

Marek BRZEŻAŃSKI
Jerzy CISEK
Wojciech MAREK
Michał MARECZEK
Tadeusz PAPUGA

PTNSS–2013–SC–193

Investigations of the fuel supply system of stationary combustion engine fed with natural gas

Abstract: The idea of the new fuel supply system of the turbocharged SI engine equipped with the natural gas multipoint injection system has been presented in article. Results of tests of work and ecological parameters of that engine have been presented. Obtained results have been compared to the results of investigations carried out for standard mixer fuel supply system.

Key words: hydrogen, SI combustion engine, exhaust gases emission

Badania systemów zasilania stacjonarnego silnika spalinowego zasilanego gazem ziemnym

Streszczenie: W artykule przedstawiono koncepcję nowego systemu zasilania turbodoładowanego silnika o zapłonie iskrowym wielopunktowym wtryskiem gazu ziemnego. Zaprezentowano wyniki badań parametrów roboczych i ekologicznych. Uzyskane wyniki porównano do wyników badań przeprowadzonych dla standardowego, mieszalnikowego systemu zasilania.

Słowa kluczowe: gaz ziemny, wielopunktowy wtrysk, silnik spalinowy o zapłonie iskrowym, emisja spalin

1. Wstęp

Gaz ziemny zajmuje obecnie pozycję jednego z najważniejszych paliw stosowanych do zasilania silników spalinowych. Jego główne walory to przede wszystkim: łatwa dostępność, korzystne własności w zastosowaniu do silników, korzystny skład chemiczny ze względu na emisję dwutlenku węgla CO₂, mały wkład energetyczny w jego przygotowanie do użycia oraz także przystępna cena w odniesieniu do jednostki energii. Zastosowanie gazu ziemnego do zasilania silników trakcyjnych ma swoje ograniczenia, które wynikają głównie z problemów z magazynowaniem, jak również ze względu na konieczny wkład energetyczny do jego sprężenia lub skroplenia, co zmniejsza opłacalność jego stosowania. Istnieją jednak obszary zastosowania do zasilania silników, gdzie gaz ziemny ma niezaprzeczalne zalety. Takim przykładem mogą być silniki stacjonarne, służące do napędu różnego typu maszyn, takich jak generatory prądu, pompy, sprężarki lub innego typu urządzenia. Obecne na rynku silniki tego rodzaju są zwykle wyposażone w prosty, mieszalnikowy system zasilania, spełniający swą funkcję tylko w ograniczonym zakresie. Zastosowanie nowoczesnego, elektronicznie sterowanego wtrysku paliwa gazowego w istotny sposób może

poprawić parametry robocze i ekologiczne tego typu silników spalinowych zasilanych gazem ziemnym.

2. Koncepcja wtryskowego układu zasilania paliwem gazowym

Skonstruowano i zbudowano w tym celu specjalną instalację paliwową o konfiguracji zbliżonej do systemu zasilania typu Common Rail, której elementy przedstawiono na rys.1,2. System ten składa się z sześciu segmentów szyny paliwowej, z których każdy wyposażony został w dwa elektromagnetycznie sterowane wtryskiwacze. Dzięki temu ułatwione jest precyzyjne sterowanie dawką paliwa w zależności od obciążenia silnika. Taki system umożliwia indywidualny dobór dawki paliwa do danego cylindra w zależności od jego napełnienia. Weryfikację systemu spalania w każdym z cylindrów umożliwia indywidualny pomiar temperatury oraz sygnał z czujnika spalania stukowego dla każdego z cylindrów silnika.

Gaz ziemny, znajdujący się w szynie paliwowej, zasilał pod ciśnieniem elektromagnetyczne wtryskiwacze paliwa. Do sterowania wielkością dawki paliwa gazowego, wyprzedzeniem zapłonu, otwarciem przepustnicy oraz składem mieszanki palnej (współczynnikiem nadmiaru powietrza λ) skonstru-

owano i stosowano specjalny, programowalny sterownik silnika, oprogramowany w programie LabVIEW. Przebieg spalania w każdym z cylindrów był nadzorowany przez czujnik spalania stukowego, który jednoznacznie wyznaczał granicę stuku dla każdego z cylindrów, we wszystkich analizowanych warunkach pracy silnika, a ponadto przez termopary, umieszczone w kanale wylotowym każdego z cylindrów, bezpośrednio przy wylocie spalin z głowicy. W przypadku prowadzonych badań kontrola temperatury spalania ma istotne znaczenie ze względu na postawione przez producenta silnika kryterium maksymalnej temperatury spalin. W przypadku badanego silnika temperatura spalin nie może przekroczyć wartości 700 °C ze względu wytrzymałość termiczną turbosprężarki (turbiny), co jest istotne przy ustalaniu maksymalnej mocy silnika zasilanego danym typem paliwa. Program sterujący był zapisany w pamięci komputera sterującego, który siecią bezprzewodową był połączony z zaprojektowanym i wykonanym panelem sterowania, którego widok zewnętrzny obrazuje rys.3.

