

The designation of the unevenness of the LPG injectors dosage

Abstract: In the article there is showed the issues concerning the LPG/CNG injectors dosage unevenness. For research purpose the prototype stand was built. Initially, the brand new injectors and the ones, which were in different degrees of wear, were tested. What was found, that in the case of the new injectors, the unevenness is between (0.26...5)%, but in the case of the operated ones, depending on the wear – (6...53)%. The run tests showed the necessity of constructing the dosage unevenness maps, what would be best – in various injector wear degrees, for the implementation purpose of those values to the LPG system control unit, thereby minimizing the adverse influence to the engine work of the considered parameter.

Keywords: alternative powering systems, LPG injectors, dosage unevenness

Wyznaczanie nierównomierności dawkowania wtryskiwaczy LPG

Streszczenie: W artykule przedstawiono problematykę nierównomierności dawkowania wtryskiwaczy LPG/CNG. Do celów badawczych zbudowano prototypowe stanowisko. Wstępnie zbadano wtryskiwacze fabrycznie nowe i będące w eksploatacji, w różnych stopniu zużycia. Stwierdzono, że w przypadku wtryskiwaczy nowych nierównomierność zawiera się w granicach (0,26...5)%, natomiast eksploatowanych, zależnie od zużycia (6...53)%. Przeprowadzone próby wykazały konieczność budowy map nierównomierności dawkowania, najlepiej w różnych stopniach zużycia wtryskiwaczy, celem implementacji tych wartości do modułu sterowania układem LPG, minimalizując w ten sposób niekorzystny wpływ rozpatrywanego parametru na pracę silnika.

Słowa kluczowe: alternatywne układy zasilania, wtryskiwacze LPG, nierównomierność dawkowania

1. Wprowadzenie

Wielocylindrowe szybkoobrotowe silniki spalino-we o zapłonie iskrowym cechuje zauważalna (mierzalna) nierównomierność pracy poszczególnych cylindrów [3, 5–8, 10, 11, 18, 19]. Powoduje to nierównomierność ich biegu i toksyczność spalin, a co za tym idzie trudności z utrzymaniem wskaźników zewnętrznych na żądanym poziomie. Do najważniejszych czynników odpowiedzialnych za nierównomierność pracy cylindrów zaliczyć można:

- skład mieszaniny paliwowo – powietrznej w poszczególnych,
- ilość mieszaniny paliwowo – powietrznej w poszczególnych cylindrach,
- zróżnicowanie przebiegu procesu spalania w poszczególnych cylindrach,
- szczelność cylindrów,
- energię i kąt wyprzedzenia zapłonu,
- fazy rozrządu,
- dokładność wykonania.

Z punktu widzenia procesów chemiczno-termodynamicznych mających miejsce w poszczególnych cylindrach, za najważniejszy czynnik odpowiedzialny za nierównomierność pracy poszczególnych cylindrów można uznać współczynnik nadmiaru powietrza λ odnoszący się do mieszaniny, która ulega spalaniu w każdym z cylindrów podczas jednego cyklu pracy. Zróżnicowanie wartości współczynników λ_i wynika w dużej mierze z proce-

su przygotowania i transportowania mieszaniny palnej w układzie dolotowym silnika [11].

Silnik spalinowy cechuje zmienność zachodzących w nim procesów. Stąd m.in. wynikają problemy z dozowaniem „reagentów”, ich ujednorodnieniem oraz organizacją procesu spalania.

W przypadku alternatywnych układów zasilania silników o ZI najszerze zastosowanie znalazły układy LPG [15]. Duży stopień skomplikowania klasycznych układów wymusił na producentach instalacji alternatywnych konieczność podporządkowania się skomplikowanym procedurom diagnostycznym [17]. Zamontowany dodatkowy układ zasilania musi poza spełnieniem obowiązujących norm dotyczących emisji toksycznych składników spalin pozostawać w zgodności z układem ODB.

Jak już wspomniano za nierównomierność biegu silnika w głównej mierze odpowiadają podzespoły dozujące paliwo i powietrze. Dlatego poddano analizie dawkowanie wtryskiwaczy LPG, podzespołu odpowiedzialnego za masę gazu dostarczonego do poszczególnych cylindrów w przypadku instalacji IV generacji. Jak wykazują badania eksploatacyjne wtryskiwaczy LPG, zanieczyszczenia tego typu paliwa determinują działanie podzespołu [12]. Skutkuje to wzrostem emisji toksycznych składników spalin [1], jak też zużycia paliwa

2. Obiekty badań

W badaniach wykorzystano przykładowe egzemplarze wtryskiwaczy tłoczkowych, wyniki nie są podstawą do oceny całych grup, czy modeli.



