ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2000
Seria: TRANSPORT z. 41 Nr kol. 1491

Marek FLEKIEWICZ
Grzegorz KUBICA

ZASILANIE WTRYSKOWE GAZEM ZIEMNYM – CNG. ANALIZA PRAWIDŁOWOŚCI DOBORU PARAMETRÓW UKŁADU WTRYSKOWEGO

Streszczenie. W pracy przedstawiono analizę prawidłowości doboru parametrów układu wtryskowego przystosowanego do zasilania silnika PERKINS AD3 152G sprężonym gazem ziemnym. Opierając się na wynikach badań modelowych i stanowiskowych sformułowano wymagania, jakie powinien spełniać układ wtryskowy. Określono charakterystykę dawkowania paliwa oraz częstotliwość i czas otwarcia wtryskiwaczy. Następnie dokonano obliczeń wymaganego wydatku wtryskiwacza i wybrano odpowiedni układ wtryskowy, który zapewnia spełnienie postawionych przed nim wymagań. Niniejsza praca stanowi teoretyczne opracowanie, które poprzedza praktyczne zastosowanie opisanego rozwiązania.

COMPRESSED NATURAL GAS (CNG) - INJECTION APPLIED TO COMBUSTION ENGINES

Summary. The analysis of selecting criterions of CNG injection system adapted to filling PERKINS AD3 152G engine was presented in this paper. The requirements for injection system ware formulated in the base on model calculations and stand tests results. This way, fuel efficiency profile and injector timing were determined. The counting of injector efficiency was included in the next stage of research and requisite finally suitable to engine requirements injections system was chose. These theoretical aspects presented in this paper go before a practical application described injection system.

1. WPROWADZENIE

Niniejsze opracowanie przedstawia wyniki badań modelowych i stanowiskowych silnika gazowego PERKINS AD 152G prowadzonych w Instytucie Transportu Politechniki Śląskiej. Przeprowadzone dotychczas badania pozwoliły między innymi na określenie wpływu zmiany rodzaju systemu zasilania na sprawność napełnienia silnika i moc efektywną silnika w przypadku, gdy system zasilania klasycznego jest zastąpiony wtryskiem gazu do kolektora dolotowego[1].

Znaczący wzrost tych parametrów był podstawą rozszerzenia zakresu badań, które między innymi obejmują określenie wymagań technicznych dla układu wtrysku paliwa gazowego, a w szczególności:

- maksymalnej dawki paliwa,
- częstotliwości i czasu otwarcia wtryskiwaczy,
- doboru wydatku wtryskiwacza.

Parametry te określono dokonując porównania maksymalnego wydatku wtryskiwacza z zapotrzebowaniem paliwa przez silnik, wynikającym z zapewnienia wymaganej mocy w określonych warunkach obciążenia silnika.

2. JEDNOSTKOWE ZUŻYCIE PALIWA I MOC BADANEGO SILNIKA

2.1. Charakterystyka silnika gazowego i własności paliwa

Podstawę obliczeń modelowych stanowiły następujące własności fizykochemiczne paliwa gazowego oraz parametry silnika:

Tabela 1

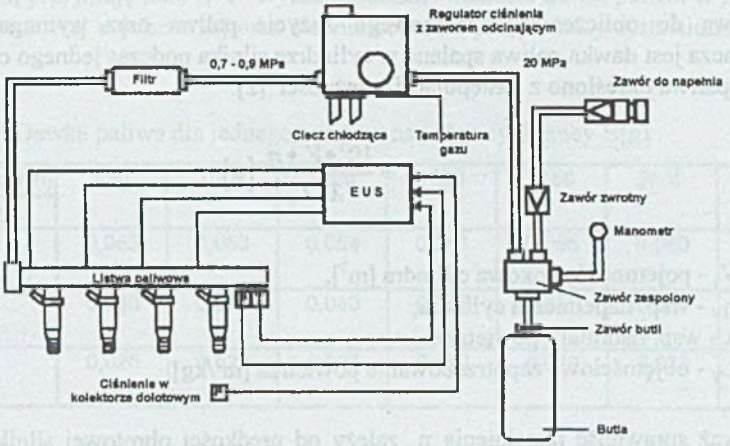
Dane odnośnie do silnika i zastosowanego paliwa gazowego

