowanie paliw o bardzo różnych właściwościach parametr konstrukcyjny, jakim jest stopień sprężania winien być dobierany a w przyszłości regulowany, i zmieniać się w szerokim zakresie z jednoczesnym dostosowaniem jego wartości do istniejącego obciążenia i prędkości obrotowej silnika.

## 2. Wybór koncepcji zmienności stopnia sprężania $\epsilon$

Po wstępnej analizie szeregu rozwiązań technicznych dotyczących zmienności stopnia sprężania w tłokowych silnikach spalinowych, uwzględnieniu możliwości przystosowania silnika badawczego do zmiany stopnia sprężania w warunkach laboratoryjnych zdecydowano, że zmiana tego parametru realizowana będzie najprostszym do wykonania sposobem przy wykorzystaniu tłoków o różnej wysokości. W metodzie tej każdorazowa zmiana stopnia sprężania wymaga demontażu silnika w celu wymiany wcześniej przygotowanego tłoka. Głównym powodem, dla którego wybrano tę metodę jest niewielka ingerencja w kształt komory spalania. Z badawczego punktu widzenia bardzo istotne jest by kształt komory spalania został zachowany bez względu na wielkość stopnia sprężania i możliwie w najmniejszym stopniu wpływał na zmianę procesu przygotowania i spalania mieszanki paliwowo powietrznej. Jest to szczególnie istotne jest w silniku dwupaliwowym o zapłonie samoczynnym. Badania przeprowadzono dla czterech wartości stopnia sprężania  $\epsilon=17$ ,  $\epsilon=16$ ,  $\epsilon=15$ ,  $\epsilon=14$ . W oparciu o obecny stan wiedzy dotyczący silników dwupaliwowych o zapłonie samoczynnym zasilanych sprężonym gazem ziemnym [1÷6] zdecydowano, że najwyższą wartością stopnia sprężania będzie  $\epsilon=17$ . Wybór tej wartości autor uzasadnia tym, że dalsze podwyższanie wartości tego parametru może po-

wodować zaburzenie procesu spalania na skutek występowania niekontrolowanych samozapłonów mieszanki gazowo powietrznej, jak również spalania stukowego. Ponadto stopień sprężania na poziomie  $\epsilon=17$  jest jednocześnie dobranym konstrukcyjnie dla jednocylindrowego stosowanego w trakcie badań silnika. Uzasadnieniem wyboru najniższej wartości stopnia sprężania  $\epsilon=14$  jest temperatura ładunku uzyskiwana w końcowej fazie suwu sprężania gwarantująca pewny zapłon inicjującej dawki oleju napędowego. Sposób przygotowania tłoków polegał na wypełnieniu oryginalnej komory spalania metodą spawania (TIG) materiałem o właściwościach zbliżonych do materiału z którego wykonany został tłok. Wysokość tłoków obniżana była metodą obróbki skrawaniem do wartości zapewniających odpowiednio cztery wartości stopnia sprężania. Dzięki temu za każdym razem komora spalania przyjmowała kształt walca. Tak przygotowane tłoki przedstawiono na (rys. 1).



Fig.1. The test engine pistons of various height enabling a change of the compression ratio over the range of  $\epsilon=17 \div \epsilon=14$

Rys. 1. Tłoki silnika badawczego o różnych wysokościach zapewniające zmienność stopnia sprężania w zakresie od  $\epsilon=17 \div \epsilon=14$

## 3. Opis stanowiska badawczego

Dla realizacji przyjętego celu pracy tj. zbadania wpływu stopnia sprężania na parametry pracy i przebieg procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym dwupaliwowo gazem ziemnym i olejem napędowym przeprowadzono na jednocylindrowym silniku 1HC 102 wyposażonym w układ zasilania common rail.

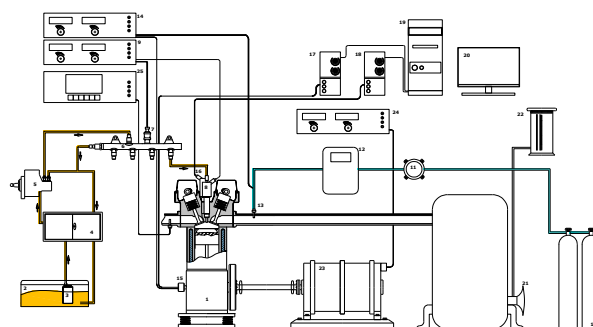


Fig. 2. Scheme of the test bench of a compression ignition dual-fuel engine operating on natural gas and diesel oil: 1- test engine, 2- diesel oil tank, 3- low pressure fuel pump, 4- diesel oil dosimeter, 5- high pressure fuel pump, Common Rail, 6- rail, 7- diesel oil pressure sensor, 8- diesel oil injector, 9- Common Rail controller, 10- CNG tank, 11- pressure reducer, 12- natural gas meter, 13- natural gas injector, 14- natural gas supply controller, 15- crankshaft position sensor, 16- cylinder pressure sensor, 17- amplifier of the signal from the crankshaft position