Zasadniczym celem badań było określenie przez pomiary i obliczenia różnic w wartościach parametrów energetyczne i ekologiczne silnika zasilanego gazem ziemnym, wyposażonego w standardowy układ mieszalnikowy albo w układ wielopunktowego wtrysku gazu.

Wszystkie pomiary silnikowe dotyczące parametrów energetycznych i emisji toksycznych składników spalin zrealizowano przy stałej prędkości obrotowej silnika wynoszącej 1500 1/min i zmieniającym obciążeniu silnika. Warunki te odpowiadają pracy silnika w agregacie prądotwórczym.

Spośród parametrów regulacyjnych badanego silnika, które były zmieniane dla wielopunktowego wtrysku gazu należały przede wszystkim:

- kąt wyprzedzenia zapłonu α_{wz} ,
- współczynnik nadmiaru powietrza λ .

Oba te parametry mają bardzo istotny wpływ na przebieg procesu spalania w cylindrze silnika, z czego wynika następnie zarówno wartość uzyskiwanych parametrów energetycznych jak i emisji toksycznych składników spalin. Ponadto oddziałują intensywnie na wartość temperatury spalin – wprost poprzez temperaturę spalania oraz pośrednio, ze względu na usytuowanie i długotrwałość procesu spalania. Dodatkowo, zarówno wartość współczynnika nadmiaru powietrza λ , jak i szczególnie wartość kąta wyprzedzenia zapłonu α_{wz} mają ścisły związek z pojawiającym się zjawiskiem spalania stukowego. Z tego powodu dla każdego punktu pracy silnika (obciążenia), oba te parametry regulacyjne ustawiane były indywidualnie.

Podsumowując, istniały dwa kryteria doboru wymienionych parametrów regulacyjnych silnika, dla których dobierano wartość obciążenia silnika przy zasilaniu określonym paliwem.

- max. temperatura spalin silnika nie może przekroczyć 700 °C,
- nie może występować anomalia spalania w postaci spalania stukowego,
- nie może zaistnieć zjawisko cofania się płomienia do kolektora dolotowego.

Pomiary stężenia toksycznych składników spalin prowadzono aparaturą pomiarową zgodną z obowiązującymi aktualnie normami: ISO/CD 8178-1 (RIC engines-Exhaust emissions measurement, edycja 11.XI.1992) oraz ECE - R49/2 (Uniform provisions concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines with regard to the emissions of pollutants by the engine). Badano i rejestrowano wartość stężenia: tlenku węgla CO, węglowodorów THC, tlenku azotu NO i dwutlenku węgla CO₂ i tlenu O₂.

Ponadto badano i rejestrowano wpływ badanych układów zasilania silnika na pozostałe parametry takie jak: moment obrotowy i moc, zużycie paliwa, sprawność ogólna obiegu, współczynnik nadmiaru powietrza λ , temperatura spalin.

3. Stanowisko pomiarowe i badania silnika

Badania silnika zasilanego gazem ziemnym przeprowadzono na specjalnym stanowisku badawczym w Laboratorium Katedry Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej. Z uwagi szczególne własności paliw gazowych zastosowano zabezpieczenia przed ewentualnymi nieszczelnościami instalacji paliwowej dostarczającej gaz ziemny do badanego silnika, stosując specjalny przewód o podwójnych ścianach. Ponadto stanowisko wyposażono w instalację odprowadzającą ciepło i odsysającą opary z nad stanowiska badawczego. W pomieszczeniach laboratorium umieszczono czujniki stężenia metanu. Zasadnicze elementy laboratoryjnego stanowiska hamownianym:

- turbodoładowany silnik wysokoprężny MAN E 2876 E 312,
- elektrowirowy hamulec silnikowy firmy AVL, typ B350 (500 kW, 2000 Nm),
- objętościowa miernica zużycia gazu ziemnego,
- system pomiarowy do określania stężenia gazowych składników spalin – AVL Bench Emissions System CEB II,
- system pomiarowe do określania: temperatury spalin, otoczenia, ciśnienia i wilgotności powietrza pobieranego przez silnik, współczynnika nadmiaru powietrza λ .

