Grzegorz KUBICA

SILNIK GAZOWY ZASILANY WTRYSKOWO – STUDIUM ANALITYCZNE

Streszczenie. W pracy przedstawiono analizę parametrów pracy silnika gazowego PERKINS AD3. 152G zasilanego wtryskowo ciekłą mieszaniną propanu-butanu. Uwzględniając różne warunki pracy silnika, określono wpływ parametrów konstrukcyjnych oraz nowego systemu zasilania na temperaturę i ciśnienie oraz moc indykowaną badanego silnika.

FUEL INJECTION SYSTEM FOR GAS ENGINE – ANALYTICAL STUDY

Summary. The analysis of working parameters of PERKINS AD3. 152G gas engine has been presented in this paper. The influence of engine construction parameters and new injection system for temperature, pressure and engine power was explained.

1.WPROWADZENIE

W Instytucie Transportu Politechniki Śląskiej jest realizowany program badań silników zasilanych ciekłą mieszaniną propanu i butanu. Program obejmuje badanie silników ZI oraz adaptowanych silników ZS stosowanych do napędu:

- samochodów osobowych,
- autobusów,
- maszyn transportowych.

Niniejsze opracowanie przedstawia procedurę i wyniki badań symulacyjnych przeprowadzonych dla silnika PERKINS AD3.152G. Silnik ten jest wersją silnika wysokoprężnego PERKINS AD3.152 przystosowanego do zasilania wtryskowego gazem. Przeprowadzone badania symulacyjne mają na celu określenie przebiegu zmian temperatury i ciśnienia w cylindrze podczas pracy silnika, oraz jego mocy. Uzyskane wyniki pomogą w

określeniu optymalnych nastaw silnika, oraz w przygotowaniu badań stanowiskowych, w tym również badań hamownianych.

Zakres badań obejmuje pracę silnika przy zmieniających się wartościach:

- prędkości obrotowej,
- kąta wyprzedzenia zapłonu,
- stopnia sprężania,
- współczynnika nadmiaru powietrza.

2. ZASTOSOWANIE DO BADAŃ MODELU MATEMATYCZNEGO

W pierwszej fazie badań jest wykorzystywany program komputerowy realizujący model matematyczny. Szkielet tego modelu został opracowany na Politechnice Krakowskiej [1]. Jego uniwersalna konstrukcja pozwala śledzić pracę dowolnego silnika czterosuwowego podczas sprężania, spalania i rozprężania ładunku.

Możliwość stosowania tego modelu dla danego określonego silnika jest uwarunkowana doborem zależności opisujących poszczególne funkcje. Funkcje te opisują zjawiska termodynamiczne zachodzące w silniku i są uzależnione od rodzaju paliwa, parametrów konstrukcyjnych silnika, oraz od sposobu zasilania tego silnika. Wszystkie wyszczególnione funkcje trzeba w następnej kolejności opisać wzorami, które odpowiadają sytuacji panującej w konkretnym silniku. Jako wynik obliczeń modelu matematycznego otrzymujemy zależności temperatury i ciśnienia od kąta obrotu wału korbowego.

3.INFORMACJE O MODELU

Wykorzystywany w tym opracowaniu model śledzi obieg pracy silnika uwzględniając wszystkie zjawiska zachodzące w cylindrze. Analizie jest poddana ta część obiegu, która obejmuje grupę zjawisk zachodzących w cylindrze przy zamkniętych zaworach. Z tego okresu można wyodrębnić procesy : sprężania, spalania, rozprężania.

Sprężanie zaczyna się w chwili zamknięcia zaworu dolotowego. Punkt rozgraniczający sprężanie od spalania nie odpowiada kątowi wyprzedzenia zapłonu. Jest on opóźniony o okres spalania utajonego. Umownie jako koniec spalania przyjmuje się kąt, dla którego temperatura osiąga najwyższą wartość. Proces rozprężania kończy się w chwili otwarcia zaworu wylotowego. Całość analizowanego przebiegu jest podzielona na przedziały w funkcji kąta obrotu wału korbowego (dφ).



