# IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW MODELU PRZEPŁYWU POWIETRZA PRZEZ SZCZELINĘ ZAWOROWĄ W TŁOKOWYM SILNIKU SPALINOWYM

## Feliks Rawski, Dariusz Szpica

Katedra Automatyki i Diagnostyki, Politechnika Białostocka

Streszczenie. W artykule przedstawiono oryginalną metodę badań układów dolotowych tłokowych silników spalinowych. Zbudowane stanowisko, będące skutkiem przyjętej metodologii, w połączeniu z identyfikacją drogą numeryczną umożliwiło, poza badaniami statycznymi, przeprowadzenie weryfikacji dynamicznej. Określenie parametrów modelu przepływu z badań dynamicznych jest niezbędne do przeprowadzenia badań symulacyjnych. Istotne jest również to, iż podłączenie jakiegokolwiek urządzenia pomiarowego do układu dolotowego zmienia go w sensie dynamicznym. Dlatego też autorzy zaproponowali pośrednią metodę badań, nie ingerując w badany układ.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, przepływ powietrza, identyfikacja

#### WPROWADZENIE

Postęp w oprogramowaniu służącym modelowaniu procesów zachodzących w silnikach spalinowych [Rawski i Szpica 2004]. Szczególnie dotyczy to przepływu czynnika w układzie dolotowym, tworzenia mieszaniny palnej czy samego procesu spalania. W przypadku układu dolotowego, podstawowym zagadnieniem przy badaniach symulacyjnych (modelowaniu) jest przyjęcie odpowiedniego modelu fizycznego. Następnym krokiem jest formalny opis matematyczny przyjętych zjawisk, prowadzący do powstania modelu matematycznego. Tak złożony proces, jakim jest napełnianie cylindrów, będący efektem przepływu i rozdziału powietrza w układzie dolotowym, uzależnia w zasadniczy sposób możliwość opisu matematycznego zjawisk od zakresu i postaci modelu fizycznego. Koniecznym staje się również określenie wybranych parametrów służących zainicjowaniu badań symulacyjnych.

Określanie parametrów przepływu powietrza przez kanał dolotowy i szczelinę zaworową było tematem wielu publikacji. Należałoby w tym miejscu wspomnieć o prekursorze badań układów dolotowych Tanace [1929], który wyznaczył współczynniki przepływu  $k_d$  (dolotu) i  $k_w$  (wylotu). Fotografując strumień przepływającego powietrza (z dodatkiem "trasera" w postaci sproszkowanego aluminium) przez kanały i gniazda zaworowe w przeźroczystej głowicy, stwierdził, iż strugi czynnika przepływającego przez kanał dolotowy zachowują się odmiennie niż przepływające przez kanał wylotowy, co

189

bezpośrednio spowodowane jest przeciwnymi kierunkami opływu grzybka zaworu. Przedstawił cztery przypadki formowania się strugi powietrza, zależnie od stopnia otwarcia zaworu. Badania Tanaki pozwoliły na określenie granicznego stosunku *h/d* na poziomie 0,4, ponieważ większe w niewielkim stopniu zmieniają przepustowość układu. Z powodzeniem stosowane jest to do chwili obecnej. Nawet w nowoczesnych silnikach o zmiennym stopniu otwarcia zaworu [Liebl *i in.* 2001] wartość graniczna nie przekracza zasugerowanej przez Tanakę. Jego obserwacje dotyczące oddziaływania ścianek cylindra na przepływający strumień powietrza, szczególnie przy dużych otwarciach zaworu, spowodowały, że niektórzy producenci podcinają tuleję cylindrową w okolicach zaworów celem lepszego napełnienia cylindra.



Rys. 1. Wykresy Tanaki dla różnych kątów przylgni zaworowej [Aleksandrov 1946] Fig. 1. Tanaka charts for different angles of valve connection



Rys. 2. Przekroje kanałów dolotowych i odpowiadające im charakterystyki [Rawski 1984] Fig. 2. Inlet channels sections and the corresponding characteristics

Badania dotyczące wpływu geometrii gniazda zaworowego i wzniosu zaworu na opory przepływu przeprowadził Jante [za: Александров 1946]. Badał on układ gniazdo– –zawór i modyfikując je, przedstawił wyniki badań na wykresach Tanaki (rys. 1). W ten sposób określił zakresy kąta przylgni zaworowej mieszczące się w granicach 30-45°. Obecnie ze względów konstrukcyjnych stosuje się kąt 45°, biorąc pod uwagę zdolności przepływowe bardziej miarodajny jest 30°.

