

## Model ustalonego przepływu paliwa w kanałach wtryskiwacza układu typu Common Rail

### The model of steady fuel flow in the injector channels in the Common Rail systems

Jarosław Smolarz<sup>1</sup>, Mirosław Walkowski<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Dywizjon Pomocniczych Jednostek Pływających KPW Świnoujście  
72-604 Świnoujście, ul. Steyera 6, e-mail: smolo88@interia.pl

<sup>2</sup> Akademia Marynarki Wojennej, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów  
81-103 Gdynia, ul. Śmidowicza 69, e-mail: mwal@interia.eu

**Słowa kluczowe:** aparatura paliwowa, Common Rail, przepływ przez wtryskiwacz

#### Abstrakt

W pracy podjęto próbę zastąpienia konwencjonalnego układu sterowania dawką i kątem wyprzedzenia wtrysku paliwa układem sterowanym elektronicznie, co zrealizowano przez dobranie zasobnika hydraulicznego, wtryskiwacza typu CR oraz sterownika dawki paliwa do silnika okrętowego. Założono, że sterując impulsem prądowym sterownika uzyska się możliwość dowolnego modelowania wielkości dawki paliwa wtryskiwanego do komory spalania oraz sterowania czasem trwania wtrysku. Przedstawiono uproszczony schemat budowanego stanowiska badawczego, opisano zasadę działania zaworu sterującego dawką paliwa we wtryskiwaczu. Podjęto próbę przedstawienia modelu matematycznego ustalonego przepływu paliwa przez wtryskiwacz.

**Key words:** fuel instrumentation, Common Rail, flow through the injector

#### Abstract

In the paper has been make an attempt to replace the conventional system of fuel dose control and injection passing angle with the electronic control system, which has been realized this manner, that selected hydraulic accumulator, injector CR type and fuel dose controller has been attached to the marine engine. It has been assumed, that by controlling the current impulse of controller it is possible to model whichever size of fuel dose, injected to the combustion chamber and to control the injection lasting time. It has been presented the simplistic scheme of test stand and it has been described the basis of fuel dose controlling valve operation in the injector. The wave phenomenon and the flow loss in the fuel pipe of high pressure have been presented.

#### Wstęp

W konwencjonalnych i w rozdzielaczowych pompach wtryskowych oraz w pompowtryskiwaczach powiązanie procesu tłoczenia i dawkowania paliwa z obrotami wału lub pierścienia krzywkowego wprowadza niepożądane zmiany przebiegu parametrów wtrysku paliwa przy zmianie prędkości obrotowej wału pompy.

Rozszerzenie zakresu optymalnej pracy silnika spalinowego stało się możliwe dzięki zastosowaniu elektronicznego układu sterującego, który umożliwia sterowanie przebiegiem podstawowych para-

metrów dawkowania i wtrysku paliwa w całym zakresie pracy silnika, w zróżnicowanych warunkach otoczenia, również przy uwzględnieniu właściwości paliwa.

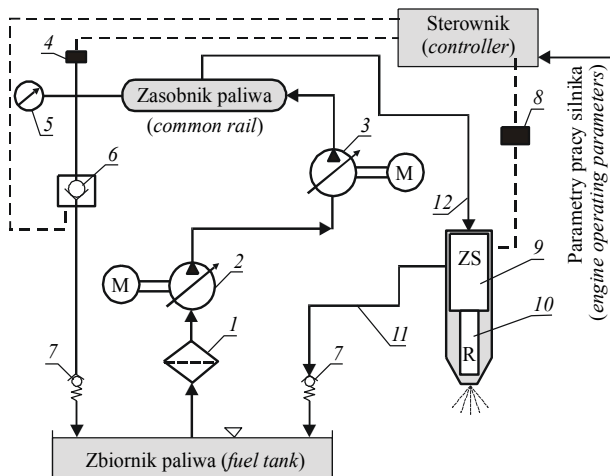
Zastąpienie konwencjonalnego układu sterowania dawką paliwa i kątem wyprzedzenia wtrysku w silniku badawczym układem sterowanym elektronicznie zrealizowano w ten sposób, że:

- w miejscu posadowienia wtryskiwacza konwencjonalnego zamontowano dobrany wcześniej wtryskiwacz CR wyprodukowany przez firmę Bosch;

- sterowanie kątem wyprzedzenia wtrysku, wielkością i krotnością dawki jest realizowane za pomocą sterownika ze wzmacniaczem;
- paliwo pod przyjętym w czasie badań ciśnieniem jest dostarczane przez pompę za pośrednictwem zasobnika hydraulicznego (rys. 1).