Rys.1. Schemat wymiany energii w cylindrze silnika Fig.1. Energy exchange scheme in the engine cylinder

W skład bilansu energii silnika spalinowego wchodzą następujące elementy :

dQ_w - elementarna wymiana ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a ściankami przestrzeni roboczej

$$dQ_{*}=f[P(\phi),T(\phi),c(\phi)]*F(\phi)*[T(\phi)-T_{*}]d\phi$$
(1)

f[P(φ),T(φ),c(φ)] - funkcja wymiany ciepła określana przez ciśnienie, temperaturę i prędkość tłoka;

F(φ) - funkcja powierzchni ścian przestrzeni roboczej;

 T_s - temperatura ścianki cylindra. Wartość funkcji określającej temperaturę ścianki cylindra zmienia się w ciągu całego obiegu zaledwie o kilka stopni, dlatego wielu autorów prac na ten temat proponuje przyjąć stałą wartość temperatury ścianki cylindra.

dQ_s - ciepło wydzielające się na skutek spalania,

$$\mathbf{dQ}_{s} = \mathbf{B}^{*} \mathbf{W}^{*} \mathbf{dx}(\boldsymbol{\varphi}) \tag{2}$$

B - wielkość dawki paliwa;

W - wartość opałowa mieszanki;

 $dx(\phi)$ - zmiana udziału spalonego paliwa;

dL - praca wykonywana przez czynnik nad przesunięciem tłoka,

$$\mathbf{dL} = \mathbf{P}(\boldsymbol{\varphi}) \, \mathbf{dV}(\boldsymbol{\varphi}) \tag{3}$$

P(φ) - funkcja ciśnienia panującego w przestrzeni roboczej;

dV(φ) - funkcja zmiany objętości;

dU - zmiana energii wewnętrznej czynnika,

$$U = \mathbf{M}(\boldsymbol{\varphi})^* \mathbf{M}_{CV}(\boldsymbol{\varphi})^* \mathbf{T}(\boldsymbol{\varphi}), \qquad (4)$$
$$\mathbf{M}(\boldsymbol{\varphi}) = \boldsymbol{\beta}(\boldsymbol{\varphi})^* \mathbf{M}_0 \qquad (5)$$

 $M(\phi)$ - funkcja ilości liczby kilomoli czynnika roboczego;

 $\beta(\phi)$ - bieżący współczynnik zmiany liczby moli;

Mo - początkowa liczba kilomoli czynnika roboczego;

 $M_{CV}(\phi)$ - funkcja molowego ciepła właściwego czynnika roboczego.

Bilans energii ładunku zamkniętego w cylindrze przybiera postać :

$$d\mathbf{Q}_{s} - d\mathbf{Q}_{w} - d\mathbf{U} - d\mathbf{L} = 0 \tag{6}$$

Po podstawieniu funkcji składowych otrzymujemy wzór :

$$\mathbf{B}^{*}\mathbf{W}^{*}[\mathbf{x}(\boldsymbol{\varphi})-\mathbf{x}(\boldsymbol{\varphi}_{0})] - \int_{\boldsymbol{\varphi}_{0}}^{\boldsymbol{\varphi}} d\mathbf{Q}_{w} - [\mathbf{U}(\boldsymbol{\varphi})-\mathbf{U}(\boldsymbol{\varphi}_{0})] - \int_{\boldsymbol{\varphi}_{0}}^{\boldsymbol{\varphi}} \mathbf{P}(\boldsymbol{\varphi})^{*}d\mathbf{V}(\boldsymbol{\varphi}) = \mathbf{0}$$
(7)