Keckstein [za: Rawski 1984] uwzględnił wpływ rzeczywistej geometrii kanału dolotowego w głowicy na opory przepływu powietrza (rys. 2). Wprowadził dodatkowy wskaźnik, będący funkcją dwóch wielkości  $\mu$  i  $\sigma$ . Współczynnik przepływu  $\mu$  określa straty w kanale i gnieździe zaworu, natomiast wielkość  $\sigma$  jest bezwymiarowym wskaźnikiem przekroju:

$$\sigma = \frac{\pi \cdot h \cdot d}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot h}{d} \tag{1}$$

Z kolei Jenny opracował wytyczne do projektowania gniazd zaworowych w postaci wykresów [za: Rawski 1984]. Pischinger [1948] zastosowali metodę Tanaki do badań rzeczywistego układu dolotowego z oryginalną głowicą, umożliwiające wyznaczanie wskaźników użytecznych przy projektowaniu układów dolotowych dla silników ZS.

Wszystkie opisane metody pozwalały na określenie parametrów przepływu w warunkach statycznych. Brak było natomiast weryfikacji dynamicznej, tj. przy pracującym układzie rozrządu, dlatego też autorzy niniejszej pracy podjęli próbę zweryfikowania pomiarów statycznych, wykorzystując do tego celu specjalnie skonstruowane stanowisko i oprogramowanie identyfikujące.

#### **OBIEKT BADAŃ**

Badania przeprowadzono na podzespołach silnika o zapłonie iskrowym FSO 1500. Wybór silnika podyktowany był m.in. dostępnością części połączoną z niskim kosztem zakupu, a także możliwościami adaptacji grupy układów dolotowych zarówno montowanych seryjnie, jak i prototypowych. Silnik ten wchodzi w skład grupy z najczęściej spotykaną na naszym rynku objętością skokową jednego cylindra.

## METODYKA BADAŃ

Metodyka badań wzorowana jest na zaprezentowanej w pracy Rawskiego [1980], uzupełniona o nową metodę identyfikacji. Do wyznaczenia współczynnika przepływu  $\mu$ oporu miejscowego, jakim w tym przypadku jest kanał dolotowy wraz z układem gniazdo-zawór, zastosowano metodę pośrednią. Wykorzystując przebiegi zmian ciśnienia  $p_z$  w zbiorniku pomiarowym o stałej objętości  $V_z$ , wnioskowano o natężeniu przepływu powietrza przez opór miejscowy  $\dot{m}$ , co schematycznie przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Schemat przedstawiający pośrednią metodę badań przepływowych Fig. 3. A draft of indirect method of flow tests



Rys. 4. Schemat stanowiska pomiarowego: 1 – element inicjujący przepływ, 2 – zawór wylotowy (unieruchomiony), 3 – zawór dolotowy, 4 – głowica silnika, 5 – blok cylindrów silnika, 6 – zbiornik pomiarowy, 7 – czujnik ciśnienia, 8 – czujnik temperatury, 9 – manometr wodny

Fig. 4. A measurement stand draft: 1 – the element initiating the flow, 2 – outlet valve (immobilized), 3 – inlet valve, 4 – engine head, 5 – block of engine cylinders, 6 – measurement tank, 7 – pressure sensor, 8 - temperature sensor, 9 – water manometer

Jeżeli z zamkniętego zbiornika (rys. 4) o znanej objętości wypompujemy część powietrza, zmniejszy się w nim ciśnienie. Gwałtowne otwarcie włotu do zbiornika spowoduje przepływ wywołany różnicą ciśnień. Przyjmując, że czas otwierania włotu do zbiornika jest znikomo krótki, nie wpływa to zasadniczo na badany proces. Jeżeli na drodze przepływu znajdzie się zakłócenie w postaci np. szczeliny zaworowej, znajdzie to swoje odzwierciedlenie w charakterze napełniania zbiornika pomiarowego.

