Dr hab. inż. Tomasz Knefel

Dr hab. inż. Jacek Nowakowski

Katedra Silników Spalinowych I Pojazdów
Akademia Techniczno-Humanistyczna
43-309 Bielsko-Biała, ul. Willowa 2
E-mail: knefel@ath.bielsko.pl, jnowakow@ath.bielsko.pl

Modelowa analiza parametrów procesu wtrysku w układzie zasilania typu Common Rail

Keywords: *układ wtryskowy Common Rail, obliczenia symulacyjne, proces wtrysku, parametry eksploatacyjne układu zasilania*

Abstract: W pracy przedstawiono uproszczony model zasobnikowego układu zasilania w paliwo silnika o zapłonie samoczynnym. W rozważaniach nie uwzględniono przewodów wysokiego ciśnienia, a do symulacji pracy wtryskiwaczy opracowano empiryczny podmodel. Przedstawiono podstawowe równania modelu. Zjawiska zostały opisane układem 17 równań różniczkowych zwyczajnych, pierwszego rzędu. W pracy również zawarto ocenę wpływu parametrów geometrycznych zasobnika na proces wtrysku. Ocenę przeprowadzono za pomocą programu obliczającego proces wtrysku, wykorzystującego model rozważanego układu wtryskowego. Zaproponowano sposób wstępnego doboru parametrów geometrycznych zasobnika.

1. Wstęp

Rozwój współczesnych szybkoobrotowych silników o zapłonie samoczynnym jest związany z rozwojem ich układów zasilania w paliwo. Obecnie w zasilaniu tego rodzaju silników dominuje zasobnikowy układ wtryskowy Common Rail. Przy doborze układu do silnika należy uwzględnić wiele czynników eksploatacyjnych i regulacyjnych. Wykorzystanie badań symulacyjnych do analizy tych parametrów znacznie ułatwia i przyspiesza prowadzenie prac rozwojowych.

W zasobnikowym układzie zasilania w paliwo, wytwarzanie wysokiego ciśnienia następuje w tłoczkowej pompie wysokiego ciśnienia, skąd przepływa przewodem wysokiego ciśnienia do zasobnika, po czym przez stosunkowo krótkie przewody wtryskowe zostaje podane do wtryskiwaczy.

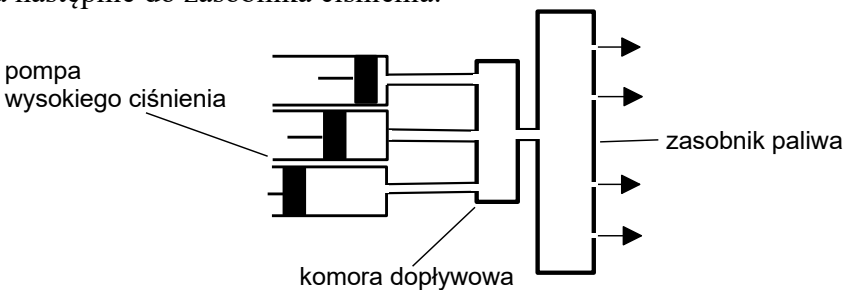
Istniejące modele układu wtryskowego typu Common Rail były tworzone przez zespoły badawcze przede wszystkim w celu porównania ich parametrów pracy i osiągów z parametrami innych systemów wtryskowych. Obejmowały one analizy i dyskusje podstawowych czynników związanych z przebiegiem wtrysku [3], lecz również pozwalały wyznaczać wielkości, które trudno zmierzyć, na przykład efektywne pole powierzchnię przepływu. Można również spotkać rozważania dotyczące elementów układów zasilania silników o zapłonie samoczynnym i zagadnień związanych z ich sterowaniem. Jedną z podstawowych jest tutaj praca [2], w której autorzy jako jedni z pierwszych podjęli problem przepływu paliwa i sterowania wtryskiwaczem. Z kolei w pracy [4] opracowano model zaworu przelewowego sterującego ciśnieniem paliwa oraz model zaworu dławiącego dopływ paliwa do pompy wysokiego ciśnienia, które rozważano wraz podmodelem tej pompy. Ta