### Schemat układu zasilania CR silnika laboratoryjnego JSB

Na rysunku 1 przedstawiono schemat układu zasilania paliwem JSB typu Common Rail w Laboratorium Eksploatacji Siłowni Okrętowych. Zastąpi on konwencjonalny układ paliwowy.



Rys. 1. Schemat systemu wtryskowego CR silnika JSB: 1 – filtr, 2 – pompa podpompująca, 3 – pompa wysokiego ciśnienia, 4 – czujnik ciśnienia w zasobniku hydraulicznym, 5 – manometr, 6 – zawór zwrotny ze sterowaniem otwierania, 7 – zawór przelewy, 8 – wzmacniacz sygnału, 9 – zawór sterujący dawką paliwa, 10 – rozpylacz, 11 – przewód paliwowy niskiego ciśnienia (przelewy), 12 – przewód paliwowy wysokiego ciśnienia

Fig. 1. Scheme of injection system CR of JSB engine: 1 – filter, 2 – low pressure pump, 3 – high pressure pump, 4 – pressure sensor in the hydraulic accumulator, 5 – manometer, 6 – reversible valve with the opening control, 7 – overflow valve, 8 – signal amplifier, 9 – fuel dose controlling valve, 10 – atomizer, 11 – low pressure fuel pipe (overflow), 12 – high pressure fuel pipe

Podobny układ zasilania zastosowano w silniku Sulzer RT – flex60C. Sterując impulsem prądowym sterownika uzyskuje się możliwość dowolnego modelowania wielkości dawki paliwa, które dopływa do komory spalania w cylindrze silnika oraz sterowania czasem trwania wtrysku.

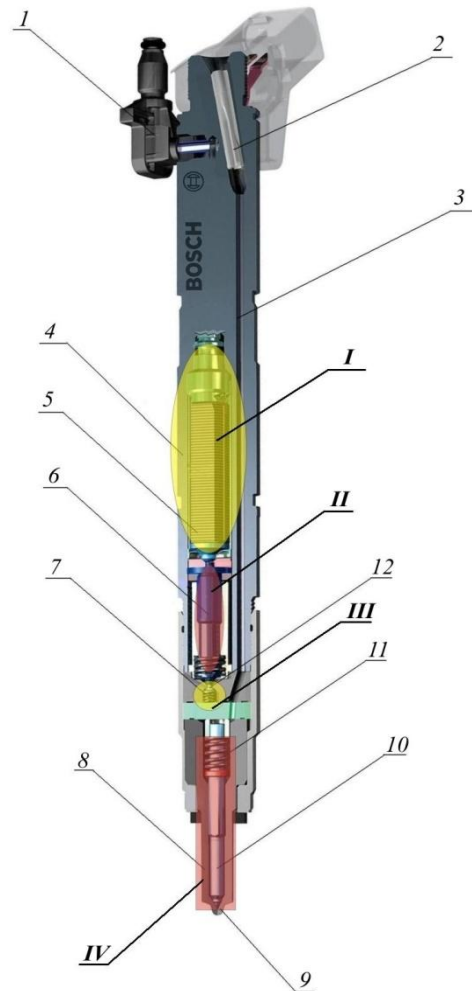
### Budowa wtryskiwacza piezoelektrycznego

Objektem rzeczywistym, który posłużył do zaprezentowania omawianych zjawisk jest wtryskiwacz firmy Bosch, współpracujący z układem wtryskowym Common Rail trzeciej generacji.

Przekrój wtryskiwacza piezoelektrycznego firmy Bosch wraz z zaznaczonymi elementami składowymi przedstawiono na rysunku 2.

Wtryskiwacz jest zbudowany z czterech zasadniczych podzespołów:

- siłownika piezoelektrycznego (I),
- przetwornika hydraulicznego (II),
- zaworu sterującego (III),
- iglicy rozpylacza (IV).