Rys. 1. Badane wtryskiwacze

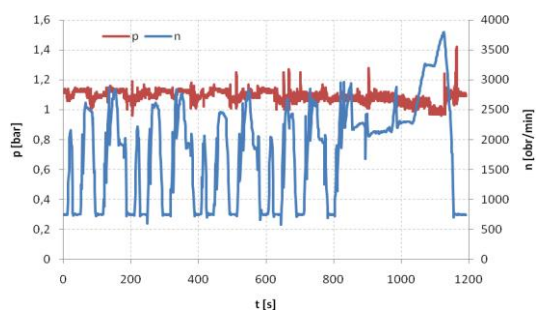
Tabela 1. Podstawowe dane techniczne badanych wtryskiwaczy [20]

wtryskiwacz	REG I niebieski	REG II czarny	KEIHIN niebieski	MAGIC JET	VALTEK 24
Stan eksploacyjny	nowy	eksploatowany	nowy	nowy	eksploatowany
Oporność cewki [Ω]	3	3	1,2	1,8	3
Skok tłoczka [mm]	0,4	0,4	0,4	0,75	0,5
Temperatura pracy [$^{\circ}\text{C}$]	-40/+120	-40/+120	-35/+120	-20/+120	-20/+120
Średnica wylotu na dyszę [mm]	4	4	4	6	4
Średnica dyszy do badań [mm]	2	3,5	2	2,4	3,5

2. Metodyka badań

Z uwagi na cykliczność działania wtryskiwaczy LPG, w badaniach wykorzystano metodę pośrednią zbiornikową [13, 16].

W toku uzupełniającego przeprowadzono analizę zmienności ciśnienia LPG w listwie wtryskowej podczas działania silnika (realizacja testu jednego ECE15+EDUC) chcąc w ten sposób określić warunki początkowe niezbędne do zainicjowania procedury badawczej na stanowisku. Stwierdzono, iż za wartość początkową różnicy ciśnień można przyjąć 0,2 MPa, pomimo że układy LPG pracują przy różnicy 0,115 MPa (rys. 2), podwyższenie ciśnienia umożliwia na poszerzenie zakresu poznawczego, co zasygnalizowano w pracy [13].

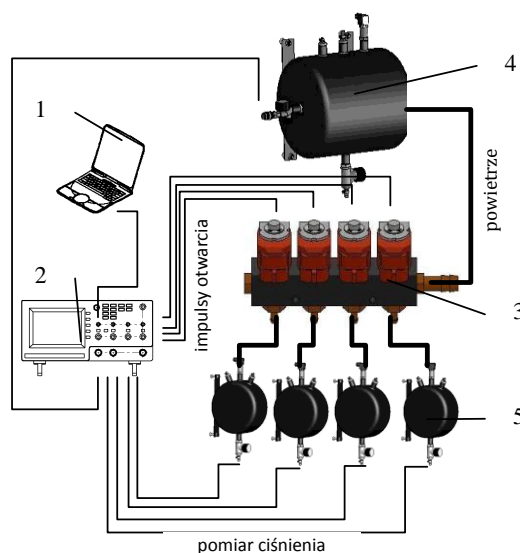


Rys. 2. Przebieg ciśnienia w listwie wtryskowej w trakcie realizacji testu jeźdnego samochodu Seat Leon, instalacja LPG STAG 200 firmy AC Sp. z o.o., rejestracja oprogramowaniem kalibracyjnym

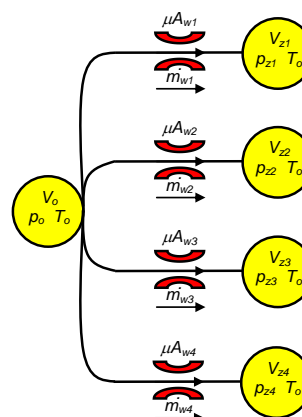
Schemat strukturalny stanowiska pokazano na rys. 3. W stanowisku (rys. 3) powietrze (zastępujące LPG) przepływa ze zbiornika zasilającego (4) poprzez listwę wtryskową (3) do zbiorników napełnianych (5) będących przepływomierzami. Wymuszanie impulsów, jak i rejestracja przebiegów realizowana jest poprzez układ (2) na wzór opisanego w [16]. Dodatkowo, komputer (1) pozwala na szybką konfigurację układu i obróbkę wyników.