silnik: **PERKINS AD3.152G**

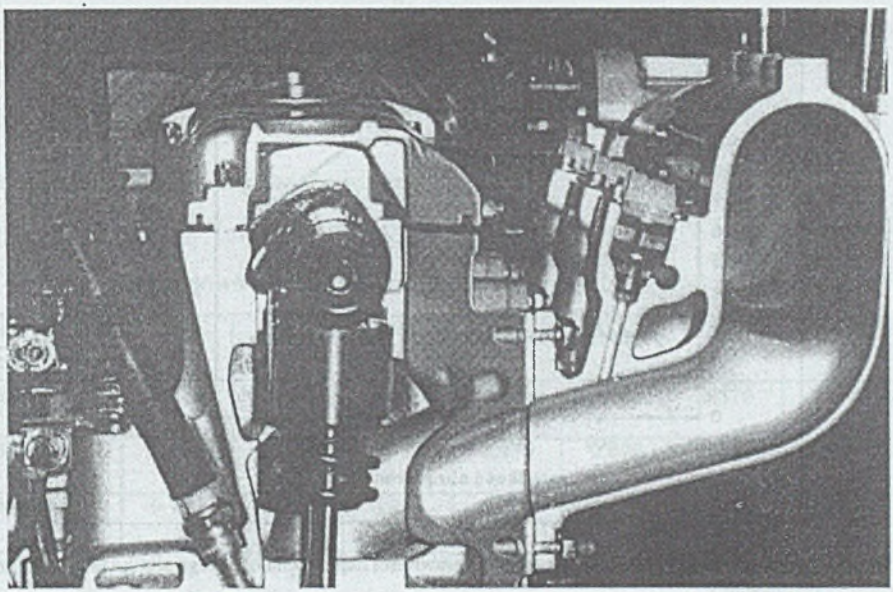
Nazwa wielkości	Symbol	Wartość	Jednostka
Liczba cylindrów	i	3	
Objętość skokowa cylindra	Vs	0,000834	m3
Otwarcie zaworu ssącego	fi0	137	' przed GMP
Zamknięcie zaworu ssącego	fi1	134	' po GMP
Stopień sprężania	eps	9,5	

paliwo: **sprężony gaz ziemny (CNG)**

Nazwa wielkości	Symbol	Wartość	Jednostka
Udział masowy wodoru	h	0,25	
Molowe zapotrzebowanie pow.	Lm	0,609	kmol/kg
Obj. Zapotrzebowanie powietrza	Lv	13,45	m3/kg
Masa cząsteczkowa miesz.	Mu	28,63	kg/kmol
Masa cząsteczkowa spalin	Mb	27,45	kg/kmol
Wartość opałowa miesz.stech.	Wu	3,4	MJ/m3
Wartość opałowa paliwa	Wd	35,8	MJ/m3
Wartość opałowa paliwa	Wd	49,93	MJ/kg
Gęstość gazu ziemnego (101,3 kPa;0'C)	Ro	830	g/m3



Rys. 1. Schemat zastosowanego układu wtryskowego
Fig. 1. The scheme of used injection system



Rys. 2. Przekrój kolektora dolotowego z zabudowanymi wtryskiwaczami CNG
Fig. 2. Section of inlet manifold with CNG injectors

2.2. Dawka paliwa przypadająca na jeden cykl/cylinder

Podstawą do obliczenia jednostkowego zużycia paliwa oraz wymaganego wydatku wtryskiwacza jest dawka paliwa spalana w cylindrze silnika podczas jednego cyklu. Wielkość tej dawki paliwa określono z następującej zależności [2]:

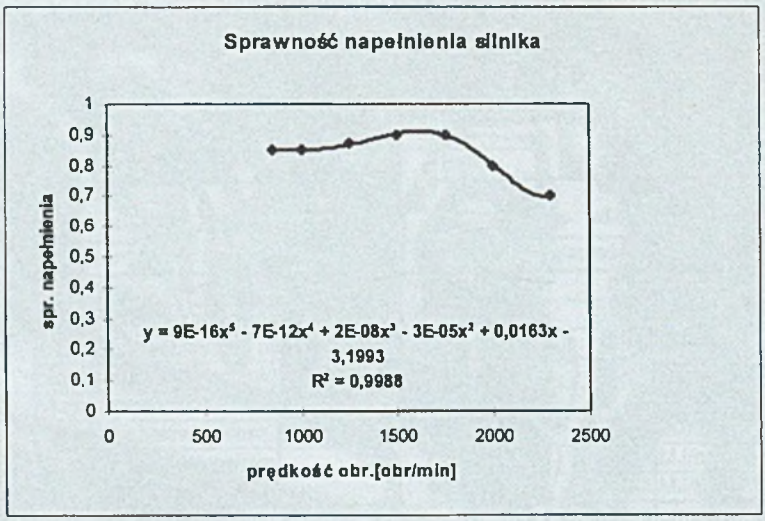
$$B = \frac{10^3 * V_s * \eta_v}{\lambda * L_v} [g] \tag{1}$$

gdzie:

V_s - pojemność skokowa cylindra [m^3],
η_V - wsp. napełnienia cylindra,
λ - wsp. nadmiaru powietrza,
L_V - objętościowe zapotrzebowanie powietrza [m^3/kg].

Ponieważ sprawność napełnienia η_v zależy od prędkości obrotowej silnika, stąd też dla silnika PERKINS AD3.152G charakterystykę η_v=f(n) wyznaczono na podstawie wyników wcześniejszych badań stanowiskowych tego silnika (rys 3.)[l, 3]. Aproksymowane wyniki, uzyskane przy pełnym otwarciu przepustnicy, opisano następującym wielomianem:

$$\eta_v = 9*10^{-16}*n^5 - 7*10^{-12}*n^4 + 2*10^{-8}*n^3 - 3*10^{-5}*n^2 + 0{,}0163*n - 3{,}1993 \tag{2}$$



Rys. 3. Wpływ prędkości obrotowej na zmianę sprawności napełnienia badanego silnika przy pełnym otwarciu przepustnicy

Fig. 3. The function of filling ratio in depend on engine speed when throttle is full open

Współczynnik nadmiaru powietrza przy założeniu zasilania silnika mieszaniną stechiometryczną przyjmuję jako $\lambda=1$. Wyniki obliczeń wielkości dawki paliwa w zależności od prędkości obrotowej **n [obr/min]** oraz stopnia otwarcia przepustnicy zestawiono w tabeli 2.

Tabela 2

Dawka paliwa dla jednego cylindra na jeden cykl pracy B[g]

Prędkość obr[obr/min] / Otw. przepustnicy	850	1000	1250	1500	1750	2000	2300
pełne	0,053	0,053	0,054	0,056	0,056	0,050	0,043
3/4	0,040	0,040	0,040	0,042	0,042	0,037	0,033
połowa	0,026	0,026	0,027	0,028	0,028	0,025	0,022

2.3. Sekundowe i godzinowe zużycie paliwa

Maksymalny wydatek wtryskiwacza jest zazwyczaj określany w [g/s]. Stąd też, korzystając z wyników zawartych w tabeli 2, obliczono zapotrzebowanie paliwa w ciągu sekundy, dla jednego cylindra.

$$G_s = \frac{B*n}{120}\left[g/s\right] \tag{3}$$

gdzie:

n - prędkość obrotowa silnika [obr/min].

Uzyskane wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 3.

Tabela 3

Sekundowe zużycie paliwa dla jednego cylindra G_s[g/s]

Prędkość obr[obr/min] / Otw. przepustnicy	850	1000	1250	1500	1750	2000	2300
pełne	0,373	0,439	0,549	0,659	0,769	0,878	1,010
3/4	0,280	0,329	0,412	0,494	0,576	0,659	0,758
połowa	0,187	0,220	0,275	0,329	0,384	0,439	0,505

Godzinowe zużycie paliwa dla całego silnika, które pozwala na określenie średniego jednostkowego zużycia paliwa (g_e), obliczono wykorzystując zależność (4)

$$G_h = 3600 * G_s * i\left[g/h\right] \tag{4}$$

gdzie:

i - liczba cylindrów silnika.