Rys. 2. Przekrój wtryskiwacza piezoelektrycznego firmy Bosch; Elementy ruchome: I – siłownik piezoelektryczny, II – przetwornik hydrauliczny, III – zawór sterujący, IV – iglica rozpylacza; Elementy konstrukcyjne: 1 – króciec przelewy, 2 – filtr szczelinowy, 3 – kanał paliwa, 4 – korpus wtryskiwacza, 5 – siłownik piezoelektryczny, 6 – przetwornik hydrauliczny, 7 – sprężyna zaworu sterującego, 8 – rozpylacz, 9 – kanałek wtryskowy, 10 – iglica rozpylacza, 11 – sprężyna iglicy rozpylacza, 12 – zawór sterujący [1]

Fig. 2. Section of Bosch piezoelectric injector; Mobile elements: I – piezoelectric servomotor, II – hydraulic transducer, III – controlling valve, IV – injector pin; Constructional elements: 1 – flow tube, 2 – slot filter, 3 – fuel channel, 4 – injector trunk, 5 – piezoelectric servomotor, 6 – hydraulic transducer, 7 – spring of the controlling valve, 8 – atomizer, 9 – injection channel, 10 – atomizer pin, 11 – spring of the injector pin, 12 – controlling valve [1]

## Zasada działania wtryskiwacza piezoelektrycznego

### Uwagi wstępne

W układach paliwowych typu Common Rail trzeciej generacji ciśnienie paliwa osiąga wartości rzędu 180 MPa. Przy takich wartościach ciśnienia wzrasta lepkość paliwa, przy czym ta zależność jest odmienna dla różnych temperatur. Ta właściwość ma szczególne znaczenie przy obliczaniu przecieków cieczy przez luzy konstrukcyjne zespołów hydraulicznych. Przyrost lepkości paliwa ma wpływ na wzrost sprawności wolumetrycznej rozpatrywanego układu [2].

Złożoność procesów hydrodynamicznych w kanałach przepływowych wtryskiwacza determinuje przyjęcie pewnych założeń upraszczających:

- przyjęto, że temperatura paliwa ma stałą wartość, wynoszącą 25°C;
- wpływ ciśnienia na lepkość paliwa i jego gęstość nie będzie uwzględniany [3];
- zakłada się, że paliwo jest płynem newtonowskim, to jest takim, w którym występuje liniowa zależność naprężeń stycznych od prędkości odkształcenia postaciowego, zgodnie z wyrażeniem:

$$\tau = \mu_{\text{pal}} \frac{dv}{dn} \quad (1)$$

gdzie współczynnik  $\mu_{\text{pal}}$  jest lepkością dynamiczną paliwa, natomiast  $dv$  oraz  $dn$  oznaczają kolejno prędkość względną warstwy płynu i odległość pomiędzy sąsiednimi warstwami płynu. Ustalenie to uzasadnione jest faktem, iż ciecze o małej gęstości, między innymi woda, zachowują się na ogół zgodnie z hipotezą Newtona [4].

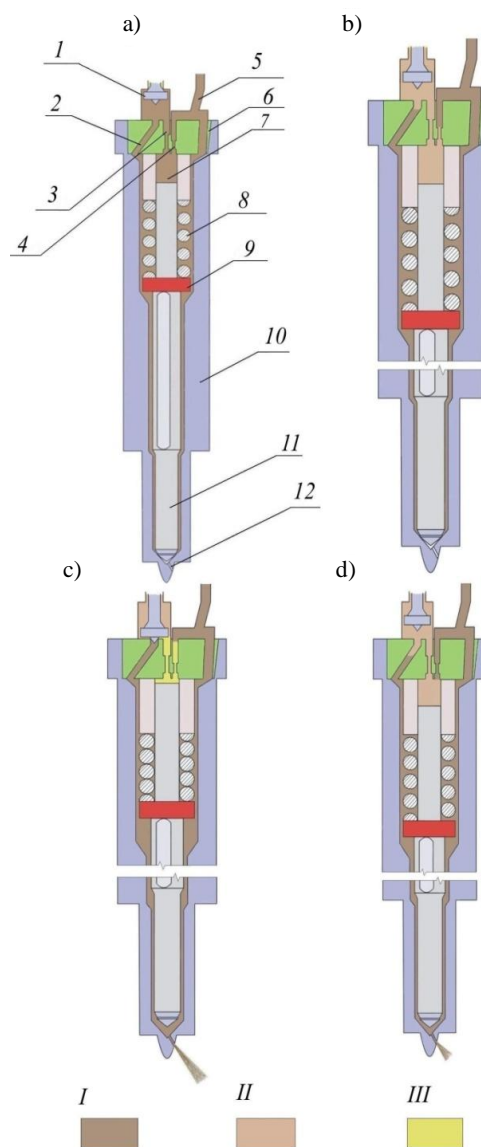
### Zasada działania wtryskiwacza piezoelektrycznego

Zasada działania wtryskiwacza piezoelektrycznego oparta jest na oddziaływaniu siłownika piezoelektrycznego na zawór sterujący, który jest sprzężony hydraulicznie z iglicą rozpylacza. Wymagana dawka wtrysku jest regulowana czasem włączenia zaworu.