sensor, 18- amplifier of the signal from the cylinder pressure sensor, 19- computer, 20 - monitor, 21- lemniscate, 22- micromanometer, 23- electrorotational brake, 24- torque and engine speed measurement system, 25- exhaust gas analyzer

Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasianego gazem ziemnym i olejem napędowym: 1- silnik badawczy, 2- zbiornik oleju napędowego, 3- pompa niskiego ciśnienia, 4- dawkomierz oleju napędowego, 5- pompa wysokiego ciśnienia common rail, 6- listwa zbiorcza, 7- czujnik ciśnienia oleju napędowego, 8- wtryskiwacz oleju napędowego, 9- sterownik systemu common rail, 10- zbiorniki sprężonego gazu ziemnego, 11- reduktor ciśnienia, 12- gazomierz, 13- wtryskiwacz gazu, 14- sterownik wtrysku gazu, 15- nadajnik kąta obrotu wału korbowego, 16- czujnik ciśnienia w cylindrze, 17- wzmacniacz sygnału nadajnika kąta, 18- wzmacniacz sygnału czujnika ciśnienia, 19- komputer z kartą pomiarową, 20- monitor, 21- lamniskata, 22- mikromanometr, 23- hamulec elektrowirowy, 24- układ pomiaru momentu i prędkości obrotowej, 25- analizator spalin

Badania obejmowały sporządzenie charakterystyk obciążeniowych dla:

- czterech wartości stopnia sprężania  $\varepsilon=14$ ,  $\varepsilon=15$ ,  $\varepsilon=16$ ,  $\varepsilon=17$ ,
- czterech prędkości obrotowych silnika ( $n=1200, 1600, 1900, 2200$  obr/min),
- dwóch wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego  $d_{ONI}$  i  $d_{ONII}$

W wyniku tych badań sporządzono:

- charakterystyki obciążeniowe jednostkowego zużycia energii  $g_e^* = f(M)$
- charakterystyki obciążeniowe zawartości składników w spalinach
- ( $CO, HC, NO_x$ , oraz zadymienia  $k$ ) =  $f(M)$
- charakterystyki przebiegu ciśnień w komorze spalania w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego  $P = f(\alpha^{0}OWK)$

w spalinach. Szczególnie dotyczy to mieszanin ubogich. Stosowanie zaś większych dawek podnosi koszty eksploatacji na skutek zwiększania udziału oleju napędowego, co sprzeczne jest z koncepcją silnika dwupaliwowego. Kąt wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego dobrany był indywidualnie dla każdej prędkości obrotowej. Głównym kryterium doboru kąta wyprzedzenia wtrysku było uzyskanie maksymalnego momentu obrotowego silnika przy zasilaniu dwupaliwowym, przy jednoczesnym wyeliminowaniu spalania stukowego. W czasie sporządzania charakterystyk obciążeniowych utrzymywano wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego na stałym poziomie w pełnym zakresie obciążeń oraz dla wszystkich badanych prędkości. Wzrost obciążenia realizowany był jedynie poprzez zwiększanie udziału paliwa głównego CNG. Zamieszczona poniżej tabela (nr 1) przedstawia parametry zadawane każdorazowo (zmieniane w trakcie sporządzania kolejnych charakterystyk obciążeniowych) tj.: stopień sprężania  $\varepsilon$ , wartość inicjującej zapłon dawki oleju napędowego  $d_{ON}$ , prędkość obrotowa silnika  $n$ , moment obrotowy silnika  $M$ . W dalszej części tabeli przedstawione są parametry mierzone tj.: jednostkowe zużycie energii  $g_e^*$ , zawartości  $CO, CO_2, O_2, HC, NO_x$ , oraz zadymienia spalin  $k$ , temperatura spalin  $T_{sp}$ , oraz rejestrowane przebiegi ciśnień w komorze spalania  $P$ . Tabela w sposób syntetyczny przedstawia zatem zakres przeprowadzonych badań.