Przy założeniu adiabatycznego przepływu, zależność na masowy strumień powietrza Q przepływający przez opór miejscowy można zapisać w postaci:

$$Q = \mu \cdot A \cdot \frac{p_a}{R \cdot T} \cdot v_{max} \cdot \varphi_{max}(\sigma) \cdot \varphi(\sigma)$$
(2)

Z kolei zmianę masy  $\dot{m}$  powietrza w zbiorniku pomiarowym o objętości  $V_z$ :

$$Q = \frac{dm}{dt} = \frac{V_z}{\kappa \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dp_z}{dt}$$
(3)

gdzie:

 $p_a$  – ciśnienie atmosferyczne, Pa,

 $p_z$  – ciśnienie w zbiorniku pomiarowym, Pa,

 $V_z$  – objętość zbiornika pomiarowego, m<sup>3</sup>,

- $\mu$  współczynnik przepływu,
- A pole swobodnego przepływu w układzie zawór gniazdo zaworowe, m<sup>2</sup>,
- T-temperatura powietrza przed oporem, K,
- R stała gazowa, dla powietrza  $R = 287.9 \frac{J}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

 $v_m$  – prędkość rozchodzenia się dźwięku w nieruchomym gazie,

$$v_m = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \tag{4}$$

 $\kappa$  – wykładnik adiabaty,  $\kappa = 1,405$ ,

 $\varphi_{max}(\sigma)$  – wartość maksymalna funkcji St' Venanta i Wantzela,

$$\varphi_{max}\left(\sigma\right) = \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} = 0,578$$
(5)

 $\varphi(\sigma)$  – bezwymiarowa funkcja przepływu.

Dla uproszczenia wprowadzono pod pojęciem pojemności pneumatycznej kapacytancję, wyrażającą się zależnością:

$$E_z = \frac{V_z}{\kappa \cdot R \cdot T} \tag{6}$$

Ostatecznie otrzymuje się równanie różniczkowe procesu adiabatycznego napełniania stałej objętości powietrzem przepływającym przez badany opór:

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{1}{E_z} \cdot \left( \mu \cdot A \cdot \frac{p_a}{R \cdot T} \cdot v_{max} \cdot \varphi_{max}(\sigma) \cdot \varphi(\sigma) \right)$$
(7)

## WYNIKI BADAŃ WŁASNYCH I ICH ANALIZA

Wykorzystując zarejestrowane przebiegi zmian ciśnienia (rys. 5) w napełnianej objętości, poszukiwano w kolejnych interacjach przebiegu modelowego  $p_{m}$ , rozwiązując numerycznie metodą Rungego–Kutty równanie różniczkowe (7).

Wartości współczynnika  $\mu$  ustalane były bezgradientową metodą sympleksu Neldera–Meada w procesie minimalizacji funkcji celu, określonej w tym przypadku wskaźnikiem FPE (Final Prediction Error) [Janiszowski 2002], aż do osiągnięcia żądanej dokładności obliczeń.

193



Rys. 5. Przebiegi zmian ciśnienia p w zbiorniku pomiarowym zależnie od stopnia otwarcia  $h_z$  zaworu dolotowego

Fig. 5. Pressure changeability p in the measurement tank depending on the inlet valve hole ratio h

FPE = 
$$\frac{m+l}{m(m-l)} \sum_{i=1}^{m} (p_{1z} - p_m)^{2}$$
 (8)

gdzie:

m – liczba punktów identyfikowanej krzywej,

*l* – liczba istotnych współczynników modelu.