ostatnia była sterowana pseudolosową sekwencją bitów. Przeprowadzano również symulacyjną analizę właściwości materiałów używanych do wykonania elektrozaworów wtryskiwaczy i pracy zaworów [8]. Z kolei autorzy pracy [10] w swoich rozważaniach skupili się na sztywności zespołu tłok sterujący-iglica, wartościach współczynników wypływu otworków rozpylacza i wyznaczeniu bezwymiarowej liczby kawitacyjnej. Określenie wpływu zjawisk falowych w zasobniku na przebieg wtrysku było głównym tematem pracy [1] wykorzystanej w koncernie Daimler Chrysler AG oraz [6], gdzie oceniano wpływ własności i ciśnienia paliwa, czasu wtrysku oraz długości i średnicy przewodu wtryskowego na zmiany ciśnienia w systemie. Z kolei ocenę oraz dobór wymiarów geometrycznych systemu wtryskowego zawarto w pracach [1, 9]. Inną grupę stanowią prace, które opisują modele ukierunkowane na sterowanie ciśnieniem w zasobnikowym systemie wtryskowym. Tu brano pod uwagę moduł sprężystości, ciśnienie, temperaturę paliwa oraz prędkość obrotową silnika, a efektami były zlinearyzowane modele sterowania oraz wstępne konstrukcje sterownika czy regulatora, służących do atestacji systemu sterowania ciśnienia w zasobniku [5, 7]. Dalej wykracza praca [11] przedstawiająca zasobnikowy system wtryskowy czwartej generacji i model on-line korygujący przebiegi wypływu paliwa z rozpylacza. Stanowiła inspirację do opracowania uproszczonego modelu układu zasilania.

Daje się zauważyć tendencję do stosowania oprogramowania do modelowania i analizy układów jednowymiarowych, wielodziedzinowych, mechatronicznych (interface, analizy statyczne i dynamiczne). W większości przypadków stosowane są pakiety AMESim oraz Matlab/Simulink. Nie jest to jednak regułą. Często wstępne opracowania są wykonywane za pomocą tych pakietów, a dokładniejsze, dedykowane określonemu celowi, z wykorzystaniem konwencjonalnych języków programowania. Zazwyczaj są to właśnie jednowymiarowe modele, opisujące nieustalony, sprężysty przepływ paliwa w układzie. Jednak badania symulacyjne prowadzi się w oparciu o modele obliczeniowe o różnym stopniu złożoności. Często w analizach technicznych są stosowane uproszczone modele, z uwagi na mniejszą liczbę czynników wpływających na przebieg analizowanych procesów. W takich przypadkach należy zawsze określić wpływ uproszczeń na dokładność odwzorowania rozważanych zjawisk.

Po przeprowadzeniu analizy dostępnej literatury stwierdzono, że brak modeli wykorzystujących równania mechaniki płynów w powiązaniu z wynikami badań stanowiskowych. Dlatego zdecydowano o podjęciu prac nad teoretyczno-empirycznym modelem układu, z wykorzystaniem konwencjonalnego języka programowania.

Przedstawiona praca dotyczy uproszczonego modelu układu, w którym paliwo z pompy wysokiego ciśnienia o trzech tłokach, jest podawane do zbiorczej komory dopływowej, a następnie do zasobnika ciśnienia.



Rys. 1. Schemat modelowanego układu zasilania

W rozważaniach nie uwzględniono przewodu wysokiego ciśnienia, przewodów wtryskowych i wtryskiwaczy. Wtrysk (wypływ paliwa) następuje przez cztery otwory, bezpośrednio z zasobnika ciśnienia (rys. 1).

2. Równania różniczkowe opisujące układ

Równania różniczkowe rozważanego układu można zapisać w postaci przedstawionej poniżej.

2.1. Równania określające ciśnienie w komorach pompy

Z uwagi na niewielkie wymiary komór przyjęto, że zmiany ciśnienia $p_p^{(i)}$ w czasie można wyznaczyć z uproszczonych równań ciągłości:

$$\frac{dp_p^{(i)}}{dt} = \frac{E_p^{(i)}}{V_p^{(i)}}\Big[A_p^{(i)} \frac{dh_p^{(i)}}{dt} - sgn(p_p^{(i)} - p_d)\,\varepsilon_A^{(i)}\,\mu_d F_d^{(i)} \sqrt{\frac{2}{\rho_p^{(i)}}\left|p_p^{(i)} - p_d\right|} + \\ - sgn(p_p^{(i)} - p_L)\,\varepsilon_B^{(i)}\,\mu_w F_w^{(i)} \sqrt{\frac{2}{\rho_p^{(i)}}\left|p_p^{(i)} - p_L\right|} + -\varepsilon_u^{(i)} F_u^{(i)} \sqrt{\frac{2}{\rho_z^{(i)}}\left|p_p^{(i)} - p_z\right|}\ \Big]\eta_p\,\eta_t \tag{1}$$

dla i = 1, 2, 3.