Table 1. Tabular scheme of the experiment

Tabela 1. Procedura badań przedstawiona w formie tabelarycznej

Stopień sprężania	Dawka $d_{ON}$	Prędkość obrotowa [obr/min]	Moment [Nm]	$g_e^*$ [J/Ws]	CO	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	HC	NO <sub>x</sub>	k	Temp. spalin $T_{sp}$	Rejestracja ciśnienia $P=f(\alpha)$
14 15 16 17	$d_{ONI}$	1300	co 5 [Nm]	+	+	+	+	+	+	+	+	+
		1600	co 5 [Nm]	+	+	+	+	+	+	+	+	+
		1900	co 5 [Nm]	+	+	+	+	+	+	+	+	+
		2200	co 5 [Nm]	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	$d_{ONII}$	1300	co 5 [Nm]	+	+	+	+	+	+	+	+	+
		1600	co 5 [Nm]	+	+	+	+	+	+	+	+	+
		1900	co 5 [Nm]	+	+	+	+	+	+	+	+	+
		2200	co 5 [Nm]	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego  $d_{ONI}$  i  $d_{ONII}$  dobrano w taki sposób, że pierwsza z nich umożliwiła uzyskanie momentu obrotowego na poziomie 5 Nm druga 10 Nm dla wszystkich badanych prędkości obrotowych silnika. Wybór wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego jest bardzo istotny gdyż zastosowanie zbyt małej jej wartości powoduje niespalenie części mieszaniny gazowo powietrznej ze względu na mały zasięg strugi oleju napędowego, co skutkuje wyraźnym wzrostem zawartości węglowodorów

#### 4. Wybrane wyniki badań wpływu stopnia sprężania na jednostkowe zużycie energii

Analiza przedstawionych charakterystyk (rys. 3) prowadzi do spostrzeżenia że w zakresie małych obciążeń silnika wraz ze wzrostem wartości stopnia sprężania  $\varepsilon$  wzrasta jednostkowe zużycie energii  $g_e^*$  (co jest jednoznaczne ze spadkiem sprawności ogólnej  $\eta_o$ ).

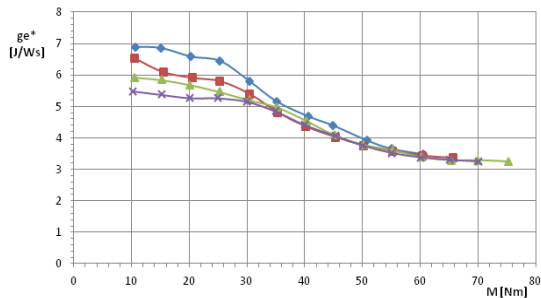


Fig. 3. Chosen exemplary characteristics of the specific fuel energy consumption of both fuels obtained at various compression ratios  $\varepsilon_1=14$ ,  $\varepsilon_2=15$ ,  $\varepsilon_3=16$ ,  $\varepsilon_4=17$ , engine speed  $n=1600$  rpm and the pilot diesel oil dose ( $d_{ON II}$ )

Rys. 3. Wybrane przykładowe charakterystyki jednostkowego zużycia obu paliw uzyskane przy różnych wartościach stopnia sprężania  $\varepsilon_1=14$ ,  $\varepsilon_2=15$ ,  $\varepsilon_3=16$ ,  $\varepsilon_4=17$ , prędkości obrotowej silnika  $n=1600$  [obr/min], wielkości inicjującej dawki oleju napędowego ( $d_{ON II}$ ).

Zjawisko to jest szczególnie widoczne dla przypadku zasilania z wykorzystaniem większej wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego  $d_{ON II}$ . Opisana zależność jest obserwowana dla wszystkich prędkości obrotowych  $n$  (1300, 1600, 1900, 2200 [obr/min]). Widać zatem, że dla uzyskania większych wartości sprawności ogólnej badanego silnika dwupaliwowego korzystnym rozwiązaniem jest przyjęcie mniejszych wartości stopnia sprężania  $\varepsilon=14$ .