Z równania stanu gazów otrzymujemy :

$$\int_{\varphi^0}^{\varphi} \mathbf{P}(\phi)^* d\mathbf{V}(\phi) = \underset{\varphi^0}{\mathsf{R}} \int_{\varphi^0}^{\phi} \frac{\mathbf{M}(\phi)^* \mathbf{T}(\phi)}{\mathbf{V}(\phi)} * \frac{d\mathbf{V}(\phi)}{d\phi} d\phi$$
(8)

Równanie spalania :

$$\mathbf{B}^{*}\mathbf{W}^{*}[\mathbf{x}(\phi)-\mathbf{x}(\phi_{0})] \xrightarrow{\phi_{0}} \int_{\phi_{0}}^{\phi} \{ \mathbf{f}[\mathbf{P}(\phi),\mathbf{T}(\phi),\mathbf{c}(\phi)]^{*}\mathbf{F}(\phi)^{*}[\mathbf{T}(\phi)-\mathbf{T}_{s}] \} d\phi =$$

$$= \mathbf{M}(\varphi)^* \mathbf{M}_{\mathrm{CV}}(\varphi)^* \mathbf{T}(\varphi) - \mathbf{M}_0^* \mathbf{M}_{\mathrm{CV0}}^* \mathbf{T}_0 + \mathbf{R} \int_{\varphi^0}^{\varphi} \frac{\mathbf{M}(\varphi)^* \mathbf{T}(\varphi)}{\mathbf{V}(\varphi)} \frac{d\mathbf{V}(\varphi)}{d\varphi} d\varphi$$
(9)

Równanie dla sprężania :

$$\int_{\varphi^0}^{\varphi} \{ \mathbf{f}[\mathbf{P}(\varphi), \mathbf{T}(\varphi), \mathbf{c}(\varphi)]^* \mathbf{F}(\varphi)^* [\mathbf{T}(\varphi) - \mathbf{T}_s] \} d\varphi + \mathbf{M}_0 [\mathbf{M}_{\mathrm{CVm}}(\varphi)^* \mathbf{T}(\varphi) - \mathbf{M}_{\mathrm{CV0}}^* \mathbf{T}_0] +$$

$$+ \mathbf{R} \int_{\varphi 0}^{\varphi} \frac{\mathbf{M}(\varphi) * \mathbf{T}(\varphi)}{\mathbf{V}(\varphi)} * \frac{\mathbf{d} \mathbf{V}(\varphi)}{\mathbf{d} \varphi} = \mathbf{0}$$
(10)

Równanie dla rozprężania :

$$B^*W^*[\mathbf{x}(\phi)-\mathbf{x}(\phi_k)] \xrightarrow{\phi} \{ \mathbf{f}[\mathbf{P}(\phi),\mathbf{T}(\phi),\mathbf{c}(\phi)]^*\mathbf{F}(\phi)^*[\mathbf{T}(\phi)-\mathbf{T}_s] \} d\phi - \mathbf{M}_0^*\beta_{max} * [\mathbf{M}_{CV_{SP}}(\phi)^*\mathbf{T}(\phi) - \mathbf{M}_{CV_0}^*\mathbf{T}_0] - \mathbf{R} \int_{\phi^0}^{\phi} \frac{\mathbf{M}(\phi)^*\mathbf{T}(\phi)}{\mathbf{V}(\phi)} * - \frac{\mathbf{d}\mathbf{V}(\phi)}{\mathbf{d}\phi} d\phi = 0$$
(11)

W procesach sprężania i rozprężania nie zmienia się liczba moli czynnika i wynosi: dla sprężania $M(\phi) = M_0$, a dla rozprężania $M(\phi) = \beta_{max} * M_0$, gdzie β_{max} oznacza maksymalny współczynnik liczby moli. Natomiast spalanie odbywa się, gdy $x(\phi) \neq 0$ i gdy $x(\phi_0) \neq 0$. Z równań opisujących poszczególne procesy jest eliminowane ciśnienie. Tym samym pozostaje tylko jedna niewiadoma - temperatura.