Jako obiekt badań wybrano 6-cylindrowy, doładowany silnik typu MAN E2876 LE302 o objętości skokowej $V_s = 12,82 \text{ dm}^3$, który w konfiguracji fabrycznej jest zasilany mieszanikowym systemem doprowadzania gazu ziemnego i przeznaczony do napędu generatora prądu (rys.1).

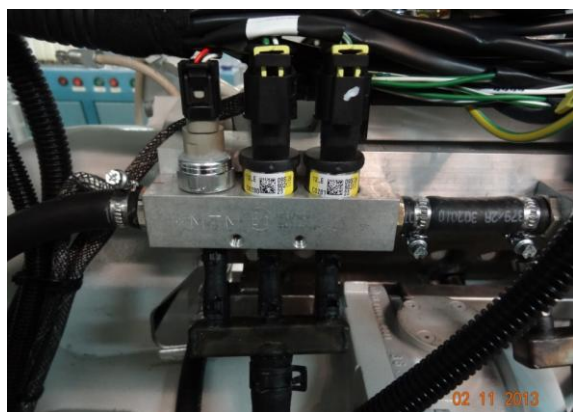


Rys.1. Silnik MAN na stanowisku badawczym

Podstawowe parametry techniczne silnika MAN E2876 LE302 z mieszalnikowym systemem zasilania gazem ziemnym zamieszczono w tabeli.

Charakterystyka silnika typu MAN E2876 LE302	
1. Rodzaj zapłonu	iskrowy, 4-suwowy
2. Układ, liczba cylindrów	R6, pionowy
3. Średnica tłoka	128 mm
4. Skok tłoka	166 mm
5. Objętość skokowa	12,82 dm ³
6. Stopień sprężania	11
7. Znamionowa moc na gazie ziemnym (mieszalnik)	200 kW
8. Znamionowa prędkość obr.	1500 1/min
9. Maksymalny moment obr.	1280 Nm
10. Zużycie gazu ziemnego (dane fabryczne-mieszalnik)	58 Nm ³ /h

Wiązki butli ciśnieniowych (200 bar) z gazem ziemnym umieszczone były na zewnątrz budynku laboratorium. System reduktorów (I i II-stopnia), zaworów, zaworów bezpieczeństwa i linii gazowej pozwalał na dostarczenie gazu ziemnego do instalacji zasilającej silnika pod odpowiednim ciśnieniem.



Rys.2. Segment szyny paliwowej zasilającej silnik MAN wodorem



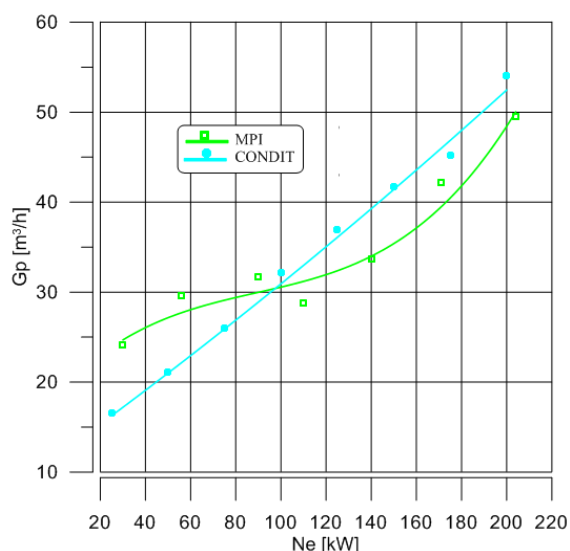
Rys. 3. Widok ogólny panelu sterowania programowalnego sterownika silnika MAN