W celu omówienia przebiegu wtrysku paliwa został on podzielony na cztery zasadnicze etapy:

1. W stanie wyłączonym siłownik piezoelektryczny znajduje się w położeniu wyjściowym, przy zamkniętym zaworze sterującym, czyli obwód wysokiego ciśnienia i obwód niskiego ciśnienia są rozdzielone. Iglica rozpylacza jest utrzymywana w dolnym położeniu (odpowiadającym zamknięciu wtryskiwacza) przez panujące w komorze sterującej

ciśnienie o wartości równej ciśnieniu w zasobniku paliwa (rys. 3 a).



Rys. 3. Schemat działania zaworu sterującego: *I* – zawór sterujący, *2* – kanał upustowy, *3* – dławik odpływu, *4* – dławik dopływu, *5* – kanał paliwa, *6* – płytkę z dławikami, *7* – komora sterująca, *8* – sprężyna iglicy rozpylacza, *9* – talerzyk oporowy, *10* – korpus wtryskiwacza, *11* – iglica rozpylacza, *12* – kanał wtryskowy; *I* – ciśnienie paliwa w zasobniku, *II* – ciśnienie paliwa przepływającego do obwodu niskiego ciśnienia przez luzy prowadzenia tłoczka zaworu sterującego, *III* – ciśnienie paliwa w komorze sterującej w chwili wtrysku paliwa ( $III < II < I$ ); a) etap 1, b) etap 2, c) etap 3, d) etap 4

Fig. 3. Scheme of controlling valve operation: *I* – controlling valve, *2* – off-channel, *3* – outlet throttle, *4* – inlet throttle, *5* – fuel channel, *6* – throttle plate, *7* – controlling chamber, *8* – injector pin spring, *9* – resistance plate, *10* – injector trunk, *11* – atomizer pin, *12* – injection channel; *I* – pressure of fuel in the Common Rail, *II* – pressure of fuel, which flows through to the low-pressure circuit through the driving backlash of controlling valve piston, *III* – pressure of fuel in the controlling chamber during the fuel injection ( $III < II < I$ ); a) stage 1, b) stage 2, c) stage 3, d) stage 4

2. W zależności od ciśnienia, jakie panuje w zasobniku dla danego punktu pracy, zdefiniowano prąd sterujący o różnych napięciach. Przebieg napięcia jest zwiększany impulsowo aż do osiągnięcia dopuszczalnej różnicy między napięciem znamionowym i regulacyjnym. Wzrost napięcia zostaje przetworzony na proporcjonalny skok siłownika piezoelektrycznego powodującego wzrost ciśnienia w przetworniku hydraulicznym, aż do przekroczenia równowagi sił na zaworze sterującym i otwarcia tego zaworu (rys. 3 b).

3. Zawór sterujący, przemieszczając się w dół, zamyka kanał obejściowy. Odpowiednio dobrany stosunek pól przekrojów dławików odpływu i dopływu powoduje spadek ciśnienia w komorze sterującej, powodując uniesienie iglicy rozpylacza. Jednocześnie dawka sterująca odpływa przez luzy w prowadzeniu tłoczka zaworu sterującego do obwodu niskiego ciśnienia układu wtryskowego (rys. 3 c).

4. Zmniejszenie objętości siłownika piezoelektrycznego rozpoczyna proces zamykania zaworu sterującego, który otwiera kanał obejściowy. Wówczas komora sterująca napełnia się dzięki odpowiednio dobranym strumieniom przepływu przez dławiki dopływu i odpływu (płynącym w kierunku przeciwnym), w wyniku czego ciśnienie w komorze sterującej wzrasta. Po osiągnięciu wymaganego poziomu ciśnienia iglica zaczyna się przemieszczać i proces wtrysku zostaje zakończony (rys. 3 d) [1].