Temperaturę spełniającą równanie dla każdego kąta OWK obliczamy stosując metodę bisekcji. Procedura tej metody jest następująca. Obliczenia prowadzi się dla poszczególnych wartości kąta OWK. Zakłada się pewien zakres temperatur $\langle T_1, T_2 \rangle$, w którym szuka się rozwiązania. Bisekcja oblicza w końcach przedziału temperatur wartość badanej funkcji. Interesująca nas temperatura, ta która jest rozwiązaniem, daje wartość funkcji mniejszą od założonej dokładności ε , bliską zero.

$|\mathbf{f}(\mathbf{T}_n)| < \varepsilon$

Po obliczeniu wartości funkcji dla T_1 i T_2 są one porównywane ze sobą. Jeżeli ich znak jest taki sam, to bisekcja jest przerywana, gdyż pozwala ona szukać tylko jednego pierwiastka. A sytuacja gdy na końcach przedziału funkcja przyjmuje taki sam znak, świadczy o tym, że w przedziałe są dwa pierwiastki (właściwie parzysta liczba pierwiastków), lub nie ma żadnego pierwiastka. Jeżeli natomiast wartości funkcji na końcach przedziału mają przeciwne znaki, to badany zakres temperatur jest dzielony na połowę. Badana jest następnie wartość funkcji dla T_3 i porównywana z wartościami dla T_1 i T_2 , a właściwie porównywane są znaki. Następnie brany jest do dalszego rozpatrywania przedział, dla którego krańcowe temperatury dają wartości funkcji o przeciwnych znakach.



Rys.2. Przykład wyznaczania temperatury w zastosowanej metodzie obliczeń Fig.2. An example of temperature determining in used counting method

W podanym przykładzie $\langle T_3; T_2 \rangle$, ponieważ :

$$f(T_3) < 0; f(T_2) > 0$$

Taka metodyka postępowania daje pewność, że szukana temperatura zawiera się w badanym przedziale. Postępując w ten sposób przedział stale się zawęża i na bieżąco wartości funkcji dla kolejnych temperatur są porównywane z założoną dokładnością ε.

Temperatura, która jest rozwiązaniem dla kąta φ_i , staje się temperaturą początkową dla kąta φ_{i+1} i procedura obliczeń przebiega ponownie znajdując rozwiązanie dla tego kąta. W ten sposób badany jest cały przedział kątowy (φ_0 ; φ), w którym zachodzą procesy : sprężania, spalania i rozprężania.

4. WYNIKI BADAŃ. ANALIZA I PREZENTACJA

Przeprowadzono badania zmieniając stopień sprężania silnika (ϵ), prędkość obrotową (n), kąt wyprzedzenia zapłonu (kWz) oraz współczynnik nadmiaru powietrza (λ). Parametry zmieniają się w podanych granicach:

 $n \in (850, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000, 2300)$

 $\varepsilon \in (9; 9, 5; 10; \dots 12)$

 $\lambda \in (0,8; 0,9; \dots 1,3)$

kWz - zależy od prędkości obrotowej silnika, a jego wartości zawiera tabela.

n[^{obr} / _{min}]	kWz [°]			
850	5, 10, 15			
1000	15, 20, 25			
1250	15, 20, 25			
1500	20, 25, 30			
1750	20, 25, 30, 35			
2000	20, 25, 30, 35			
2300	25, 30, 35			

- Rys.3. Wybrane, na podstawie ch-ki regulatora, kąty wyprzedzenia zapłonu dla badanych prędkości obrotowych silnika;
- Fig.3. Selected advance ignition based on regulator characteristic for tested engine speed







Rys.5. Przebiegi temperatury w zależności od kąta wyprzedzenia zapłonu Fig.5. Temperature traces depend on spark advance angle



Ciśnienie

Rys.6. Przebiegi ciśnienia w zależności od kąta wyprzedzenia zapłonu Fig.6. Pressure traces depend on spark advance angle

Dla każdej kombinacji tych zmiennych otrzymano wartości temperatury i ciśnienia, jakie występują w cylindrze silnika podczas jego pracy. Na podstawie danych tabelarycznych budujemy wykresy, które wskazują nam pierwsze zależności i zmiany, jakie występują zmieniając kąt wyprzedzenia zapłonu.