gdzie: $p_p^{(i)}$ – ciśnienie w komorze *i*-tego tłoka pompy,

$V_p^{(i)}$ –objętość komory *i*-tego tłoka pompy,

$E_p^{(i)} = E_p^{(i)}(p_p^{(i)}, T)$ - moduł sprężystości paliwa w komorze *i*-tego tłoka,

$A_p^{(i)}$ – pole powierzchni *i*-tego tłoka pompy,

$\frac{dh_p^{(i)}}{dt}$ - prędkość *i*-tego tłoka pompy,

p_d – ciśnienie zasilania,

μ_d – współczynnik przepływu otworu dopływowego,

$\varepsilon_A^{(i)}$ – wskaźnik sterujący,

$F_d^{(i)}$ – pole powierzchni otworu dopływowego do komory *i*-tego tłoka pompy,

$\rho_p^{(i)} = \rho(\rho_p^{(i)}, T)$ – gęstość paliwa w komorze *i*-tego tłoka,

$\varepsilon_B^{(i)}$ – wskaźnik sterujący,

p_L – ciśnienie w komorze dopływowej,

μ_w – współczynnik przepływu otworu wypływowego,

$F_w^{(i)}$ – pole powierzchni otworu wypływowego z komory i-tego tłoka pompy,

$\varepsilon_u^{(i)}$ – wskaźnik sterujący,

$F_u^{(i)}$ – pole powierzchni otworu upustowego,

p_z – ciśnienie w zasobniku,

η_p – sprawność pompy zależna od prędkości obrotowej i ciśnienia paliwa,

η_t – poprawka uwzględniająca zmianę sprawności *i*-tego tłoka pompy wysokiego ciśnienia w zależności od temperatury paliwa.

W powyższym wzorze wprowadzono współczynniki sterujące, których interpretacja jest następująca:

$\varepsilon_A^{(i)}$ - człon wydatku objętościowego, zależnego od różnicy ciśnień $p_p^{(i)}$ i p_d jest aktywny tylko wówczas, gdy wznios grzybka zaworu dopływowego $h_g^{(i)} \rangle 0$,

$\varepsilon_B^{(i)}$ - człon wydatku objętościowego, zależnego od różnicy ciśnień $p_p^{(i)}$ i p_L jest aktywny tylko wówczas, gdy wznios kulki zaworu łączącego komorę pompy z komorą dopływową $h_k^{(i)}$ jest większy od zera;

$\varepsilon_u^{(i)}$ – trzeci człon wypływowy jest uaktywniany w równaniu (1) wówczas, gdy ciśnienie w zasobniku p_z przekracza przyjęte ciśnienie graniczne $p_z^{(gr)}$, równocześnie tłok pompy porusza się do góry ($\dot{h}_p^{(i)} \rangle 0$) oraz błąd względny odchylenia p_z od $p_z^{(gr)}$ przekracza dopuszczalną wartość ε.

Ponadto przyjmowano, że przekrój upustu $F_u^{(i)}$ zmienia się, zależnie od wartości różnicy ciśnień p_z i $p_z^{(gr)}$, według wzoru:

$$F_u^{(i)} = F_{u0}^{(i)} \sqrt{\frac{2}{\rho_z} \left| p_z - p_z^{gr} \right|} \tag{2}$$

Równania (1) są równaniami różniczkowymi zwyczajnymi, pierwszego rzędu, nieliniowymi.

2.2. Równanie ruchu grzybkowych zaworów dopływowych

Z drugiej zasady dynamiki Newtona wynika, że prostoliniowy ruch zaworów dopływowych opisują równania:

$$\frac{d^2 h_g^{(i)}}{dt^2} = \frac{\varepsilon_g^{(i)}}{m_g^{(i)}} f_g^{(i)} \tag{3}$$

gdzie: $f_g^{(i)} = -\left(h_g^{(i)} + h_{gl0}^{(i)}\right) k_g^{(i)} - \left(p_p^{(i)} + p_d^{(i)}\right) F_g^{(i)}$

$F_g^{(i)} = \dfrac{\pi \left[g_1^{(i)}\right]^2}{4}$ dla i = 1, 2, 3,

$h_g^{(i)}$ – wznios grzybka zaworu dopływowego,

$m_g^{(i)}$ – masa grzybka,

$h_{gl0}^{(i)}$ – wstępne napięcie sprężyny,

$k_g^{(i)}$ – stała sprężyny,

$F_g^{(i)}$ – pole powierzchni zaworu.