Tabela 4

Godzinowe zużycie paliwa przez silnik G_h [g/h]

Prędkość obr[obr/min] / Otw. przepustnicy	850	1000	1250	1500	1750	2000	2300
pełne	0,373	0,439	0,562	0,698	0,814	0,827	0,832
3/4	0,280	0,329	0,421	0,523	0,610	0,620	0,624
połowa	0,187	0,220	0,281	0,349	0,407	0,413	0,416

2.4. Moc efektywna badanego silnika

Wyniki obliczeń symulacyjnych mocy silnika (modelu matematycznego [4]), zestawiono w tabeli 5. Natomiast na rysunku 5 przedstawiono wyniki graficznie w funkcji prędkości obrotowej.

Tabela 5

Moc efektywna silnika Ne [kW] zasilanego CNG w całym zakresie prędkości obrotowej

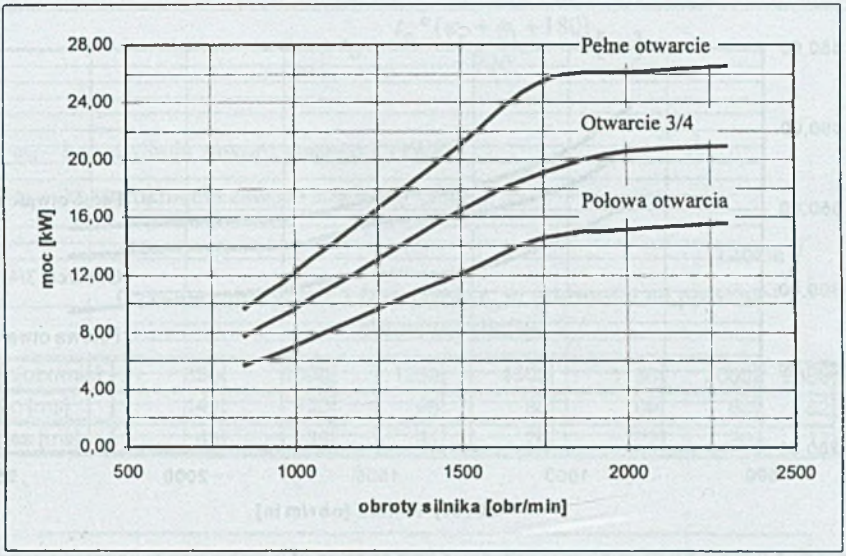
Prędkość obr[obr/min] / Otw. przepustnicy	850	1000	1250	1500	1750	2000	2300
pełne	9,73	12,23	16,63	21,10	25,52	26,04	26,50
3/4	7,76	9,72	13,08	16,50	19,13	20,57	20,91
połowa	5,70	7,10	9,69	12,11	14,58	15,10	15,65

2.5. Jednostkowe zużycie paliwa

$$g_e = \frac{G_h}{N_e}\left[g/kWh\right] \tag{5}$$

gdzie:

Ne - moc efektywna silnika [kW].



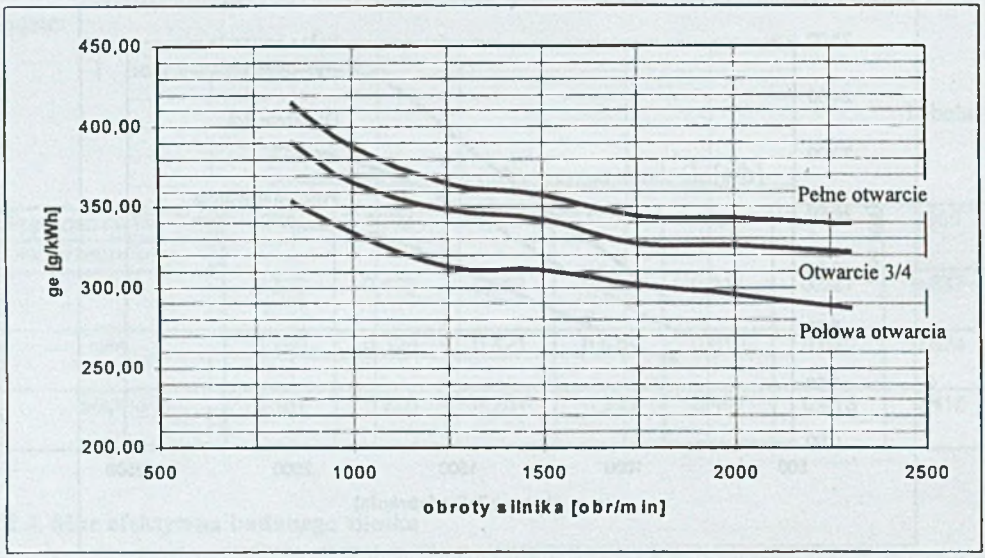
Rys. 4. Moc silnika obliczona dla różnych stopni otwarcia przepustnicy
Fig. 4. The engine power in dependent on variable throttle opening ratio