5. Wyniki i analiza badań silnikowych

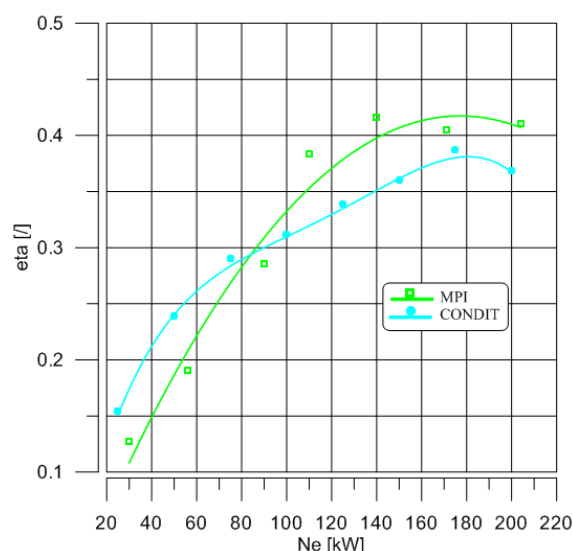
5.1. Badania parametrów roboczych

Parametrem energetycznym, istotnym z punktu widzenia eksploatacji silnika spalinowego jest oczywiście godzinowe zużycie paliwa G_p . Ponieważ dla paliw gazowych jest ono wyrażane w jednostkach objętościowych, to ze względu na różne gęstości i wartości opałowe różnych paliw nie jest ono parametrem porównawczym. Jednak obiektem badań w tym przypadku nie były różne paliwa, a układy zasilania silnika, to godzinowe zużycie paliwa G_p , przedstawione graficznie na rys.4 może być podstawą do analizy przyczynowo-skutkowej zmian w konstrukcji silnika.

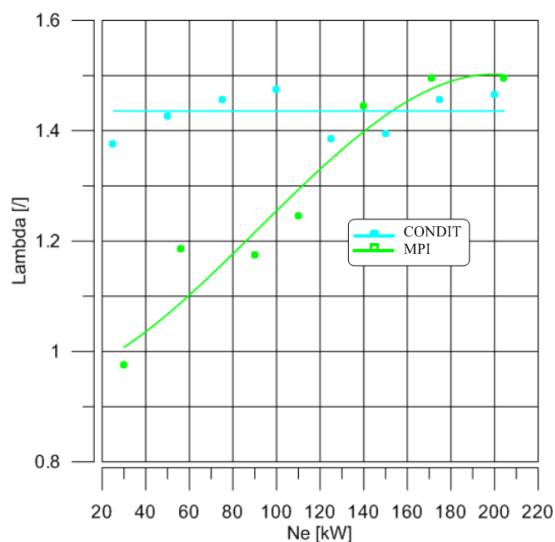
Godzinowe zużycie paliwa, przy średnich i dużych obciążeniach silnika jest mniejsze dla wielopunktowego wtrysku paliwa MPI, niż dla konwencjonalnego układu mieszalnikowego (rys.4). Jest to bardzo korzystne, ponieważ agregat prądowocowy pracuje zwykle w tym zakresie pola pracy silnika spalinowego. Przy małych obciążeniach silnika zauważalna jest przewaga wartości G_p dla układu wtryskowego w porównaniu z układem mieszalnikowych. Wynika to z faktu, że w zakresie małych obciążeń silnika, ze względu na konieczność zapewnienia powtarzalności wtrysku małych dawek paliwa, stosowano nieco bogatszą mieszaninę paliwowo-powietrzną, niż możliwa, z punktu widzenia energetycznego silnika. Z rys.5, przedstawiającego wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ wynika, że przy małych obciążeniach silnika istnieje jeszcze duży potencjał zubożenia mieszanki palnej, dla układu MPI, co będzie skutkowało dalszym obniżeniem wartości G_p i zwiększeniem sprawności ogólnej η_o obiegu roboczego, której wartości przedstawiono na rys.6.



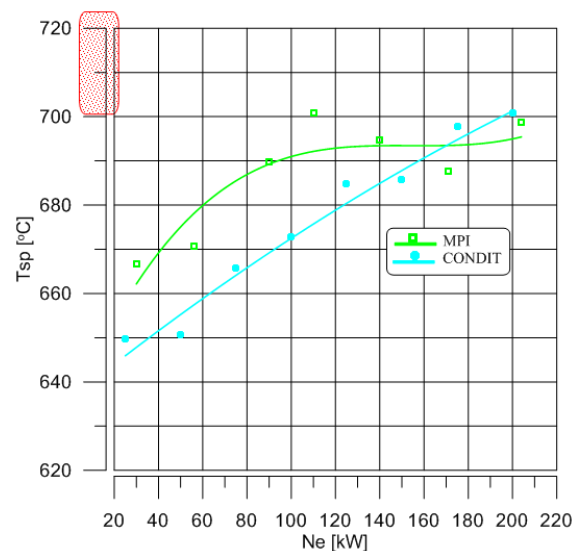
Rys.4. Godzinowe zużycie CNG dla silnika MAN z mieszalnikiem (Condit) albo wtryskiem gazu (MPI) ($n=1500$ 1/min)