Do opisu matematycznego wykorzystano metodę elementów skupionych [4], gdzie na podstawie

bilansu masy powietrza (w zastępstwie LPG) wnioskuje się o zdolnościach przepływowych badanego obiektu. Szczegółowy opis matematyczny, jak i przyjęte uproszczenia przedstawiono w [13].



Rys. 3. Schemat strukturalny stanowiska: 1 – komputer, 2 – układ sterowania wtryskiwaczami, 3, badane wtryskiwacze, 4 – zbiornik opróżniany, 5 – zbiorniki napełniane



Rys. 4. Schemat przepływu przyjęty do opisu matematycznego

Przyjęto że przepływ jest izentropowy w osłonie adiabatycznej. Na podstawie schematu (rys. 4), wykorzystując metodę węzłów zaprezentowaną w opracowaniu [4], przy ich położeniu w objętościach skupionych, można napisać układ równań różniczkowych, opisujący zmianę ciśnienia w zbiorniku zasilającym (4) i zbiornikach pomiarowych (5). Upraszczając, przyjęto na podstawie [2] stałą temperaturę w trakcie procesu.

$$\begin{aligned} \frac{dp_o}{dt} &= \frac{\kappa RT_o}{V_o} (-\dot{m}_{w1} - \dot{m}_{w2} - \dot{m}_{w3} - \dot{m}_{w4}) \\ \frac{dp_{z1}}{dt} &= \frac{\kappa RT_o}{V_{z1}} (\dot{m}_{w1}) \\ \frac{dp_{z2}}{dt} &= \frac{\kappa RT_o}{V_{z2}} (\dot{m}_{w2}) \\ \frac{dp_{z3}}{dt} &= \frac{\kappa RT_o}{V_{z3}} (\dot{m}_3) \\ \frac{dp_{z4}}{dt} &= \frac{\kappa RT_o}{V_{z4}} (\dot{m}_{w4}) \end{aligned} \quad (1)$$

przy czym strumienie masowe przepływające przez opory miejscowe (zawory wtryskiwaczy) wyniosą:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{w1} &= \mu A_{w1} \frac{P_o}{RT_o} v_{\max} \varphi_{\max}(\sigma) f(\sigma) \\ \dot{m}_{w2} &= \mu A_{w2} \frac{P_o}{RT_o} v_{\max} \varphi_{\max}(\sigma) f(\sigma) \\ \dot{m}_{w3} &= \mu A_{w3} \frac{P_o}{RT_o} v_{\max} \varphi_{\max}(\sigma) f(\sigma) \\ \dot{m}_{w4} &= \mu A_{w4} \frac{P_z}{RT_o} v_{\max} \varphi_{\max}(\sigma) f(\sigma) \end{aligned} \quad (2)$$

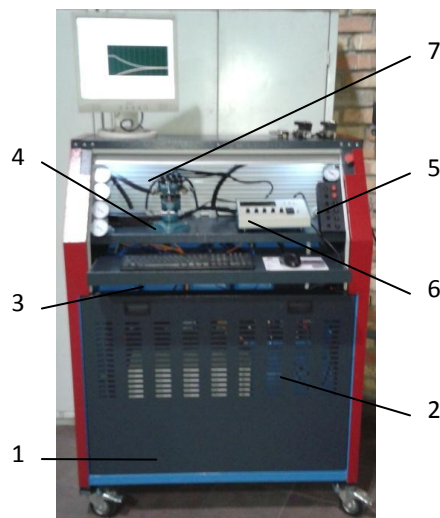
W opisie wykorzystano funkcję przepływu Miatluka – Avtuszko [4] ze zmienionym parametrem $a=1,4^1$.

$$\varphi(\sigma) = a \frac{1-\sigma}{a-\sigma} \quad (3)$$

Wyznaczanie przepustowości ($\mu A_{w1...w4}$) z przebiegu charakterystyki dynamicznej pozwala na ocenę w całym badanym zakresie określonym różnicą ciśnień w chwili startu pomiaru, co jest bardzo istotne, gdyż podczas eksploatacji różnica ta bardzo często się zmienia.