Występujący w powyższych równaniach wskaźnik sterujący εg przyjmuje wartości:

$$\varepsilon_g^{(i)} = \begin{cases} 1 & \text{gdy } \ wG^{(i)} = 1 \\ 0 & \text{w przeciwnym przypadku} \end{cases}$$

Z kolei wskaźnik $wG^{(i)}$ wskazuje, czy grzybek zaworu dolotowego osiadł na gnieździe ($wG^{(i)}$ = 0), jest w fazie ruchu ($wG^{(i)}$ = 1), czy też osiągnął maksymalny wznios $h_{g_{\max}}^{(i)}$ ($wG^{(i)}$ = 2), przy czym $wG^{(i)} \in \{0, \ 1, \ 2\}$.

Równania (3) stanowią układ równań trzech równań różniczkowych zwyczajnych, drugiego rzędu.

2.3. Równanie ruchu kulowych zaworów wypływowych

Równania ruchu zaworów wypływowych mają postaci:

$$\frac{d^2 h_k^{(i)}}{dt^2} = \frac{\varepsilon_k^{(i)}}{m_k^{(i)}} \quad f_k^{(i)} \tag{4}$$

gdzie: $f_k^{(i)} = -\left(h_k^{(i)} + h_{kl0}^{(i)}\right) k_k^{(i)} - \left(p_p^{(i)} + p_o^{(i)}\right) F_w^{(i)}$

dla i = 1, 2, 3,

$h_k^{(i)}$ – wznios kuli zaworu wypływowego,

$m_k^{(i)}$ – masa kuli,

$h_{kl0}^{(i)}$ – wstępne napięcie sprężyny,

$k_k^{(i)}$ – stała sprężyny,

$F_w^{(i)}$ – pole powierzchni otworu wypływowego.

Występujący równaniach wskaźnik sterujący εk przyjmuje wartości:

$$\varepsilon_k^{(i)} = \begin{cases} 1 & \text{gdy} \quad wK^{(i)} = 1 \\ 0 & \text{w przeciwnym przypadku} \end{cases} \qquad wK^{(i)} \in \{0,\ 1,\ 2\}$$

Z kolei wskaźnik $wK^{(i)}$, podobnie jak wskaźnik $wG^{(i)}$, wskazuje pozycje kuli zaworu: 0 jeśli brak przepływu między komorą pompy i komorą dopływową, 1 jeśli kulka jest w fazie ruchu, 2 jeśli kulka osiągnęła maksymalny wznios.

Równania (4) stanowią układ równań trzech równań różniczkowych zwyczajnych, drugiego rzędu.

2.4. Równanie określające ciśnienie w komorze dopływowej

Podobnie jak w przypadku komór pompy wysokiego ciśnienia przyjęto, że zmiany ciśnienia w komorze dopływowej można wyznaczyć z uproszczonego równania ciągłości:

$$\frac{dp_L^{(i)}}{dt} = \frac{E_L^{(i)}}{V_L^{(i)}}\Big[\ \operatorname{sgn}(p_p^{(i)} - p_L)\,\varepsilon_B^{(i)}\,\mu_w^{(i)} F_w^{(i)}\,\sqrt{\frac{2}{\rho_p^{(i)}}\left|p_p^{(i)} - p_L\right|} + \\ -\operatorname{sgn}(p_L - p_Z)\,\mu_L F_L\,\sqrt{\frac{2}{\rho_0}\left|p_L - p_Z\right|}\ \Big] \qquad (5)$$

dla i = 1, 2, 3,

gdzie: $V_L^{(i)}$ – objętość komory dopływowej,

$\mu_w^{(i)}$ – współczynnik przepływu otworu dopływowego do zasobnika,

F_L – pole powierzchni otworu dopływowego do zasobnika, równe polu powierzchni przekroju przewodu łączącego komorę dopływową z zasobnikiem,

pozostałe oznaczenia jak w p. 2.1.

Warto zaznaczyć, że objętość V_L należy powiększyć o objętość przewodu, łączącego komorę dopływową z zasobnikiem:

$$V_L := V_L + \frac{\pi d^2}{4} L \qquad (6)$$

gdzie: d – średnica przewodu, L – długość przewodu łączącego komorę dopływową z zasobnikiem.