## 5. Wyniki badań wpływu stopnia sprężania na sprawności cieplną $\eta_c$ , mechaniczną $\eta_m$ , ogólnej $\eta_o$

W trakcie badań wykonano szereg charakterystyk obciążeniowych godzinowego zużycia obu paliw  $G_e$  [kg/h] (ON i CNG) oraz dokonano pomiarów momentu obrotowego  $M$  [Nm], prędkości obrotowej  $n$  [obr/min] co pozwalało na obliczenie mocy efektywnej  $N_e$  [kW]. Opisane wyniki pomiarów i obliczeń pozwoliły na wyliczenie jednostkowego zużycia energii  $g_e^*$  [J/Ws] oraz sprawności ogólnej silnika  $\eta_o$  [%]. Na (rys. 4) zamieszczone przykładowe charakterystyki obciążeniowe sprawności cieplnej obiegu  $\eta_c=f(M)$  wyliczonej na podstawie pracy indykowanej obiegu, sprawności mechanicznej obiegu  $\eta_m=f(M)$ , oraz sprawności ogólnej silnika  $\eta_o=f(M)$ . Należy zwrócić uwagę, że w obszarze małych obciążeń silnika tuż po uruchomieniu zasilania paliwem CNG charakterystyczny jest także szybki spadek sprawności cieplnej silnika dla wszystkich wartości stopnia sprężania. Podczas zasilania bardzo ubogą mieszaniną CNG i powietrza spadek wartości  $\eta_c$  wraz ze wzrostem wartości stopnia sprężania  $\varepsilon$  jest zdecydowanie większy dla zasilania z przyjętą dawką  $d_{ON II}$ . Zauważyć należy także, że wraz ze wzrostem obciążenia (tj. wraz ze wzrostem udziału paliwa CNG) sprawność cieplna obiegu dla każdego przypadku stopnia sprężania wzrasta zaś różnice wartości tejże sprawności po-

między kolejnymi przypadkami odpowiadającymi kolejnym wartościom stopnia sprężania wyraźnie maleją. Analiza charakterystyk obciążeniowych sprawności mechanicznej  $\eta_m=f(M)$  wykazuje, że wraz ze wzrostem stopnia sprężania  $\varepsilon$  rośnie także wartość sprawności mechanicznej. Wraz ze wzrostem obciążenia silnika obserwowany jest również wzrost sprawności mechanicznej. Analiza charakterystyk sprawności ogólnej  $\eta_o=f(M)$  prowadzi do spostrzeżeń, że wraz ze wzrostem stopnia sprężania maleje wartość sprawności ogólnej silnika dwupaliwowego w całym zakresie obciążeń. W podsumowaniu analiz zamieszczonych na (rys. 4) charakterystyk należy stwierdzić że za spadek sprawności ogólnej  $\eta_o$  odpowiada zdecydowanie wyraźny spadek sprawności cieplnej obiegu  $\eta_c$ .

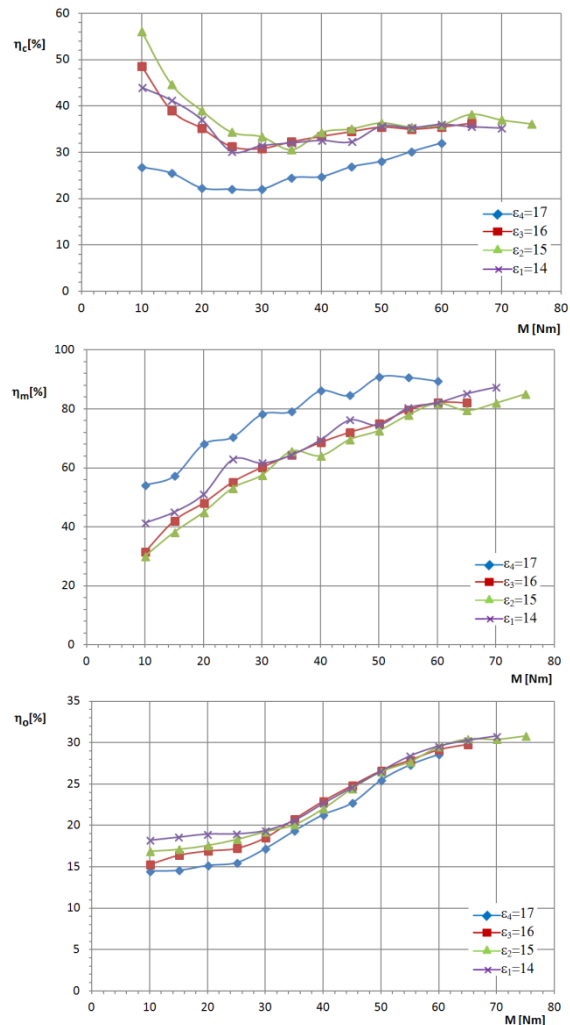


Fig. 4. Load characteristics of:  
-thermal efficiency  $\eta_c$ , -mechanical efficiency  $\eta_m$ ,  
-overall efficiency  $\eta_o$ , prepared at various compression ratios  $\varepsilon_1=14$ ,  $\varepsilon_2=15$ ,  $\varepsilon_3=16$ ,  $\varepsilon_4=17$ , engine speed  $n = 1600$  rpm and the pilot diesel oil dose ( $d_{ON II}$ )