Na podstawie przyjętych założeń konstrukcyjnych i propozycji modelu matematycznego opisującego zjawiska zachodzące w obrębie stanowiska, zbudowano prototyp (rys. 5). Po napełnieniu zbiornika zasilającego (2), zadawano układem wymuszania (6) wymagane czasy otwarcia wtryskiwaczy, w wyniku czego napełniano zbiorniki (3). Przebiegi zmian ciśnienia w zbiornikach (2) i (3) rejestrowano z wykorzystaniem czujników Honeywell

MLH006BGD14B, karty pomiarowej National Instruments NI-USB 6215 i oprogramowania LabVIEW 8.5 Developer Suite.



Rys. 5. Stanowisko badawcze: 1 - rama wraz z osprzętem, 2 - zbiornik pomiarowy zasilający, 3 - zbiorniki napełniane, 4 - imadło obrotowe, 5 - układ sterowania elektrozaworami zasilania i opróżniania zbiorników, 6 - układ wymuszania otwarcia wtryskiwaczy (w oparciu o sterownik STAG Premium firmy AC Sp. z o.o.), 7 - badania listwa wtryskowa, dodatkowo - przewody podłączeniowe²

Idąc dalej stworzono oprogramowanie identyfikującego poszczególne przepustowości w oparciu o równania (1) i (2).

W toku numerycznym, na podstawie zarejestrowanych przebiegów ciśnień w zbiornikach, wartości przepustowości wyznaczano wykorzystując regresję nieliniową, minimalizując metodą Nelder – Meada funkcję celu (estymator) określoną wskaźnikiem $FPE1$, aż do osiągnięcia żądanej dokładności obliczeń:

$$FPE1 = \frac{m+1}{m(m-1)} \sum_{i=1}^m (p_{\exp} - p_m)^2 \quad (4)$$

Można w ten sposób otrzymać dużą zgodność przebiegów eksperymentalnych z modelowymi, co zaprezentowano w [9] do oceny zaworów grzybkowych układu rozrzędu.

Oceny jakościowej dopasowania dokonywano na podstawie wartości współczynnika regresji nieliniowej skorygowanego na stopnie swobody:

$$R^2 = 1 - \frac{m-1}{m-1} \cdot \frac{\sum_{i=1}^m (p_{\exp} - p_m)^2}{\sum_{i=1}^m (p_{\exp} - \bar{p}_m)^2} \quad (5)$$

¹ Oryginalnie wartość $a = 1,13$. Na podstawie ponad 200 pomiarów wyznaczono wartość zmienionego parametru.

² Prototyp stanowiska wykonano w ramach Pracy Statutowej S/WM/2/2012.

Dodatkowo wyznaczano wskaźnik *FPE2* reprezentujący błąd średni:

$$FPE2 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m |p_{\text{exp}} - p_m| \quad (6)$$

Jak też maksymalną wartość błędu *FPE3*.

$$FPE3 = \text{MAX} |p_{\text{exp}} - p_m| \quad (7)$$

Procedury obliczeniowe zapisano w kodzie środowiska Matlab-Simulink, dodatek Guide (rys. 6).



Rys. 6. Panel komunikacyjny programu do identyfikacji istotnych parametrów przyjętego modelu przepływu i dodatkowych wyliczonych wartości

Nierównomierność zasilania Q_R :