#### Model matematyczny przepływu ustalonego

Rysunek 4 przedstawia omawiany fragment wtryskiwacza oraz odpowiadający mu zarys strugi paliwa na poszczególnych odcinkach. Przyjęto, że przez kanał o polu powierzchni przekroju  $A_7$  będzie wpływał strumień paliwa  $Q_7$  pod ciśnieniem  $P_1$  takim, jak w zasobniku (ponieważ od tego przekroju płynie właściwy strumień paliwa z zasobnika zasilającego silnik). Jest on opisany następującą zależnością:

$$Q_7 = Q_1 - Q_S \quad (2)$$

Ponieważ w rozpatrywanym fragmencie wtryskiwacza nie będą występowały przecieki, przez wszystkie przekroje będzie przepływał taki sam strumień paliwa, mający wartość  $Q_7$ .

Podczas tworzenia modelu matematycznego oparto się na publikacji [3]. Pierwszy etap stanowi opis przepływu na odcinku 1–2.

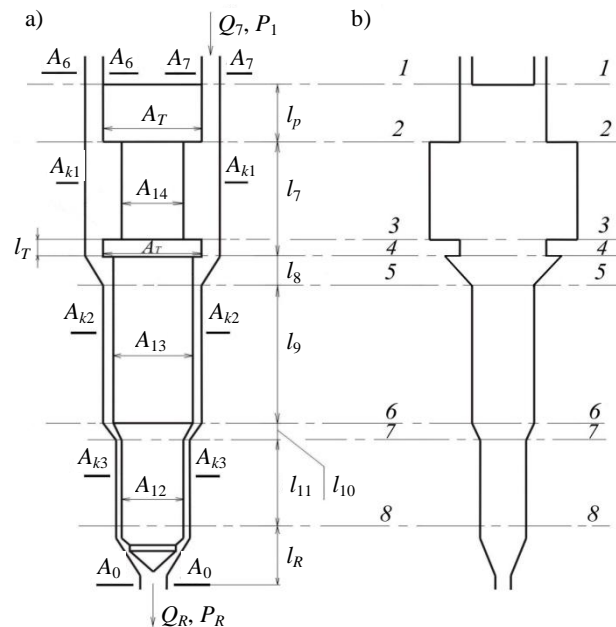
Oznaczając szczelinę pomiędzy zewnętrzną powierzchnią tulei prowadzącej iglicy a wewnętrzną powierzchnią ścianki przez  $W_{P0} = (D_{kl} - D_T)/2$ , oraz przez  $D_{1-2} = (D_T + D_{kl})/2$  średnią średnicę szczeliny,

przy założeniu, że  $W_{P0} \ll D_{1-2}$ , oraz nieruchomej iglicy względem ścianki, straty podczas przepływu paliwa przez szczelinę pierścieniową  $\Delta P_{1-2}$ :

$$\Delta P_{1-2} = \frac{12Q_7 \cdot \mu_{pal} \cdot l_p}{W_{P0}^3 \cdot \pi \cdot D_{1-2}} \quad (3)$$

gdzie:

$Q$  – wydatek objętościowy paliwa [ $m^3/s$ ],  
 $\mu_{pal}$  – lepkość dynamiczna paliwa [ $Pa \cdot s$ ].



Rys. 4. Schemat analizowanego fragmentu wtryskiwacza (a), b) schemat kształtowania się strumienia paliwa na poszczególnych odcinkach wtryskiwacza (cyfry oznaczają kolejność rozpatrywanych przekrojów)

Fig. 4. Scheme of analyzed part of injector (a), b) scheme of fuel stream formation at the individual segments of injector (numerals describe the order of considered sections)

Na odcinku 2–3 następuje nagłe zwiększenie przekroju przepływowego. Ponieważ strumień pomiędzy rozpatrywanymi przekrojami rozszerza się, to jego prędkość maleje, a ciśnienie wzrasta. W przekroju 2–2 paliwo będzie miało ciśnienie  $P_2$ , natomiast pole powierzchni przekroju będzie wyrażone jako  $A_{P2} = A_{k1} - A_T$ . Wartość ciśnienia w przekroju 3–3 oznaczono jako  $P_3$ , zaś pole powierzchni przekroju będzie równe  $A_{P3} = A_{k1} - A_{14} - A_{spr}$ , przy czym  $A_{spr}$  jest polem powierzchni przekroju sprężyny, opisanym wzorem:

$$A_{spr} = \frac{\pi D_{spr}^2}{2} \quad (4)$$

Przez  $D_{spr}$  oznaczono średnicę drutu, z którego wykonano sprężynę.