Rys. 4. Charakterystyki obciążeniowe  
- sprawności cieplnej  $\eta_c$  - sprawności mechanicznej  $\eta_m$   
- sprawności ogólnej  $\eta_o$ , sporządzone przy różnych wartościach stopnia sprężania  $\varepsilon_1=14$ ,  $\varepsilon_2=15$ ,  $\varepsilon_3=16$ ,  $\varepsilon_4=17$ , prędkości obrotowej silnika  $n=1600$  [obr/min], wielkości inicjującej dawki oleju napędowego ( $d_{ON II}$ ).

## 6. Wyniki badań wpływu stopnia sprężania na osiągnięty moment obrotowy

W trakcie wykonywania charakterystyk obciążeniowych wzrost obciążenia silnika realizowany był przez zwiększanie udziału paliwa CNG. Granica obciążenia maksymalnego wynikała z pojawienia się osiąganego wyraźnego wzrostu zadymienia spalin (granicy dymienia). Wykonane charakterystyki obciążeniowe pozwoliły na sporządzenie charakterystyk prędkościowych maksymalnego momentu obrotowego silnika  $M$  [Nm]= $f(n)$  [obr/min]. Charakterystyki te zestawiono na (rys. 5).

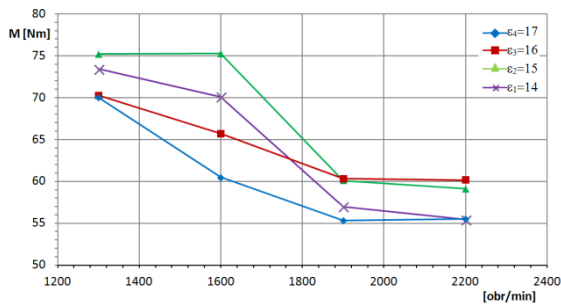


Fig. 5. Speed characteristics of the maximum torque  $M$  [Nm]= $f(n)$ [rpm] for the pilot diesel oil doses  $d_{ON II}$

Rys. 5. Charakterystyki prędkościowe maksymalnego momentu obrotowego  $M$  [Nm]= $f(n)$ [obr/min] dla inicjującej zapłon dawki oleju napędowego  $d_{ONII}$

Analiza charakterystyk prędkościowych zewnętrznych momentu obrotowego silnika dwupaliwowego prowadzi do następujących spostrzeżeń:

- wartość stopnia sprężania silnika wpływa na osiągnięty maksymalny moment obrotowy. Tendencja ta jest wyraźnie widoczna w zakresie mniejszych wartości prędkości obrotowych silnika.

W zakresie większych wartości prędkości obrotowych silnika różnice wartości osiąganego momentu są już wyraźnie mniejsze

- w zakresie mniejszych prędkości obrotowych obserwuje się ogólną tendencję wzrostu osiąganego momentu obrotowego  $M$  wraz ze zmniejszaniem wartości stopnia sprężania  $\epsilon$  przy czym maksymalne wartości osiąganego momentu obrotowego uzyskuje się przy stopniu sprężania  $\epsilon=15$ .

## 7. Wyniki badań wpływu stopnia sprężania na zawartość poszczególnych składników w spalinach

W trakcie sporządzania charakterystyk obciążeniowych rejestrowano zawartości poszczególnych składników spalin tj.: tlenku węgla CO, węglowodorów HC, tlenków azotu NOx, oraz współczynnika zadymienia spalin  $k$ . Wybrane przykładowe charakterystyki obciążeniowe zawartości podstawowych składników w spalinach przedstawiono na (rys. 6)