Rys.6. Sprawność ogólna silnika MAN z mieszalnikiem (Condit) albo wtryskiem gazu (MPI) ($n=1500$ 1/min)



Rys.5. Współczynnik nadmiaru powietrza dla silnika MAN z mieszalnikiem (Condit) albo wtryskiem gazu (MPI) ($n=1500$ 1/min)



Rys.7. Temperatura spalin silnika MAN z mieszalnikiem (Condit) albo wtryskiem gazu (MPI) ($n=1500$ 1/min)

Zastosowanie układu wtryskowego (zamiast mieszalnikowego), umożliwia indywidualny dobór dawki oraz początku wtrysku paliwa do danego cylindra w zależności od jego napełnienia i obciążenia silnika. Jest to szczególnie istotne, ponieważ kontrola temperatury spalin ma kluczowe znaczenie ze względu na wytrzymałość termiczną turbosprężarki, co jest istotne przy ustalaniu maksymalnej mocy silnika zasilanego danym typem paliwa. W przypadku mieszalnikowego układu zasilania temperatura spalin T_{sp} (rys.7) stanowiła już granicę obciążalności ciepłej turbiny od 110 kW mocy silnika. Problem ten nie istniał dla układu wtryskowego aż do przekroczenia 200 kW mocy badanego silnika.

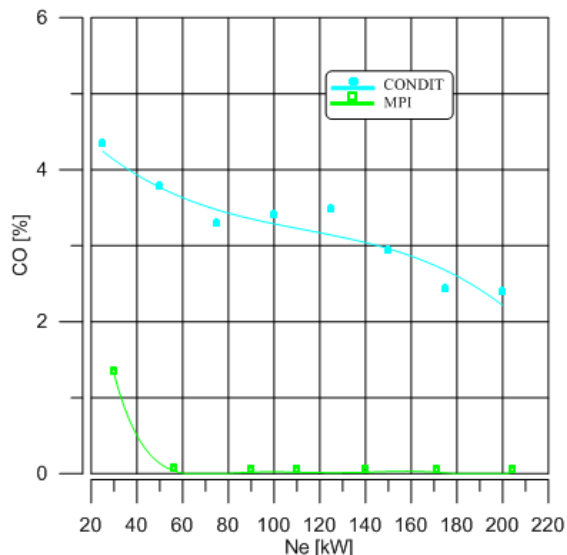
5.1. Badania parametrów ekologicznych

Zgodnie z wymaganiami norm Unii Europejskiej [2] w spalinach silnika określono stężenia: dwutlenku węgla CO_2 , tlenku węgla CO , węglowodorów HC oraz tlenków azotu NO_x , dla mieszalnikowego układu wtryskowego oraz dla wykonanego na potrzeby projektu badawczego, wtryskowego układu wtryskowego. Dane te przedstawione są graficznie na rys.8-11.

Pomiary stężenia toksycznych składników spalin były również niezbędne do oceny i analizy przebiegu procesu spalania w cylindrze silnika. Stężenie tlenu w spalinach silnika pozwoliło również na obliczenie współczynnika nadmiaru powie-

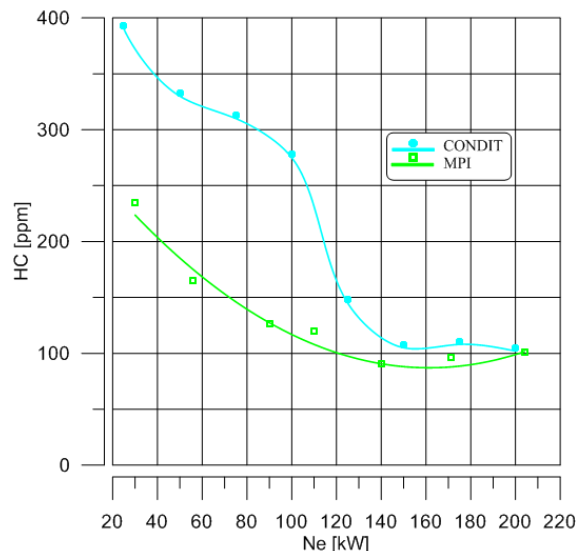
trza λ (rys.5), którego wartości mają kluczowe znaczenie dla spalania paliwa i emisji toksycznych składników spalin. Zmiana parametrów roboczych silnika realizowana była metodą ilościową dla mieszalnikowego układu zasilania oraz ilościowo-jakościową dla wielopunktowego wtrysku gazu ziemnego. Takie sposoby regulacji miały także wpływ na rozwój reakcji spalania i stężenie poszczególnych składników spalin.