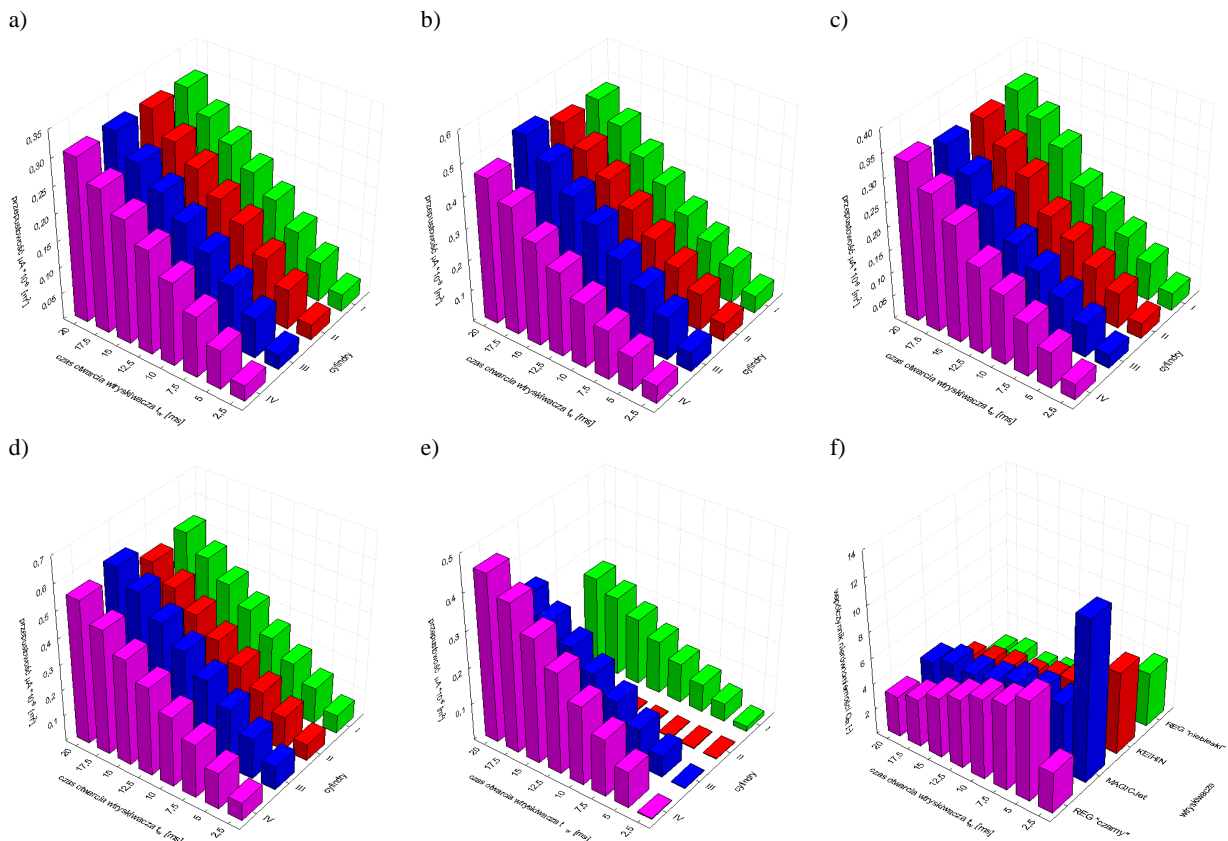
$$Q_R = \frac{\sum_{i=1}^c |q_i - q_{sr}|}{c} [\%] \quad (8)$$

Dysponując wynikami pomiarów wyznaczano również strumień masowy, objętościowy i masę przypadająca na cykl silnika.

3. Wyniki badań i ich dyskusja

Z uwagi na fakt, iż przebadano przykładowe egzemplarze wtryskiwaczy, wyniki nie są podstawą do oceny całych grup, czy modeli.

W pierwszym etapie, przy tej samej prędkości obrotowej, w przybliżeniu odpowiadającej prędkości biegu jałowego (760 obr/min) sprawdzono pod kątem dawkowania wybrane wtryskiwacze, zmieniając czas ich otwarcia. Zarówno czas otwarcia wtryskiwacza, jak i prędkość obrotowa (częstotliwość otwierania) były efektem algorytmu sterowania opartego o sterownik STAG 6 Premium i oprogramowanie kalibracyjne.



Rys. 7. Przepustowości wtryskiwaczy: a - REG I, b - REG II, c - KEIHIN, d - MAGICJET, e - VALTEK, f - nierównomierność dawkowania (n=760 obr/min)

Tabela 2. Nierównomierność dawkowania badanych wtryskiwaczy [%] (n=760 obr/min)