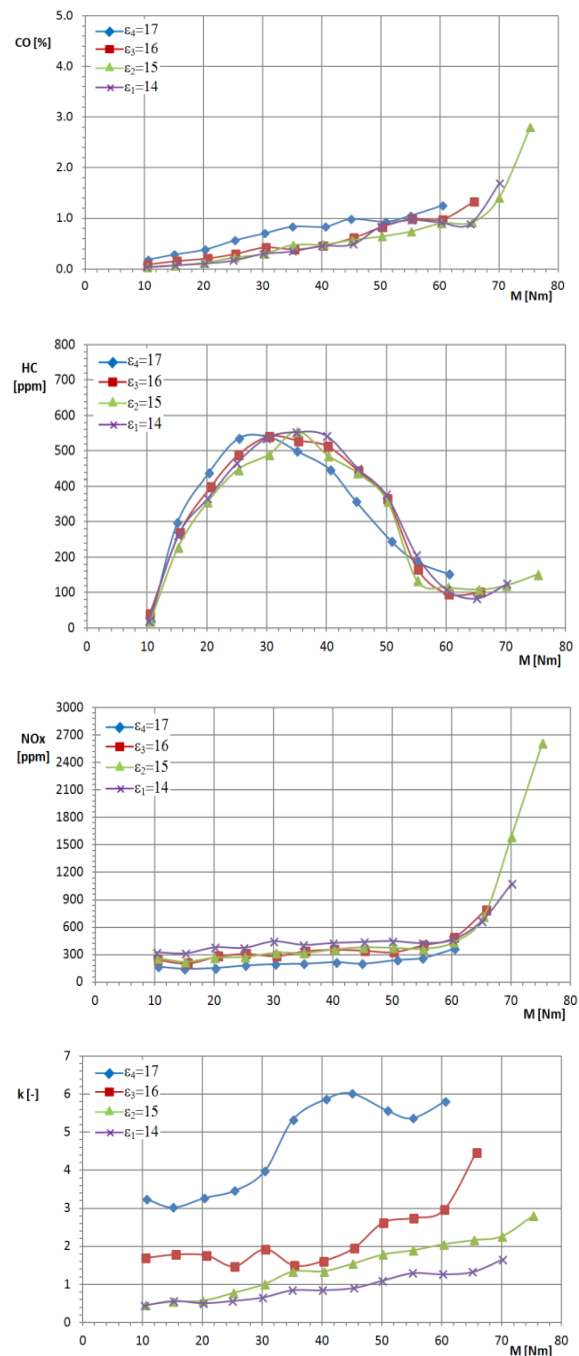


Fig. 6. Chosen exemplary characteristics of the harmful exhaust emissions (CO, HC, NOx) and smoke level  $k$  of a dual-fuel engine obtained at: various compression ratios  $\epsilon_1=14$ ,  $\epsilon_2=15$ ,  $\epsilon_3=16$ ,  $\epsilon_4=17$ , engine speed  $n=1600$  rpm the pilot diesel oil dose ( $d_{ON II}$ )

Rys. 6. Wybrane charakterystyki obciążeniowe zawartości składników w spalinach (CO, HC, NOx) oraz zadymienia  $k$  silnika zasilanego dwupaliwowo uzyskane przy:  
- różnych wartościach stopnia sprężania  $\epsilon_1=14$ ,  $\epsilon_2=15$ ,  $\epsilon_3=16$ ,  $\epsilon_4=17$ ,  
- prędkości obrotowej silnika  $n=1600$  [obr/min],  
- wielkości inicjującej dawki oleju napędowego ( $d_{ON II}$ )

---

## 8. Podsumowanie wyników badań

Wyniki przeprowadzonych badań pozwoliły na przeanalizowanie wpływu wartości stopnia sprężania dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego gazem CNG na podstawowe parametry pracy takie jak:

- jednostkowe zużycie energii  $g_e^*$  (sprawność ogólną silnika  $\eta_o$ )
- osiągnięty maksymalny moment obrotowy silnika  $M_{max}$
- emisję podstawowych składników w spalinach (HC, CO, NOx, oraz zadymienia k).