Prędkości przepływu strumienia w przekrojach 2–2 i 3–3 przyjęto, jako odpowiednio  $v_2$  i  $v_3$ . Straty na odcinku 2–3 wyniosą:

$$h_{2-3} = \left(1 - \frac{A_{P2}}{A_{P3}}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = \zeta_{2-3} \frac{v_2^2}{2g} \quad (5)$$

gdzie współczynnik strat miejscowych przepływu:

$$\zeta_{2-3} = \left(1 - \frac{A_{P2}}{A_{P3}}\right)^2 \quad (6)$$

Rozpatrując dalszy przepływ, na odcinku 3–4 nastąpi nagle zmniejszenie przekroju. Pole powierzchni przekroju w punkcie 4 jest określone jako  $A_{P4} = A_{k1} - A_T$ , zaś prędkość jako  $v_4$ . W tym przypadku, w chwili ustalania się warunków ruchu przeważają straty powstałe wskutek uderzeń i wirów tworzących się przy przejściu z przekroju szerszego  $A_{P3}$  do przekroju węższego  $A_{P4}$ . Jednakże po pewnym czasie wiry umiejscawiają się w przestrzeniach „martwych”, a na przebieg strug wywiera wpływ zjawisko dławienia. Oznaczając przez  $v_C$  średnią prędkość przepływu w przekroju przewężenia  $A_C$ , a przez  $n_{3-4}$  współczynnik zwężenia strugi, warunek ciągłości przyjmie postać:

$$A_C v_C = A_{P4} v_{3-4} = n_{3-4} A_{P4} v_C \quad (7)$$

gdzie:

$$n_{3-4} = \frac{A_C}{A_{P4}} \quad (8)$$

Wielkość strat energetycznych przy przejściu z przekroju  $A_{P3}$  do przekroju  $A_{P4}$  wyniesie zatem:

$$h_{3-4} = \frac{(v_C - v_4)^2}{2g} = \left(\frac{1}{n_{3-4}} - 1\right)^2 \frac{v_4^2}{2g} \quad (9)$$

stąd współczynnik strat miejscowych (formuła Weisbacha):

$$\zeta_{3-4} = \zeta_k + \left(\frac{1}{n_{3-4}} - 1\right)^2 \quad (10)$$

gdzie:

$\zeta_k$  – stała odpowiadająca stratom oddziaływania krawędzi dławiącej na masę przepływającej cieczy,  $\zeta_k = 0,04$ .

Przepływ paliwa na odcinku 4–5 charakteryzuje łagodne zmniejszenie przekroju (konfuzor). Pole powierzchni przekroju w punkcie 4 wyraża zależność  $A_{P4} = A_{k1} - A_T$ , natomiast prędkość przepływu strumienia paliwa ma wartość  $v_4$ . W punkcie 5 pole powierzchni przekroju w rzeczywistości odbiega od pierścieniowego, jednakże by uniknąć nadmiernej komplikacji modelu matematycznego, będzie ono rozpatrywane jako szczelina pierścieniowa, zatem  $A_{P5} = A_{k2} - A_{I3}$ . W tymże punkcie prędkość stru-

mienia paliwa wynosi  $v_5$ . Przepływ przez konfuzor charakteryzuje się wzrostem prędkości i spadkiem ciśnienia. Paliwo przepływa od większego ciśnienia do mniejszego, dlatego też brak jest przyczyny powstawania wirów i oderwania strumienia od ścianek. Współczynnik strat miejscowych zależy w głównej mierze od chropowatości ścian i wynosi  $\zeta_{4-5} = 0,06 - 0,005$ . Najczęściej jednak w obliczeniach stosuje się wzór Fliegiera, a zatem straty przepływu  $h_{4-5}$  będą wyrażone następująco:

$$h_{4-5} = \frac{\lambda_{4-5}}{8 \sin \frac{\alpha_{4-5}}{2}} \left[1 - \left(\frac{A_{P5}}{A_{P4}}\right)^2\right] \frac{v_5^2}{2g} \quad (11)$$

gdzie:

$\alpha_{4-5}$  – kąt zwężenia konfuzora,

$\lambda_{4-5}$  – współczynnik strat liniowych przepływu.