2.5. Równania ciśnienia w zasobniku

Do opisu zmian ciśnienia w zasobniku również wykorzystano równanie ciągłości:

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{E_z}{V_z}\Big[\ -\sum_{i=1}^{4}\operatorname{sgn}(p_z - p_k)\,\varepsilon_z^{(i)}\,\mu_z^{(i)} A_z^{(i)}\,\sqrt{\frac{2}{\rho_z}\left|p_z - p_k\right|} + \\ \operatorname{sgn}(p_L - p_Z)\,\mu_L F_L\,\sqrt{\frac{2}{\rho_L}\left|p_L - p_Z\right|}\ \Big] \qquad (7)$$

gdzie: $A_z^{(i)}$ – zmienne pole powierzchni wypływu paliwa przez otwór wypływowy,

V_L – objętość komory dopływowej,

p_k – ciśnienie w komorze spalania (przeciwciśnienie).

$$\varepsilon_z^{(i)} = \begin{cases} 1 & \text{gdy} \quad t \in \left\langle t_A^{(i)},\ t_B^{(i)} \right\rangle \quad i \quad p_z > p_k \\ 0 & \text{w przeciwnym przypadku} \end{cases}$$

$t_A^{(i)}, t_B^{(i)}$ – czasy otwarcia otworów,

pozostałe oznaczenia jak w p. 2.1 i 2.4.

Równanie (7) jest równaniem różniczkowym zwyczajnym pierwszego rzędu, nieliniowym.

Modelowanie zjawisk hydrodynamicznych we wtryskiwaczu napotyka na szereg trudności. Zasadniczą sprawą dla właściwego modelu zasobnika jest określenie reguł, według których paliwo wypływa z zasobnika do komory spalania. W prezentowanym algorytmie

przyjęto, że kolejne otwory otwierają się co 180° obrotu wału pompy. Istotny jest również dobór wartości szeregu współczynników koniecznych do przeprowadzenia właściwej ilościowej oceny zachodzących zjawisk. Można tu wymienić współczynniki oporów hydraulicznych, współczynniki natężeń przepływu czy współczynniki oporów ruchu elementów ruchomych. Wartości tych wielkości są zmienne w zależności od ciśnienia paliwa, co utrudnia ich wyznaczanie. Ponadto przy modelowaniu elektronicznie sterowanych układów wtryskowych należy uwzględnić elektrozawory sterujące, które wymagają znajomości kolejnych wielkości, zwłaszcza własności materiałowych. Wartości niektórych wielkości są niekiedy trudne do oszacowania, dlatego zdecydowano o opracowaniu empirycznego modelu wypływu paliwa z rozpylacza, opartego o funkcję $A_z^{(i)}$. Wykorzystano wartości charakterystycznych czasów, uzyskane z analiz przebiegów wtrysku.

Podstawową obserwacją poczynioną podczas eksperymentów było stwierdzenie, że rzeczywisty przebieg wzniosu iglicy, a tym samym funkcji $A_z^{(i)}$ odbiega od teoretycznego, w którym określa się:

$t_B^{(i)}$ – zadany czas otwarcia, $t_0^{(i)}$ – zadany czas przerwy.

Przede wszystkim stwierdzono, że rzeczywisty czas otwarcia $\bar{t}_B$ jest większy od zadanego $t_B^{(i)}$ o wielkość w przybliżeniu stałą, oznaczoną jako $t_d^{(i)}$ – czas opóźnienia wtrysku. Czas opóźnienia uwzględnia różnice między zadanym, a realizowanym czasem wtrysku. Został wyznaczony doświadczalnie. Również przebiegi funkcji $A_z^{(i)}$ miały kształt bardziej zbliżony do paraboli niż do przebiegu teoretycznego, w postaci funkcji prostokątnej.

W zależności od wartości $t_0^{(i)}$ oraz $t_d^{(i)}$ otrzymuje się dwa różne przypadki:

$t_d^{(i)} < t_0^{(i)}$ oraz $t_d^{(i)} > t_0^{(i)}$

uwzględnione w opracowanym programie komputerowym.

W programie obliczającym proces wtrysku wprowadzono możliwość zadawania ciśnienia, poniżej którego wtrysk nie powinien się rozpocząć (jest to odpowiednik ciśnienia otwarcia wtryskiwaczy). Jest to zabezpieczenie przed obliczaniem parametrów wtrysku w przypadku, gdy jakość procesu rozpylenia (nie analizowana za pomocą tego modelu) mogłaby okazać się niezadowalająca.