**1.** Wyniki badań wpływu stopnia sprężania na sprawność ogólną badanego silnika wykazują, że wraz ze wzrostem stopnia sprężania spada wartość sprawności ogólnej badanego silnika. Zjawisko to jest szczególnie widoczne dla przypadku stosowania większej wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego  $d_{ONII}$  w obszarze mniejszych obciążeni silnika (mniejszych wartości momentu obrotowego M). Bliższa analiza uzyskanych wyników w zakresie badań zawartości składników w spalinach wykazuje że taki stan rzeczy wynika z pogorszenia jakości procesu spalania wraz ze wzrostem wartości stopnia sprężania. obserwuje się bowiem, że wraz ze wzrostem tego parametru wzrasta emisja HC, zadymienia spalin k oraz nieznacznie wzrasta zawartość CO szczególnie dla większej wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego  $d_{ONII}$ . Pewnym potwierdzeniem pogorszenia jakości procesu spalania jest także spadek emisji NOx świadczący o zmniejszeniu temperatur w komorze spalania. Powyższe uzasadnienie jest dodatkowo udokumentowane wynikami obliczeń sprawności cieplnej obiegu badanego silnika oraz sporządzonymi charakterystykami. Analiza charakterystyk wykazuje, że wraz ze wzrostem wartości stopnia sprężania zmniejsza się wartość sprawności cieplnej obiegu  $\eta_c$ . Zdaniem autora spadek wartości tegoż parametru decyduje o spadku wartości sprawności ogólnej  $\eta_o$  badanego silnika wraz ze wzrostem wartości stopnia sprężania  $\epsilon$  pomimo obserwowanego wzrostu wartości sprawności mechanicznej  $\eta_m$ .

**2.** Wyniki badań wpływu stopnia sprężania na osiągnięty maksymalny moment obrotowy wykazują, że w obszarze mniejszych obciążeni badanego silnika obserwowana jest zależność spadku wartości osiąganego maksymalnego momentu obrotowego ze wzrostem wartości stopnia sprężania  $\epsilon$ . Tendencja ta jest mniej wyraźna dla obciążeni zbliżonych do maksymalnych. Zdaniem autora obserwowana zależność wynika z opisanego we wniosku pierwszym spadku wartości sprawności cieplnej obiegu silnika  $\eta_c$  szczególnie widocznej w zakresie mniejszych obciążeni silnika dla obydwu wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego  $d_{ONI}$  i  $d_{ONII}$  wraz ze wzrostem wartości stopnia sprężania  $\epsilon$ .

**3.** Wyniki badań wpływu stopnia sprężania badanego silnika na zawartość składników w spalinach wykazują następujące zależności dotyczące podstawowych składników:

- wraz ze wzrostem stopnia sprężania  $\epsilon$  badanego silnika obserwuje się wyraźną tendencję wzrostu poziomu emisji węglowodorów HC szczególnie w zakresie obciążeni małych i średnich. Zdaniem autora obserwowany opisany wyżej efekt wynika z niecałkowitego spalania bardzo ubogiej w tym zakresie obciążeni mieszaniny powietrza i CNG. Zjawisko to jest potęgowane utrudnioną penetracją strugi oleju napędowego szczególnie przy wyższych stopniach sprężania gdzie przyjęta cylindryczna komora spalania charakteryzuje się małym wymiarem liniowym wzdłuż osi cylindra. Zachodzi także prawdopodobieństwo, że część strugi oleju napędowego osiada wówczas na denku tłoka, co także potęguje efekt zwiększonej emisji węglowodorów HC. Ponadto w obszarze obciążeni zbliżonych do maksymalnych wobec faktu iż mieszanina powietrza i CNG staje się coraz bardziej wzbogacona pojawia się zjawisko utrudnionego dostępu drobin oleju napędowego do tlenu co także skutkuje zwiększeniem emisji węglowodorów HC. Te zjawiska były by także dodatkowym uzasadnieniem efektu pogorszenia sprawności ogólnej silnika opisanego we wniosku 1

- wraz ze wzrostem stopnia sprężania badanego silnika obserwuje się wzrost wartości współczynnika zadymienia spalin. Zdaniem autora za wzrost zadymienia spalin odpowiedzialny jest opisany wcześniej prawdopodobny efekt osadzania części strugi oleju napędowego na denku tłoka a także utrudnione spalanie oleju napędowego w bogatej mieszaninie paliwa CNG i powietrza oraz możliwe wygaszanie płonienia w odległych od wtryskiwacza obszarach komory spalania. Obserwowany efekt wzrostu zadymienia spalin wraz ze wzrostem stopnia sprężania uzasadnia także zauważany opisany we wniosku 1 spadek sprawności ogólnej silnika