Paliwo przy przepływie przez odcinek 5–6 napotyka na zmianę przekroju szczeliny, gdyż nie jest już ona pierścieniowa. Wynika to z faktu, że fragment iglicy rozpylacza o długości  $l_9$  ma pole przekroju inne od kołowego. Jednakże w celu obniżenia stopnia skomplikowania modelu matematycznego przyjęto, iż przepływ będzie przebiegał, tak jak w szczelinie pierścieniowej. A zatem pole powierzchni jej przekroju, w punkcie 6, przyjmie wartość  $A_{P6} = A_{k2} - A_{I3}$ , zaś prędkość strugi paliwa będzie wynosiła  $v_6$ . Analogicznie jak na odcinku 1–2, oznaczając szczelinę pomiędzy powierzchnią iglicy a wewnętrzną powierzchnią ścianki przez  $W_{5-6} = (D_{k2} - D_{I3})/2$  oraz przez  $D_{5-6} = (D_{I3} + D_{k2})/2$  średnią średnicę szczeliny, a także wiedząc, że strumień paliwa przepływającego przez cały analizowany fragment wtryskiwacza nie ulega zmianie, można zapisać  $Q_{5-6} = Q_7$ . Wzór na obliczenie strat ciśnienia na odcinku 5–6:

$$\Delta P_{5-6} = \frac{12 Q_7 \cdot \mu_{\text{pal}} \cdot l_9}{W_{5-6}^3 \cdot \pi \cdot D_{5-6}} \quad (12)$$

Na odcinku 6–7 następuje kolejne łagodne zmniejszenie przekroju przepływowego. W punkcie 7 paliwo przepływa przez przekrój oznaczony jako  $A_{P7} = A_{k3} - A_{I2}$  z prędkością  $v_7$ . Analogicznie jak na odcinku 4–5 straty przepływu określa wyrażenie:

$$h_{6-7} = \frac{\lambda_{6-7}}{8 \sin \frac{\alpha_{6-7}}{2}} \left[1 - \left(\frac{A_{P7}}{A_{P6}}\right)^2\right] \frac{v_7^2}{2g} \quad (13)$$

Przepływ pomiędzy przekrojami 7–7 a 8–8 określa się jako przepływ przez szczelinę pierścieniową. Oznaczając szczelinę pomiędzy powierzchnią iglicy a wewnętrzną powierzchnią ścianki przez



$W_{7-8} = (D_{k3} - D_{l2})/2$  oraz przez  $D_{7-8} = (D_{l2} + D_{k3})/2$  średnią średnicę szczeliny, otrzymano:

$$\Delta P_{7-8} = \frac{12Q_7 \cdot \mu_{\text{pal}} \cdot l_{11}}{W_{7-8}^3 \cdot \pi \cdot D_{7-8}} \quad (14)$$

Wypływ paliwa przez kanałki wtryskowe będzie rozpatrywany jako wypływ swobodny ze zbiornika, co wynika z faktu, że ciśnienie cieczy w rozpylaczu jest kilkakrotnie większe od ciśnienia panującego w komorze spalania.

Podczas wypływu cząsteczki paliwa zbliżają się do otworu z całego obszaru przylegającego do niego, po różnych torach. Następuje oderwanie się strugi od ostrej krawędzi otworu, a następnie jej zwężenie, tak że przekrój strugi  $A_{C0}$  jest mniejszy od sumarycznego przekroju kanałków wtryskowych  $A_0$ . Zjawisko to wywołane jest niemożnością nagłej zmiany kierunku przepływu cząstek poruszających się wzdłuż ścianek rozpylacza oraz dławienia strumienia wzdłuż krawędzi otworu.

Stosunek przekroju strugi w miejscu przewężenia do przekroju otworu, określane jako współczynnik zwężenia (kontrakcji), wyraża zależność:

$$\varepsilon = \frac{A_{C0}}{A_0} \quad (15)$$

Przekrój strugi osiąga wartość równą przekroju otworu dopiero w pewnej odległości od otworu (w przybliżeniu równej średnicy otworu). Rozkład prędkości w wypływającej strudze przyjęto jako równomierny. Równanie Bernoulliego dla przekroju  $A_{P8} = A_{k3} - A_{l2}$ , gdzie panuje ciśnienie  $P_R$  oraz dla przekroju strugi  $A_0$ , w którym ciśnienie ma wartość  $P_C$ , przedstawia się następująco:

$$l_R + \frac{P_R}{\gamma_{\text{pal}}} = \frac{P_C}{\gamma_{\text{pal}}} + \frac{v_{\text{wtr}}^2}{2g} + \zeta_o \frac{v_{\text{wtr}}^2}{2g} \quad (16)$$

gdzie:

- $P_C$  – maksymalne ciśnienie sprężania w cylindrze silnika,
- $P_R$  – ciśnienie paliwa w rozpylaczu,
- $\zeta_o$  – współczynnik oporu przepływu przez otwór,  $\zeta_o = 0,065$ .