Dodatkowo stopień dopasowania przebiegów ciśnień, doświadczalnego  $p_{1z}$  i modelowego  $p_m$  oceniano na podstawie wartości współczynnika regresji nieliniowej skorygowanego na stopnie swobody.

$$R^{2} = I - \frac{m-l}{m-l} \cdot \frac{\sum_{i=l}^{m} (p_{1z} - p_{m})^{2}}{\sum_{i=l}^{m} (p_{1z} - \overline{p_{m}})^{2}}$$
(9)

Odtwarzanie właściwości dynamicznych przez model możliwe jest dopiero przy odpowiednim doborze kroku próbkowania  $\Delta$ . Z jednej strony nie może być zbyt duży, ponieważ źle będzie odtwarzał właściwości dynamiczne w zakresie wyższych częstotliwości, z drugiej zaś zbyt mały powoduje problemy z numerycznym wyznaczaniem współczynników i wydłuża czas identyfikacji [Janiszowski 2002]:

$$\Delta \cong 0,2 \div 0,5T \tag{10}$$

Identyfikacja współczynnika  $\mu$  pociąga za sobą konieczność dokonania kilku istotnych założeń. Pierwszym z nich jest przyjęcie zależności opisującej swobodny przekrój przepływu A w szczelinie zaworowej, uzależniając go od wzniosu zaworu  $h_z$ . Spośród wielu funkcji mogących posłużyć za opis zmian swobodnego przekroju przepływu (opisanych szczegółowo przez Szlachtę [1976] na podstawie [Hardenberg i Daudet 1975]) przyjęto funkcję Bussinena w postaci:

$$f = \pi \cdot h_z \cdot d_d \cdot \cos\delta \tag{11}$$

gdzie:

 $d_d$  – średnica zewnętrzna grzybka zaworu,  $\delta$  – kąt przylgni zaworu.

Wybór funkcji Bussinena podyktowany był głównie tym, iż wartości wyliczone na jej podstawie leżały pośrodku wyliczonych innymi zależnościami. Z drugiej zaś strony jej prostota nie komplikowała nadmiernie modelu matematycznego, skracając czas identyfikacji.

Kolejnym założeniem jest przyjęcie funkcji natężenia przepływu. Bardzo często w toku badań symulacyjnych i tworzenia różnego rodzaju oprogramowania służącego badaniu zjawisk przepływowych w układzie dolotowym używa się permanentnie funkcji izentropowego wypływu przez dyszę gładką St'Venanta i Wantzela, nie mając ostatecznego potwierdzenia poprawności wyboru. Dlatego też dokonano porównania przykładowych funkcji, poddając je ocenie wg takich wartości jak FPE i  $R^2$ .

Funkcja	Dostoć funkcij	Parametry poddane ocenie		
przepływu	Fostac lunkeji		FPE	R <sup>2</sup>
Miatluk- Awtuszko (a = 1,05)	$\varphi(\sigma) = a \cdot \frac{1 - \sigma}{a - \sigma}$	0,8643	0,0665	0,9997
Miatluk- Awtuszko (a = const = 1,13)	$\varphi(\sigma) = 1,13 \cdot \frac{1-\sigma}{1,13-\sigma}$	1,0821	0,5176	0,9980
ISO 8779	$\varphi(\sigma) = \begin{cases} 2 \cdot \sqrt{\sigma \cdot (1 - \sigma)} \implies 0.578 \le \sigma < 1\\ 1 \implies 0 \le \sigma < 0.578 \end{cases}$	0,8388	14,650	0,9472
St`Venant i Wantzel	$\varphi(\sigma) = \begin{cases} \frac{1}{\varphi_{max}(\sigma)} \cdot \sqrt{\frac{2}{\kappa - l} \cdot \left(\sigma^{\frac{2}{\kappa}} - \sigma^{\frac{\kappa + l}{\kappa}}\right)} \Rightarrow 0.578 \le \sigma < 1\\ 1 \qquad \Rightarrow 0 \le \sigma < 0.578 \end{cases}$	0,7914	16,472	0,9378
Wolke (a = 5,3457; b = 1,8234)	$\varphi(\sigma) = \sqrt{I - \sigma^{a \cdot exp\left(-b \cdot \sigma^{2}\right)}}$	1,3239	7,2507	0,9720
Empiryczna $(a = 1, 6749)$	$\varphi(\sigma) = \sqrt{I - \sigma^a}$	1,2237	14,209	0,9459

Tabela 1. Porównanie funkcji przepływu przez kanał dolotowy i szczelinę zaworową Table 1. Comparison of the flow function through the inlet channel and valve hole

Otwarcie zaworu  $h_z = 4$  mm; A = 3,08E - 0,4 m<sup>2</sup> – wyznaczone wg zależności Bussinena.