Na rys. 8 zaprezentowano krzywe stężenia tlenku węgla CO podczas zasilania silnika MAN gazem ziemnym dla obu badanych układów zasilania. Z danych tych wyraźnie wynika, że wskutek lepszego procesu homogenizacji paliwa z powietrzem, oraz indywidualnie dobieranej dawki paliwa dla każdego cylindra (w zależności od sprawności napełnienia-ilości dostępnego powietrza), stężenia tego związku niezupełnego spalania są znacznie mniejsze dla układu MPI niż dla mieszalnika.



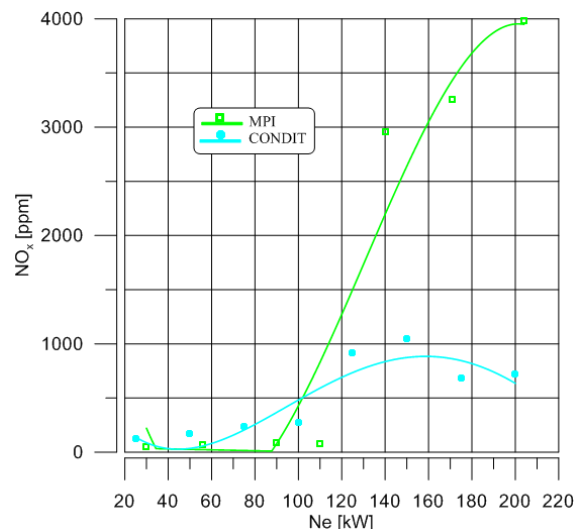
Rys.8. Stężenie CO w spalinach dla silnika MAN z mieszalnikiem (Condit) albo wtryskiem gazu (MPI) ($n=1500$ 1/min)

Podobnie jak dla tlenku węgla, tak i stężenia niespalonych węglowodorów HC w spalinach silnika, przedstawione na kolejnym rysunku (rys.9), są zdecydowanie mniejsze dla wtrysku paliwa niż dla układu mieszalnikowego. W tym przypadku, dodatkową korzyścią wynikającą ze stosowania układu MPI (zamiast mieszalnika) jest wzrost dynamiki spalania, co zwiększa temperatury spalania, zmniejszając w ten sposób ilość produktów niecałkowitego spalania.



Rys.10. Stężenie HC w spalinach dla silnika MAN z mieszalnikiem (Condit) albo wtryskiem gazu (MPI), ($n=1500$ 1/min)

Niestety, poprawa efektywności spalania dla układu wielopunktowego wtrysku gazu ziemnego, w porównaniu do układu mieszalnikowego, powoduje również wzrost stężenia tlenków azotu NO_x w spalinach silnika. Widać to z danych pomiarowych przedstawionych na rys.11.

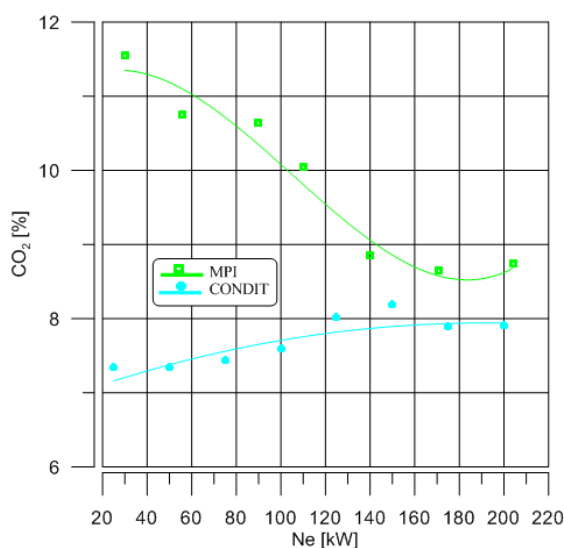


Rys.11. Stężenie NO_x w spalinach dla silnika MAN z mieszalnikiem (Condit) albo wtryskiem gazu (MPI), ($n=1500$ 1/min)