Zmiana kąta wyprzedzenia zapłonu ma charakterystyczny wpływ na przebieg tych wartości. Jest to widoczne zwłaszcza na wykresie ciśnienia. Uzyskane przyrosty ciśnienia w funkcji kąta OWK umożliwiają określenie zakresu możliwych zmian kąta wyprzedzenia zapłonu. Tabele poniżej zawierają wartości szczytowe temperatury i ciśnienia uzyskane w jednej serii badań.

Tmax	[K]
------	-----

n[obr/min] kWz[°]	850	1000	1250	1500	1750	2000	2300
5	2392						
10	2415						
15	2465	2469	2474				
20		2515	2521	2525	2528	2531	
25		2604	2611	2616	2619	2622	2624
30				2685	2689	2692	2694
35					2795	2798	2801

Rys.7. Wartości maksymalne temperatury dla λ =1, ε =11 Fig.7. Maximum value of temperature for λ =1, ε =11

Pmax	[kPa]
------	-------

n[obr/min] kWz[°]	850	1000	1250	1500	1750	2000	2300
5	5633						
10	6391						
15	7657	7668	7680				
20		8586	8603	8614	8622	8629	
25		9899	9920	9933	9944	9952	9959
30				10683	10695	10706	10715
35					11521	11534	11546

Rys.8. Wartości maksymalne ciśnienia dla $\lambda = 1, \varepsilon = 11$ Fig.8. Maximum value of pressure for $\lambda = 1, \varepsilon = 11$ W powyższych tabelach zawarto wyniki dla jednej wartości współczynnika lambda i jednego stopnia sprężania. Natomiast wykresy poniższe obrazują zmiany maksymalnych ciśnień i temperatur przy zmiennym stopniu sprężania – rys. 9 i 10.

Na dalszych wykresach (11, 12, 13 i 14) przedstawiono wpływ zmiany współczynnika lambda i kąta wyprzedzenia zapłonu na maksymalne wartości temperatury i ciśnienia.



Rys.9. Temperatura max. w zależności od stopnia sprężania; λ =1, n=850 obr/min Fig.9. Maximum value of temperature depend on compression ratio; λ =1, n=850 rpm

Zmiany maksymalnej temperatury wskazują, że temperatura wzrasta wraz ze wzrostem stopnia sprężania. Czym większy stopień sprężania, tym mniejsza powierzchnia komory spalania, czyli zmniejsza się powierzchnia wymiany ciepła między komorą spalania a jej otoczeniem. Konsekwencją tego jest zmniejszenie ilości energii oddanej ściankom cylindra podczas całego cyklu.

Ciśnienie natomiast wyraźnie wzrasta, co jest spowodowane zmniejszeniem objętości komory spalania wraz ze wzrostem stopnia sprężania.



Rys.10. Ciśnienie max. w zależności od stopnia sprężania; λ =1, n=850 obr/min Fig.10. Maximum value of pressure depend on compression ratio; λ =1, n=850 rpm



Rys.11.Temperatura max. w zależności od wsp. lambda; ε =11 n=850 obr/min; Fig.11. Maximum value of temperature depend on air/fuel ratio; ε =11, n=850 rpm



Rys.12. Ciśnienie max. w zależności od wsp. lambda; ε=11, n=850 obr/min Fig.12. Maximum value of pressure depend on air/fuel ratio; ε=11, n=850 rpm



Rys.13. Temperatura max. w zależności od kąta wyprzedzenia zapłonu; n=2000 obr/min Fig.13. Maximum value of temperature depend on ignition advance; n=2000 rpm