Uzyskane wyniki obliczeń mocy silnika umożliwiły określenie jednostkowego zużycia paliwa w całym zakresie prędkości obrotowej silnika dla różnych stopni otwarcia przepustnicy. Uzyskane wartości g_e przedstawiono w tabeli 6, natomiast charakterystykę jednostkowego zużycia paliwa zilustrowano na wykresie (rys.5).

Tabela 6

Wartości jednostkowego zużycia paliwa g_e[g/kWh] dla różnych stopni otwarcia przepustnicy

Prędkość obr[obr/min] / Otw. przepustnicy	850	1000	1250	1500	1750	2000	2300
pełne	414,39	387,86	364,94	357,06	344,42	342,90	339,05
3/4	389,69	366,02	347,99	342,45	327,48	325,56	322,27
połowa	353,69	334,05	313,16	311,06	301,43	295,66	287,06



Rys. 5. Charakterystyka jednostkowego zużycia paliwa g_e [g/kWh]
Fig. 5. The specific consumption fuel profile

3. OKREŚLENIE WYMAGANEGO WYDATKU WTRYSKIWACZA

3.1. Teoretyczny czas wtryskiwania paliwa

Określenie zapotrzebowania na paliwo przez badany silnik pozwoliło ustalić wymagany wydatek dobieranego wtryskiwacza. Określenie wydatku wtryskiwacza poprzedzono jednak analizą czasu trwania fazy wtrysku paliwa. Czas trwania pełnego obiegu jest uzależniony od prędkości obrotowej silnika:

$$t_c = \frac{6 * 10^4 * \tau}{n} [ms] \tag{6}$$

gdzie:

τ - liczba obrotów wału korbowego na jeden cykl (dla czterosuwowych τ=2).

Teoretycznie, jako maksymalny czas, w którym paliwo może być wtryskiwane, przyjmuje się czas, w którym pozostaje otwarty zawór ssący (czas otwarcia zaworu ssącego t_{ss}). Kąty otwarcia i zamknięcia zaworu ssącego badanego silnika przedstawiono w tabeli 1. Uwzględniając kąty: otwarcia i zamknięcia oraz czas trwania cyklu t_c, można określić czas trwania fazy ssania. Czas trwania cyklu i fazy ssania (6,7) dla wybranych prędkości obrotowych silnika przedstawiono w tabeli 7. Fazy rozrządu w czasie trwania cyklu zilustrowano na rysunku 6.

$$t_{ss} = \frac{t_c * (\varphi_o + \varphi_1 + 180)}{720} [ms] \quad (7)$$

gdzie:

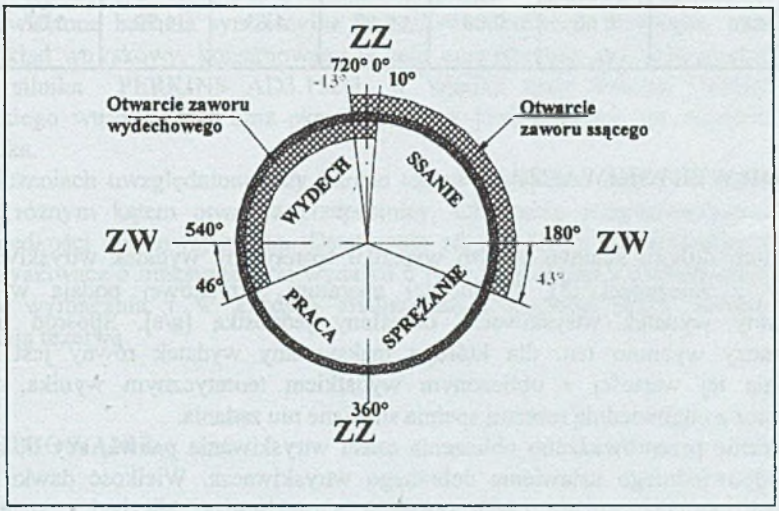
φ_0 – kąt otwarcia zaworu ssącego [°OWK].