- wraz ze wzrostem stopnia sprężania badanego silnika obserwuje się wzrost zawartości tlenu węgla a także wyraźny wzrost wartości tego parametru wraz ze wzrostem obciążeni silnika dla każdej wartości stopnia sprężania. Zdaniem autora za zjawisko wzrostu zawartości tlenu węgla CO wraz ze wzrostem stopnia sprężania  $\epsilon$  odpowiada efekt pogorszenia procesu spalania mieszaniny paliwa CNG i powietrza w odległych od wtryskiwacza obszarach bardzo płaskiej komory spalania (możliwe wygaszanie płomienia) szczególnie przy większych wartościach stopnia sprężania, ale także opisany wcześniej domniemany efekt osadzania strugi inicjującej zapłon dawki oleju napędowego na denku tłoka. Opisane wyżej zjawiska uzasadniają także obserwowany i przedstawiany we wniosku 1 efekt obniżenia sprawności ogólnej silnika  $\eta_o$ .

– wraz ze wzrostem stopnia sprężania badanego silnika obserwowany jest efekt spadku poziomu emisji tlenków azotu NO<sub>x</sub> w zakresie obciążeń małych i średnich oraz jego wzrost w obszarze obciążeń zbliżonych do maksymalnych. Zdaniem autora za ten stan rzeczy odpowiada opisane wyżej zjawisko (osiadania strugi oleju napędowego na denku tłoka niecałkowite i niezupełne spalanie oleju napędowego oraz mieszaniny paliwa CNG i powietrza) prowadzące do obniżenia temperatury w komorze spalania przy obciążeniach częściowych. Za wzrost emisji tlenków azotu w obszarze obciążeń maksymalnych wraz ze wzrostem stopnia sprężania odpowiada zdaniem autora wyraźny wzrost temperatur w procesie spalania wynikający z wyższego poziomu ciśnień. W tym obszarze wydaje się że na poziom temperatury w procesie spalania (a także na poziom emisji NO<sub>x</sub>) w sposób

dominujący wpływa wzrost ciśnień maksymalnych wynikających ze wzrostu stopnia sprężania  $\epsilon$ .

4. Przy doborze stopnia sprężania dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym konieczne jest przeprowadzenie badań nad doborem korzystnego kształtu komory spalania w celu uniknięcia niekorzystnych tendencji takich jak (osiadania strugi oleju napędowego na ściankach komory spalania, niecałkowitego i niezupełnego spalania paliwa CNG w obszarach komory spalania odległych od wtryskiwacza, wygaszania płomienia itp).

5. Dla poprawy wartości pracy indykowanej  $L_i$ , sprawności cieplnej  $\eta_c$  a zatem również i jego sprawności ogólnej  $\eta_o$  należy dążyć do wprowadzenia zmienności wartości kąta wyprzedzenia wtrysku wraz ze zmianą stosowanego stopnia sprężania  $\epsilon$ .

---

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CNG Compressed Natural Gas/*sprężony gaz ziemny*

TIG Tungsten Inert Gas/*metoda spawania nietopliwą elektrodą w osłonie gazów obojętnych*

LPG Liquefied Petroleum Gas/*gaz skroplony*

---

### Bibliography/Literatura

- [1] Stelmasiak Z.: Wpływ przebiegu spalania gazu na parametry procesu spalania dwupaliwowego silnika zasilanego gazem ziemnym i olejem napędowym. Kraków Komisja Naukowo-Problematyczna Motoryzacji PAN Oddz. Kraków, nr 22, 2001.
- [2] Stelmasiak Z.: Stadium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym. Bielsko-Biała: ATH, 2003.
- [3] Kowalewicz A.: Adaptacja silnika wysokoprężnego do zasilania gazem naturalnym.: Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 2008.
- [4] Nwafor O. M. I.: Effect of advanced injection timing on emission characteristics of diesel engine running on natural gas.: Elsevier, 2007.
- [5] Luft S.: Dobór regulacji dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego paliwami alternatywnymi z punktu widzenia odsunięcia niebezpieczeństwa występowania spalania stukowego oraz przedwczesnych samozapłonów mieszaniny paliwa głównego z powietrzem.: grant nr NN 504301237
- [6] Papagiannakis R. G., Hountalas, D.T.: Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas.: Energy Conversion and Management, Vol. 45 pp. 2971-2987, 2004.

Mr. Tomasz Skrzek – research worker in the Institute of Vehicle and Machine Exploitation, Faculty of Mechanical Engineering, University of Technology and Humanities in Radom.

*Mgr inż. Tomasz Skrzek – pracownik naukowo techniczny Instytutu Eksploatacji Pojazdów i Maszyn na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Technologiczno-Humanistycznego w Radomiu.*