Rys.14. Ciśnienie max. w zależności od kąta wyprzedzenia zapłonu; n=2000 obr/min Fig.14. Maximum value of pressure depend on ignition advance; n=2000 rpm

Zaobserwowane zmiany temperatury wraz ze zmianą współczynnika nadmiaru powietrza są zależne od wartości opałowej mieszanki. Najwyższą wartość opałową ma mieszanka przy λ =1. Ciśnienie, jako zależne od temperatury, ma również podobny przebieg. Ostatni wykres ukazuje wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na wartości szczytowe temperatury i ciśnienia. W przypadku temperatury zmiany nie są tak znaczące, lecz ciśnienie maksymalne bardzo wyraźnie wzrasta. Jest to spowodowane tym, że nakładają się na siebie faza maksymalnego sprężenia ładunku przez tłok oraz faza spalania mieszanki.

5. WPŁYW DOKONYWANYCH ZMIAN NA WIELKOŚĆ MOCY SILNIKA

Na zakończenie sprawdźmy, w jaki sposób dokonywane zmiany wpływają bezpośrednio na osiągi silnika. Zmiany mocy indykowanej przedstawiają wykresy 15, 16 i 17.



Rys.15. Zmiany mocy indykowanej w zależności od stopnia sprężania; λ=0.8, n=2000 obr/min, kWz=20°





Rys.16. Zmiany mocy indykowanej w zależności od wsp. nadmiaru powietrza; ε=10.5, n=2000 obr/min,kWz=20°

Fig.16. Engine power changes depend on air/fuel ratio; λ =0.8, n=2000 rpm





Fig.17. Engine power changes depend on ignition advance; $\lambda = 1$, n=2000 rpm, $\varepsilon = 11$

6. PODSUMOWANIE BADAŃ SYMULACYJNYCH

Po przeprowadzeniu symulacji matematycznej pracy silnika PerkinsAD3 i wykreśleniu szerokich zależności uzyskaliśmy pogląd na pracę tej jednostki przy różnych nastawach. Na podstawie tych wyników można np. wybrać odpowiedni stopień sprężania, oraz można wykreślić charakterystykę kąta wyprzedzenia zapłonu. Oczywiście wszelkie uzyskane tu wyniki są obarczone błędami, dlatego należy przeprowadzić badania kontrolne na silniku, aby odnosząc się do wyników rzeczywistych oszacować wielkość popełnionego błędu. W zastosowanym tutaj modelu istnieje bowiem szereg założeń i uproszczeń, które trzeba było przyjąć, aby model mógł pracować. Tak więc zadowalający jest fakt, że udało się wychwycić główne kierunki zmian parametrów pracy silnika, chociaż na ocenę konkretnych liczb trzeba jeszcze zaczekać.

LITERATURA

- 1. Brzeżański M. Makowski M.: Matematyczny opis zjawisk zachodzących w cylindrze silnika spalinowego; A-TM 9'87.
- Kubica G.: Wtryskowe zasilanie gazem silnika Poloneza 1.6; praca magisterska; Katowice 1997.

- 3. Niewiarowski K .: Tłokowe silniki spalinowe; tom I; WKŁ, Warszawa 1983.
- 4. Szywacz J.: Ocena wpływu składu mieszanki powietrzno-gazowej na wartości temperatury spalin silnika gazowego; praca magisterska; Katowice 1997.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Kazimierz Golec

Wpłynęło do Redakcji 3.04.1998 r.

Abstract

The simulation tests of gas engine PERKINS AD3.152G with injection system of LPG have been described in this paper. The characteristics of temperature and pressure into engine cylinder were obtained using mathematical model describing phenomena, which take place in combustion engine. The engine power was obtained too. The results allowed determining:

- the best construction engine parameters
- optimal regulation parameters for gas engine

These results are determining the first step of wide range test program of gas engine fuelled by injection systems.