φ_1 – kąt zamknięcia zaworu ssącego [°OWK].

Tabela 7

Czas trwania cyklu t_c i fazy ssania t_{ss} w zależności od prędkości obrotowej silnika

n[obr/min]	850	1000	1250	1500	1750	2000	2300
tc [ms]	141	120	96	80	69	60	52
tss [ms]	46	39	31	26	22	20	17



Rys. 6. Fazy rozrządu silnika PERKINS AD3.152G
Fig. 6. The valve timing of PERKINS AD3.152G

3.2. Teoretyczny wydatek wtryskiwacza

Podstawą określenia teoretycznego wydatku wtryskiwacza jest założenie, że w czasie otwarcia zaworu ssącego t_{ss} ,do kanału dolotowego jest wtryskiwana dawka paliwa **B** potrzebna do przygotowania porcji mieszanki spalanej w jednym cylindrze podczas jednego cyklu pracy. Teoretyczny masowy wydatek wtryskiwacza wyznaczono dzieląc dawkę paliwa przez czas, w którym jest wtryskiwana. Wielkość dawki paliwa przyjęto z tabeli 2.

$$\dot{m}_{tw} = \frac{10^3 * B}{t_{ss}} [g/s] \tag{8}$$

Ponieważ przedział czasowy przeznaczony na wtryskiwanie paliwa jest zależny od prędkości obrotowej, więc teoretyczny wydatek wtryskiwacza $\dot{m}_{tw}$ uwzględnia również tę zależność.

Tabela 8

Teoretyczny wydatek wtryskiwacza $\dot{m}_{tw}$ [g/s]

Prędkość obr[obr/min]	850	1000	1250	1500	1750	2000	2300
Otw. przepustnicy							
pełne	1,17	1,37	1,71	2,06	2,40	2,74	3,15
3/4	0,87	1,03	1,29	1,54	1,80	2,06	2,37
połowa	0,58	0,69	0,86	1,03	1,20	1,37	1,58

4. DOBÓR WTRYSKIWACZA

Kryterium doboru stanowi w tym wypadku teoretyczny wydatek wtryskiwacza $\dot{m}_{tw}$, obliczony z zależności (8). Producenci aparatury wtryskowej podają w katalogach maksymalny wydatek wtryskiwacza określony jednostką [g/s]. Spośród oferowanych wtryskiwaczy wybrano ten, dla którego maksymalny wydatek równy jest 6 [g/s]. Z porównania tej wartości z obliczonym wydatkiem teoretycznym wynika, że dobrany wtryskiwacz z odpowiednią rezerwą spełnia stawiane mu zadania.

Ostatecznie przeprowadzono obliczenia czasu wtryskiwania paliwa, aby dokonać w ten sposób odpowiedniego ustawienia dobranego wtryskiwacza. Wielkość dawki paliwa jest regulowana poprzez zmianę czasu otwarcia wtryskiwacza. Niezbędne staje się, więc określenie czasu wtryskiwania paliwa w różnych warunkach pracy badanego silnika. Czas potrzebny na podanie dawki paliwa **B**, niezbędnej do przygotowania stechiometrycznej porcji mieszanki dla jednego cylindra na jeden cykl, dla dobranego wtryskiwacza jest następujący:

$$t_w = \frac{10^3 * B}{\dot{m}_w} [ms] \tag{9}$$

gdzie:

$\dot{m}_w$ = 6 [g/s] - maksymalny wydatek dobranego wtryskiwacza.

Tabela 9

Rzeczywisty czas wtrysku t_w [ms]

Prędkość obr[obr/min]	850	1000	1250	1500	1750	2000	2300
Otw. przepustnicy							
pełne	8,78	8,78	8,99	9,30	9,30	8,27	7,23
3/4	6,59	6,59	6,74	6,98	6,98	6,20	5,43
połowa	4,39	4,39	4,50	4,65	4,65	4,13	3,62