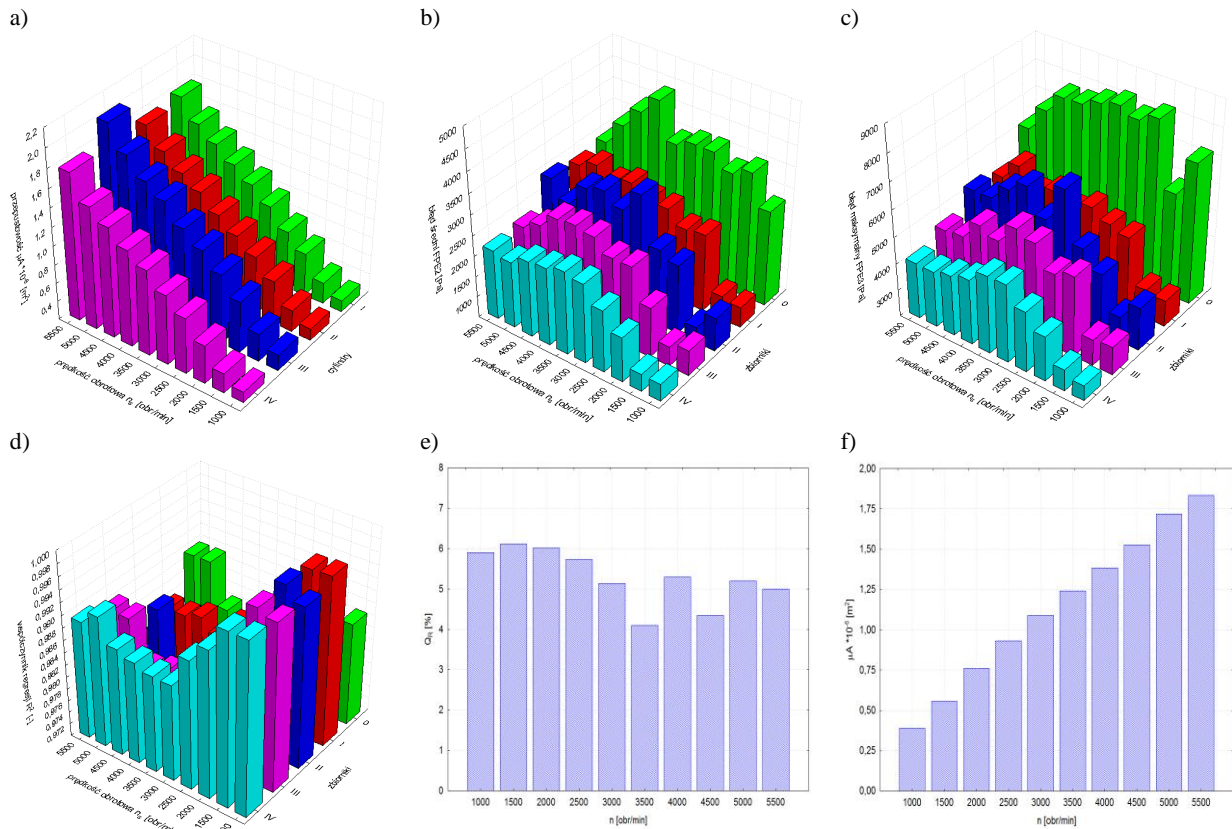
t_w [ms]	REG I	REG II	KEIHIN	MAGICJET	VALTEK
2,5	4,24	3,18	6,36	12,35	91,48
5	1,06	7,74	4,65	5,26	50,43
7,5	0,26	6,61	4,19	5,48	53,47
10	0,82	6,20	3,37	5,35	53,39
12,5	0,87	5,34	2,80	4,67	52,42
15	0,62	4,65	2,77	4,39	51,63
17,5	1,04	3,71	2,40	4,46	51,13
20	0,59	3,17	1,98	3,82	51,26

Wszystkie badania przeprowadzono w tych samych warunkach wymuszenia, powtarzając 3-krotnie. Charakterystyki wtryskiwaczy przedstawione na rys. 7a...e wykazują zależność przepustowości od czasu otarcia, a charakter jest w przybliżeniu liniowy. Z kolei nierównomierność Q_R różnie się układa w zależności od badanego obiektu. Dużą nierównomierność wyznaczono przy czasie otarcia 2,5 ms, dla MAGICJET ponad 12%, natomiast przeciwnie w przypadku REG II 3,18%. Najlepiej w badanej grupie wypadły wtryskiwacze KEIHIN i REGI. W zakresie (7,5...15)ms REG I charakteryzował się nierównomiernością poniżej 1%. Wtryskiwacze VALTEK, o znacznym stopniu zużycia, gdzie jeden z wtryskiwaczy ma ograniczony przepływ, wykazują wartość Q_R ok. 50%.

W drugim etapie badań poszukiwano korelacji pomiędzy prędkością obrotową, a równomiernością dawkowania, przy stałym czasie otarcia (6,2 ms). Do tego celu posłużyły wtryskiwacze REGII. Podobnie jak poprzednio widać niemal liniowy przyrost przepustowości w funkcji prędkości obrotowej.

Średnia nierównomierność ze wszystkich pomiarów wtryskiwaczy REGII, sięga 5,3 %. Oceniając jakościowo identyfikację, stwierdzono, iż błąd średni wyniósł $FPE2=24489Pa$, błąd maksymalny $FPE3=5165Pa$, a współczynnik regresji $R^2=0,9864$.