Rys. 6. Porównanie wartości współczynnika przepływu μ otrzymanych drogą badań statycznych i dynamicznych

Fig. 6. Comparison of the flow coefficient  $\mu$  values obtained by static and dynamic tests

Na podstawie wyników zawartych w tab. 1 można stwierdzić, iż najbardziej miarodajne wyniki, tj. najniższa wartości wskaźnika FPE i najbardziej zbliżona do jedności wartość współczynnika regresji nieliniowej  $R^2$ , daje funkcja Miatluka–Awtuszko ze zmiennym parametrem a. Widoczne jest również przekroczenie przy wykorzystaniu niektórych z funkcji granicy  $\mu = 1$ , wynikające najprawdopodobniej z nieodpowiedniego doboru pola swobodnego przepływu A. Poddając analizie przebiegi z rys. 5, widoczne są znaczne różnice w początkowej fazie otwierania zaworu. W dalszej części różnice maleją. Dlatego też przyjęcie funkcji Bussinena należy uznać za duże uproszczenie.

W wyniku identyfikacji parametrów modelu na podstawie ponad 150 próbek z badań statycznych określono wartość wykładnika funkcji przepływu Miatluka-Awtuszko *a* na poziomie 1,05, przy różnych wartościach otwarcia zaworu. W dalszej części pozostawiono a = 1,05 i poszukiwano współczynnika przepływu  $\mu$ .

Znaczne rozbieżności w wynikach badań statycznych skłoniły do przeprowadzenia weryfikacji dynamicznej. W tych samych warunkach, w jakich prowadzono badania statyczne wprowadzono pewną zmianę. Otóż dodatkowo zaczęto napędzać wałek krzywkowy, przez co uzyskano średnią wartość współczynnika przepływu  $\mu$  w warunkach dynamicznych. Doświadczenie nie zmienia swojego sensu, z tą tylko różnicą, że w równaniu różniczkowym (7) wartość A uzależniona jest od zmian wzniosu zaworu  $h_z$ , które zależą bezpośrednio od kąta obrotu wału krzywkowego  $\alpha_k$ . Koniecznym stało się zmniejszenie kroku próbkowania wynikającego z zależności (10).

We wcześniejszych opracowaniach [Rawski 1980, 1984] wyznaczano średnie natężenia przepływu i powołując się na prawo Daltona [za: Dowkontt 1973] twierdzono, że wartość średnia jest wystarczająca. Obecne możliwości komputerów pozwalają na wyznaczanie parametrów modelu przepływu na jeden cykl, tj. podczas jednego suwu dolotu. Badania dynamiczne (weryfikacyjne) przeprowadzono przy trzech prędkościach obrotowych wałka krzywkowego: 200, 400 i 700 obr/min. Na rys. 5 przedstawiono porównanie przebiegów doświadczalnego  $p_{1d}$  i modelowego  $p_{1m}$  przy prędkości obrotowej wałka krzywkowego  $n_w = 200$  obr/min.



Rys. 7. Porównanie przebiegu doświadczalnego z modelowym przy prędkości obrotowej wałka krzywkowego *n* = 200 obr/min

Fig. 7. Comparison of an experimental flow with a model one at the camshaft's rotational speed n = 200 rpm

Na podstawie wyników identyfikacji parametrów modelu przepływu dla warunków dynamicznych można zauważyć, iż występuje korelacja między wynikami otrzymanymi drogą badań statycznych i dynamicznych. Wyniki badań dynamicznych mieszczą się w zakresie średnich wartości otrzymanych z badań statycznych. Chcąc dokładniej określić zdolności przepływowe, należałoby uzależnić wartości  $\mu$  i *a* od wzniosu zaworu  $h_z$  lub określić przepustowość ( $\mu A$ ), pomijając opis pola swobodnego przepływu.