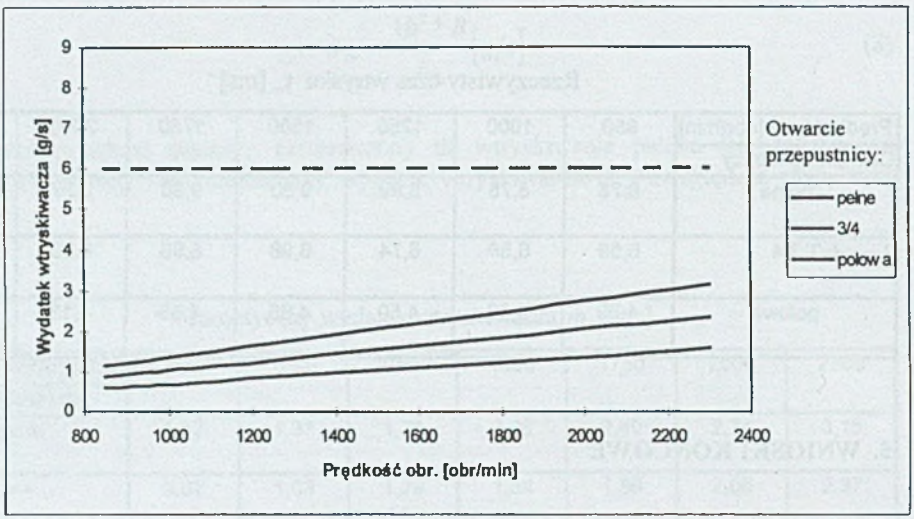
5. WNIOSKI KOŃCOWE

Przeprowadzone badania symulacyjne umożliwiły określenie wymagań, jakie powinien spełniać układ wtryskowy, konstruowany w celu wtryskowego zasilania sprężonym gazem ziemnym silnika PERKINS AD3.152G. W wyniku tych obliczeń dokonano doboru odpowiedniego wtryskiwacza oraz określono czasy jego otwarcia dla różnych warunków pracy silnika.

W obliczeniach uwzględniono trzy bardzo charakterystyczne stopnie obciążenia silnika, określone różnym kątem otwarcia przepustnicy. Obliczenia przeprowadzono dla całego zakresu prędkości obrotowej silnika. Ostatecznie zdecydowano, że najbardziej odpowiedni będzie wtryskiwacz o maksymalnym wydatku 6 [g/s]. Spełnia on z naddatkiem określone w badaniach wymagania i w każdym analizowanym punkcie pracy silnika dysponuje odpowiednią rezerwą.

6. PODSUMOWANIE

Celem prowadzonych badań symulacyjnych był dobór odpowiedniego układu wtryskowego sprężonego gazu ziemnego dla silnika PERKINS AD3.152G. Określono wymagania, jakie musi zapewnić wybrany układ oraz na ich podstawie dokonano wyboru wtryskiwacza. Potwierdzono, że parametry wybranego układu są odpowiednie w każdym punkcie pracy badanego silnika. Przeprowadzone rozważania opisano krok po kroku, a wyniki obliczeń przedstawiono w tabelach i na wykresach. Ponadto możliwe było określenie przewidywanego średniego jednostkowego zużycia paliwa dla badanego silnika (rys.5).



Rys.7. Porównanie wymaganego wydatku wtryskiwacza z wartością rzeczywistą dobranego wtryskiwacza
Fig. 7. The comparison trends of required injector efficient and real selected injector efficient

Literatura

1. Dykier M., Flekiewicz M., Kubica G.: Wybrane problemy adaptacji silników spalinowych do zasilania paliwem gazowym. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej M.-5/98. Kraków 1998.
2. Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. WKŁ, Warszawa 1983.
3. Flekiewicz M., Dykier M.: Badania silnika gazowego AD 152.3 przystosowanego do zasilania paliwem gazowym. NB-/36/97.
4. Kubica G.: Silnik gazowy zasilany wtryskowo - studium analityczne. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, ser. Transport, z.30. Gliwice 1998.
5. Flekiewicz M., Wilk K., Kubica G.: CNG injection system for combustion engines. Materiały konferencyjne 16th International symposium on combustion processes, Kazimierz Dolny, sierpień 1999.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Kazimierz Golec

Abstract

The main purpose of carried research was the selection of injection system suitable due to Perkins AD3.152G CNG powered, gas engine. That research made it possible to define the requirements that chosen system must comply with. In accordance to those requirements, injector selection was also completed.

After having completed this stage of research, it was possible to check all the parameters of prepared for stand tests – injection system with the results of calculations. The whole system same as a single injector complies with requirements results from those calculations.