Wprowadzając pojęcie tzw. naporu obliczeniowego paliwa:

$$H_o = l_R + \frac{P_R - P_C}{\gamma_{\text{pal}}} \quad (17)$$

otrzymano:

$$H_o = \frac{v_{\text{wtr}}^2}{2g} (1 + \zeta_o) \quad (18)$$

Stąd prędkość wypływu paliwa:

$$v_{\text{wtr}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_o}} \sqrt{2gH_o} = \varphi_{\text{wtr}} \sqrt{2gH_o} \quad (19)$$

gdzie:

$\varphi_{\text{wtr}}$  – współczynnik prędkości wypływu:

$$\varphi_{\text{wtr}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_o}} \quad (20)$$

Rzeczywiste natężenie wypływu strumienia paliwa wyrażone jest wzorem:

$$Q_R = A_0 v_{\text{wtr}} = \varepsilon A_0 \varphi_{\text{wtr}} \sqrt{2gl_R} \quad (21)$$

## Podsumowanie

Adaptując poszczególne elementy układu sterowania elektronicznego, czyli sterowany elektronicznie wtryskiwacz, sterownik dawki paliwa ze wzmacniaczem oraz zasobnik paliwa, do konwencjonalnego silnika 1SB istnieje możliwość otrzymania całkowicie sterowalnego procesu przebiegu wtrysku.

Sterując impulsem prądowym, istnieje możliwość sterowania wielkością dawki paliwa, a także wprowadzenia wielokrotnego wtrysku, charakterystycznego dla układów wtryskowych sterowanych elektronicznie.

Obliczenia symulacyjne zostały przeprowadzone w oparciu o zależności teoretyczne i empiryczne bez weryfikacji i badań na rzeczywistym modelu zaworu, dlatego należy traktować je jako wyniki szacunkowe.

W celu weryfikacji przyjętego modelu należałoby wykonać badania doświadczalne na rzeczywistym wtryskiwaczu i uzyskane wyniki wykorzystać do skorygowania przyjętego modelu obliczeniowego.

## Bibliografia

1. Bosch, Praca zbiorowa: Zasobnikowe układy wtryskowe Common Rail. WKŁ, Warszawa 2005.
2. BASZTA T.: Urządzenia hydrauliczne. Konstrukcja i obliczenia. WNT, Warszawa 1961.
3. GAŁAŚKA M., KACZMARCZYK J., MARUSZKIEWICZ J.: Hydromechanika stosowana. Wojskowa Akademia Techniczna im. J. Dąbrowskiego, Warszawa 1972.
4. SOBIESZCZAŃSKI M.: Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych. Zagadnienia wybrane. WKŁ, Warszawa 2000.

## Pozostałe pozycje

5. BURMAN P. G., DELUCA F.: Fuel injection and controls for internal combustion engines. The technical Press LTD, Londyn 1962.
6. GUILLON M.: Teoria i obliczanie układów hydraulicznych. WNT, Warszawa 1967.

7. LANDAU L. D., LIFSZYC E. M.: Hydrodynamika. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1994.
8. OCHOCKI W.: Numerycznie sterowane systemy wtrysku paliwa silników wysokoprężnych. Wydawnictwo Poznańskiego Towarzystwa Przyjaciół Nauk, Poznań 1994.
9. WALKOWSKI M.: Modelowanie działania zaworu sterującego dawką paliwa w układzie wtrysku typu Common Rail. VII Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Silniki Gazowe” 2006. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej 162. MECHANIKA 26. Wydział Inżynierii Mechanicznej i Informatyki, Częstochowa 2006, 550–560.
10. WALKOWSKI M.: Selected problems of modelling the working of container injection systems of Common Rail type. (s. 477–485). Journal of POLISH CIMAC, Explo-Diesel & Gas Turbine '07. V International Scientific-Technical Conference. Gdańsk – Stockholm – Tumba Poland – Sweden 11–15 May 2007. ISSN 1231–3998. Gdańsk University of Technology, Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology, Department of Ship Power Plants.
11. WALKOWSKI M.: Determining the characteristics of control valve in a Common Rail injection system of a combustion engine. SILNIKI SPALINOWE. Czasopismo naukowe Nr 2007 – SC2, Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych, 94–100.

*Recenzent:  
prof. dr hab. inż. Stefan Żmudzki  
Akademia Morska w Szczecinie*