Tabela 2. V	Vyniki identyfikad	cji parametrów	przepływu v	v warunkac	h dynamicznyc	h
Table 2	. Results of flow	parameters ide	ntification in	the dynam	ic conditions	

<i>n</i> obr/min	μ	а	FPE	$R^2$
200	0,6897	1,05	0,4721	0,9988
400	0,7004	1,05	0,5719	0,9983
700	0,6773	1,05	0,6870	0,9981

## PODSUMOWANIE

Zbudowane stanowisko w połączeniu z identyfikacją drogą numeryczną pozwala na określenie parametrów modelu przepływu zarówno w warunkach statycznych, jak też dynamicznych. Znamiennym jest to, że przy użyciu tego samego stanowiska możliwa stała się weryfikacja dynamiczna pomiarów statycznych. Otrzymane wartości współ-

czynnika przepływu  $\mu$  są tym bardziej istotne, kiedy w grę wchodzi modelowanie procesu wymiany ładunku w cylindrze silnika. Mogą one posłużyć jako jedna z danych wejściowych niezbędna do zainicjowania badań symulacyjnych. Dodatkowo wyznaczona wartość parametru *a* z ukierunkowaniem na stosowanie funkcji przepływu Miatluka– Awtuszko pozwala na lepsze odwzorowanie zdolności przepływowych poszczególnych elementów stanowiących źródło oporów miejscowych.

#### PIŚMIENNICTWO

- Aleksandrov .V.L. 1946: Tekhnicheskaya hibromekhanika. Isdaniye trietye OGIZ, Gosudarstviennoye isdatyelstvo tekhniko-teoreticheskoy literatury, Moskva.
- Dowkontt J. 1973: Teoria silników cieplnych, WKiŁ, Warszawa.
- Hardenberg H. O., Daudet H. 1975: The application of new methods for the investigation of breaking components internal combustion engines in steady flow teste, CIMAC.
- Huber E.S. 1957: VDI Forshungshaft 426, VDI Verlag GmBH, Düsselldorf.

Janiszowski K. 2002: Identyfikacja modeli parametrycznych w przykładach. AOW EXIT, Warszawa.

- Kamiński Z. 2003: Ocena modeli matematycznych charakterystyk przepływowych oporów pneumatycznych. Hydraulika i Pneumatyka, 5.
- Liebl J., Munk F., Hohenner H., Ludwig B. 2001: The management of the new BMW valvetronic engines, MTZ 62, 7/8.
- Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. 1980: Dinamika pnievmaticheskikh i hibravlicheskikh privodov avtomobiley. Mashynostroyenie, Moskva.
- Mietluk M., Kamiński Z., Czaban J. 2003: Characteristic features of the airflow of pneumatic element sof agricultural vehicles. Teka Com. Mot. Pow. Indus. Agricult., 3, 174–181;

Pisschinger A. 1948: Die Stenerung der Verbrennungs - Kraftmaschinen, Spinger Verlag, Wien.

- Rawski F. 1984: Doświadczalne określanie wpływu cech konstrukcyjnych układu dolotowego na nieustalony przepływ powietrza w silniku spalinowym. Silniki Spalinowe, 1.
- Rawski F. 1980: Proces napełniania cylindra przez układ dolotowy silnika tłokowego jako obiekt regulacji. Silniki Spalinowe, 2.
- Rawski F., Szpica D.: Symulacyjne metody badań układów dolotowych tłokowych silników spalinowych. Przegląd Mechaniczny (w druku).
- Skwarek R. 1969: Polski Fiat 125p. Budowa, działanie, obsługa. WkiŁ.

Szlachta Z. 1976: Wyznaczanie swobodnego przekroju przepływu w szczelinie zaworowej silnika spalinowego. Silniki Spalinowe, 4.

Tanaka K. 1929: Air flow though suction vale of conical seat. Part I, Experimental research, 50.

## IDENTIFICATION OF MODEL PARAMETERS OF AIR FLOW THROUGH A VALVE HOLE IN A PISTON COMBUSTION ENGINE

**Summary.** The article presents an original method of research on inlet piston systems of combustion engines. The constructed stand, following the accepted methodology combined with numeric identification enabled, apart from static tests, to carry out a dynamic identification. The determination of model flow parameters from dynamic tests is necessary for simulation research. It is also important, that the connection of any measuring device to an inlet system, changes it dynamically. That is why the authors suggested an indirect research method with no interference with the tested system.

Key words: inlet systems, piston combustion engines, flow parameters

Recenzent: prof. dr hab. inż. Zbigniew Burski