W chwili obecnej kompletowane są wtryskiwacze w różnych stanach zużycia eksploatacyjnego, celem oceny równomierności dawkowania, gdyż egzemplarze przedstawione w artykule służyły ocenie wstępnej i zasygnalizowaniu metody badań.



Rys. 8. Wyniki badań wtryskiwacza REG I: a - przepustowość, b - błąd średni identyfikacji FPE2 c - błąd maksymalny identyfikacji FPE3, d - współczynnik regresji R^2 , e - współczynnik nierównomierności dawkowania Q_R , f - ($t_w=6,2ms$)

Tabela 3. Nierównomierność dawkowania badanych wtryskiwaczy [%] (n=760 obr/min)

n [obr/min]	Q _R [%]	wartości uśrednione z 4 cylindrów			
		μA·10 ⁻⁶ [m ²]	FPE2 [Pa]	FPE3 [Pa]	R ² [-]
1000	5,90	0,33	1424,67	3889,06	0,9951
1500	6,11	0,44	1468,95	3530,04	0,9949
2000	6,01	0,67	2233,47	5182,54	0,9892
2500	5,73	0,85	2563,91	5356,75	0,9868
3000	5,14	1,01	2926,99	6154,39	0,9815
3500	4,10	1,16	2874,18	5804,49	0,9826
4000	5,29	1,32	3129,64	5766,08	0,9804
4500	4,34	1,45	2967,82	5630,33	0,9817
5000	5,19	1,60	2694,15	5334,84	0,9869
5500	5,00	1,83	2603,20	5005,44	0,9852

2. Podsumowanie

Przedstawiono problematykę nierównomierności dawkowania wtryskiwaczy LPG/CNG, gdzie do celów badawczych zbudowano prototypowe stanowisko, na bazie którego poprzez ocenę przepustowości poszczególnych wtryskiwaczy wchodzących w skład zestawu wyznacza się przedmiotową nierównomierność. Wstępnie zbadano wtryskiwacze fabrycznie nowe i będące w eksploatacji, w różnych stopniu zużycia pod kątem dawkowania przy jednej prędkości obrotowej i różnych czasach otwarcia. Stwierdzono, że w przypadku wtryskiwaczy nowych nierównomierność zawiera się w granicach (0,26...5)%, natomiast eksploatowanych, zależnie od zużycia (6...53)%.

W przypadku oceny dawkowania przy różnych prędkościach obrotowych i takim samym czasie otwarcia wtryskiwacza – nierównomierność wyniosła 5,3 %. W tym przypadku dokonano oceny jakościowej identyfikacji, stwierdzając, że błąd średni wyniósł 2449Pa, błąd maksymalny 5165Pa, a współczynnik regresji R²=0,98.

Przeprowadzone próby wykazały konieczność budowy map nierównomierności dawkowania, najlepiej w różnych stanach zużycia wtryskiwaczy, celem implementacji tych wartości do modułu sterowania układem LPG, minimalizując w ten sposób niekorzystny wpływ rozpatrywanego parametru na pracę silnika.

Obecnie jedynie instalacja LPG KME DIEGO wyposażona jest w oprogramowanie umożliwiające korekcję dawkowania wtryskiwaczy, silnika pracującego, w ramach czynności obsługowych.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

c	liczba cylindrów silnika
CNG	sprężony gaz ziemny
CO	tlenek węgla
CO ₂	dwutlenek węgla
FPE1	estymator
FPE2	błąd średni identyfikacji
FPE3	błąd maksymalny identyfikacji
H ₂ O	para wodna
l	liczba istotnych współczynników modelu
LPG	gaz skroplony
m	liczba punktów identyfikowanej krzywej
ṁ _{w1..4}	strumienie masowe powietrza [kg/s]
N ₂	azot
NO _x	tlenki azotu
P _{exp}	ciśnienie zarejestrowane
P _m	ciśnienie modelowe
P _o	ciśnienie powietrza w zbiorniku zasilającym [Pa]

p _{z1..4}	ciśnienie powietrza w zbiornikach napełnianych [Pa]
q _i	udziały poszczególnych wtryskiwaczy w zasilaniu
q _{sr}	średni udział w zasilaniu
R	stała gazowa [J/(kg·K)]
R ²	współczynnik regresji
T _o	temperatura powietrza otaczającego [K]
v _m	prędkość rozchodzenia się dźwięku w nieruchomym gazie [m/s]
V _{z1..4}	objętość zbiornika pomiarowego [m ³]
κ	wykładnik adiabaty
φ(σ)	bezwymiarowa funkcja przepływu
φ _{max} (σ)	wartość maksymalna funkcji St Venanta i Wantzela
σ	iloraz ciśnień (ciśnienie bezwymiarowe)
μA _{w1..4}	konduktancja (przepustowość) [m ²]
λ	współczynnik nadmiaru powietrza