Większe stężenia NO_x w spalinach silnika wyposażonego w układ MPI są widoczne oczywiście w tych zakresach dużych obciążeń silnika, gdzie stężenia CO i HC są zdecydowanie mniejsze niż dla silnika z mieszalnikiem. Obowiązuje tutaj zjawisko swoistej przeciwwagi znane od dawna: spadek produktów niecałkowitego spalania-wzrost stężenia NO_x i na odwrót. Większe stężenia NO_x w spalinach silnika z wtryskiem paliwa, w porównaniu do układu mieszalnikowego, są indykatorem poprawy-

niejszego energetycznie przebiegu procesu spalania (z większym wykorzystaniem ciepła dostarczonego wraz z dawką paliwa).

Na rys.12 przedstawiono wpływ obciążenia silnika na zmiany stężenia dwutlenku węgla CO₂ w spalinach badanego silnika. Dla wielopunktowego wtrysku paliwa MPI stężenia CO₂ w spalinach są większe niż dla układu mieszalnikowego w całym zakresie obciążeń silnika (przy n=idem). Wiąże się to z poprawą efektywności spalania (rys.6) i większą stąd ilością produktów zupełnego i całkowitego spalania dla układu MPI w stosunku do konwencjonalnego mieszalnika.



Rys.12. Stężenie CO₂ w spalinach dla silnika MAN mieszalnikiem (Condit) albo wtryskiem gazu (MPI), (n=1500 1/min)

6. Wnioski

Przedstawione wyniki badań wpływu zasilania silnika MAN E 2876 E 312 gazem ziemnym z

konwencjonalnym układem mieszalnikowym albo z wielopunktowym wtryskiem paliwa pozwalają na sformułowanie następujących najistotniejszych wniosków:

1. Wielopunktowy wtrysk gazu ziemnego jest doskonalszym układem zasilania w porównaniu z układem mieszalnikowym ze względu na możliwość sterowania wielkością dawki paliwa (w zależności od sprawności napełnienia) oraz początkiem wtrysku paliwa (ze względu na spalanie stukowe) indywidualnie dla każdego cylindra silnika,
2. Ze względu na ograniczenie temperatury spalin (termiczne obciążenie turbiny), układ MPI pozwala na uzyskanie większej mocy silnika niż dla układu mieszalnikowego
3. Zastosowanie układu MPI znacząco zwiększyło sprawność ogólną przy średnich i dużych obciążeniach silnika,
4. Stosowanie wielopunktowego wtrysku paliwa MPI prowadzi do powstawania mniejszej emisji tlenku węgla CO i niespalonych węglowodorów HC oraz większych stężeń tlenków azotu NO_x w spalinach silnika niż dla układu z mieszalnikiem. Wynika to głównie z większej dynamiki spalania dla układu MPI niż dla konwencjonalnego układu mieszalnikowego.

Artykuł powstał w wyniku realizacji projektu: pt. „Wykorzystanie odpadowego wodoru do celów energetycznych” (POIG.01.04.00-02-105/10)

Projekt współfinansowany z Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego, realizowany w ramach działania 1.4 Wsparcie projektów celowych Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka 2007-2013

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

MPI Multi Point Injection/wielopunktowy wtrysk paliwa

CONDIT Conditioner (Mixer)/Mieszalnik

Bibliography/Literatura

- [1] ISO/CD 8178-1 (RIC engines-Exhaust emissions measurement, edycja 11.XI.1992).
- [2] ECE R49 Uniform provisions concerning the approval of compression ignition (C.I.) en-

gines and vehicles equipped with C.I. engines with regard to the emissions of pollutants by the engine

Mr Brzeżański Marek, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology.

Dr hab. inż. Marek Brzeżański – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

Mr Marek Wojciech, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology.

Dr hab. inż. Wojciech Marek – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

Mr Mareczek Michał, Ph.D.M.E. – Adjunkt in the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology.

Dr hab. inż. Michał Mareczek - adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.



Mr Cisek Jerzy, Ph.D.M.E. – Adjunkt in the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology.

Dr inż. Jerzy Cisek – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

Mr Papuga Tadeusz, Ph.D.M.E. – Adjunkt in the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology.

Dr inż. Tadeusz Papuga – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