Bibliography/Literatura

- [1] Czaban J., Szpica D.: Nachimowicz J., Comparison of SI car exhaust components emission in engines powered by petrol and LPG: [ref.], Polish Journal of Environmental Studies, Vol.16, nr 2A, s. 391-394, 2007.
- [2] Iwaszko J.: Wymiana ciepła podczas opróżniania zbiornika, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, Ciepłne Maszyny Przepływowe, z. 93, Łódź, 1998;
- [3] Kowalewicz A., Różycki A.: Analiza możliwości ubożego spalania Homogenicznych mieszanin paliwowo – powietrznych. KONMOT 1999.
- [4] Miatluk M. F., Avtuszek W. P.: Dynamika pniewmatischen i gidrawlicznych privodov avtomobiliej, Izd – wo Maszinstrojenije, Moskva, 1980.
- [5] Müller H.: Gemischbildung und Gemischverteilung bei Ottomotoren mit Vergaserbetriebe. MTZ 18, 1967.
- [6] Müller H.: Ursachen und Umfang der ungleichen Gemischverteilung an Mehrzylinder Ottomotoren. MTZ 9, 1967.
- [7] Pawlak G., Różycki Różycki.: Analiza wykresu indykatorowego silnika o zapłonie iskrowym zasilanego mieszkami ubogimi. KONMOT, 1996.
- [8] Rawski F.: Rozdział powietrza pomiędzy cylindry silnika wielocylindrowego. SILNIKI SPALINOWE NR 3-4, 1980;
- [9] Rawski F., Szpica D., Stanowisko do wyznaczania parametrów przepływu powietrza w układzie dolotowym tłokowego silnika o zapłonie iskrowym, Hydraulika i Pneumatyka, nr 2, s.20-26, 2005.
- [10] Rawski F., Szpica D., Wpływ nierównomierności pracy cylindrów silnika spalinowego na emisję toksycznych składników spalin oraz zużycie paliwa, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, Politechnika Warszawska, z. 4, s.159-168, 2004.
- [11] Rawski F.: Przepływ czynnika roboczego i jego rozdział w układzie dolotowym wielocylindrowego silnika spalinowego. Prace Naukowe, Mechanika z. 87 WPW, Warszawa 1984.
- [12] Skarpetowski B.: Diagnostyka i serwis wtryskiwaczy gazu, Jazda za grosze. Pismo o autogazie, nr 3/4 (46), Wydawnictwo G. Jarzyński i Spółka, Radzyń Chełmiński, 2009.
- [13] Szpica D.: Stanowisko do wyznaczania charakterystyk przepływowych wtryskiwaczy LPG, Przegląd Mechaniczny, nr 7/8, s. 17-21, 2011.
- [14] Szpica D., Czaban J.: Stanowisko do badań wtryskiwaczy paliwa benzynowego układu zasilania, *Acta Mechanica et Automatica*, Vol.3, nr 1, s. 101-103, 2009
- [15] Szpica D., Czaban J.: Porównanie klasycznych i alternatywnych układów zasilania silników na podstawie charakterystyk zewnętrznych, Przegląd Mechaniczny, nr 7/8, s. 26-31, 2009.
- [16] Szpica D., Czaban J.: Propozycja przyrządu do kontroli równomierności dawkowania wtryskiwaczy LPG, Pneumatyka, nr 4, s. 38-43, 2009.
- [17] Szpica D., Czaban J.: The assessment of external and operating indexes of LPG fueled engines, Combustion Engines, Nr 3, s. 68-75, 2011.
- [18] Tichy M.: Laufunruhe als Eingangsgrosse fur ein adaptives system der Mischungsverhältnisregelung von Ottomotoren. Slovak Technical University, Bratislava, 1994.
- [19] Zimmerman A. A. at all: Improved fuel distribution – A new role for gasoline additives Esso Reserch and Eng. Co, SAE Tr, 1972.
- [20] Dane producentów: REG, KEIHIN, MAGI-CJET, VALTEK, KME DIEGO

Mr Dariusz Szpica, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Bialystok University of Technology.

Dr inż. Dariusz Szpica – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.

e-mail: dszpica@pb.edu.pl