3. Numeryczne całkowanie równań różniczkowych układu

Większość metod całkowania układów równań różniczkowych zwyczajnych wymaga sprowadzenia równań wyższego rzędu do równań pierwszego rzędu. Dlatego równania (3) i (4) sprowadzono do odpowiednich dwóch równań pierwszego rzędu. Równania (1), (3), (4) i (7) zapisano zatem w postaci układu równań 1-go rzędu postaci:

$$\dot{X} = F(t, X) \tag{8}$$

gdzie *F* jest funkcją wektorową a *X:*

$$X = \left[p_L,\, p_p^{(1)}, ...,\, p_p^{(3)},\, h_g^{(1)},\, \dot{h}_g^{(1)}, ...,\, h_g^{(3)},\, \dot{h}_g^{(3)},\, h_k^{(1)},\, \dot{h}_k^{(1)}, ...,\, h_k^{(3)},\, \dot{h}_k^{(3)},\, p_z\right]^T$$

jest wektorem o $m = 17$ składowych.

Należy zatem całkować układ m = 17 równań różniczkowych zwyczajnych, pierwszego rzędu. Zastosowano do tego celu metodę Rungego-Kutty IV rzędu ze stałym krokiem całkowania.

4. Warunki początkowe, uwagi dodatkowe

Obliczenia prowadzono przyjmując, że w chwili początkowej (t = 0) wszystkie ciśnienia są równe ciśnieniu paliwa dopływającego (zasilania) p_d oraz zerowe są wzniosy i prędkości, to znaczy:

$$X_{t=0} = \left[p_d,\, p_d,\, p_d,\, p_d,\, 0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,\, p_d\right]^T \tag{9}$$

Przyjmowano też, że pracę rozpoczyna pierwsza sekcja pompy wysokiego ciśnienia, a pozostałe są uruchamiane po odpowiednio: 120 i 240 stopniach obrotu wału. Przyjmowano zatem, że kąty $\alpha^{(i)}$ są określone zależnościami:

$$\alpha^{(i)} = \begin{cases} 0 & \text{gdy } t < t_i \\ \omega(t - t_i) & \text{gdy } t > t_i \end{cases} \tag{10}$$

gdzie: ω - prędkość kątowa,

$$t_i = 0 \quad \text{dla } i = 1, \qquad t_i = \frac{2\pi}{3\omega} \quad \text{dla } i = 2, \qquad t_i = \frac{4\pi}{3\omega} \quad \text{dla } i = 3.$$

Ponieważ badania empiryczne prowadzono dla ustalonych warunków pracy analizowanego układu zasilania, wyniki otrzymane w wyniku symulacji komputerowych można uważać za właściwe dopiero po kilku cyklach pracy (φ > 720°), bowiem w początkowej fazie obliczeń zbyt wyraźny jest wpływ warunków początkowych (9) oraz przesunięć t_i we wzorze (10).

Jak wspomniano już poprzednio, otwory wypływowe w zasobniku uruchamiano kolejno (cyklicznie) co:

$$\Delta T = t_B^{(i)} - t_A^{(i)} = \frac{\pi}{\omega} \tag{11}$$

Program do modelowania pracy systemu wtrysku typu Common Rail opracowany w oparciu o wyżej przedstawione zależności umożliwia obliczenie przebiegów ciśnienia w komorach pompy, komorze dopływowej i zasobniku ciśnienia, wzniosów tłoków i ruchomych elementów zaworów. Obliczane są sumaryczne dawki wtrysku oraz natężenia wypływu paliwa przez poszczególne otwory wtryskowe. Przebiegi wtrysku można wyznaczyć dla niedzielonej i dzielonej dawki oraz różnych wartości czasu przerwy.

Obliczenia weryfikacyjne przeprowadzono dla układu zasilania z walcowym zasobnikiem wysokiego ciśnienia. Porównania dokonano dla: dzielonej dawki wtrysku - część pilotująca 450 μs, przerwa 600 μs, główna część 450 μs, zadanego ciśnienia w zasobniku na poziomie 700 barów, prędkości obrotowej pompy 695 obr/min, kolejności wtryskiwania 1 – 2 – 3 – 4. Różnice wartości obliczonych i zmierzonych dawek wtrysku wynosiły od 2,4 do 7,7 %, w zależności od grupy selekcyjnej wtryskiwacza. Wynikają one głównie z przyjętych uproszczeń w modelu, bowiem nie uwzględniono przewodów wysokiego ciśnienia i zespołów wtryskiwaczy. Znaczący wpływ na dawkę ma czas opóźnienia wtrysku i jego zależność od ciśnienia paliwa.

5. Wpływ parametrów geometrycznych zasobnika na proces wtrysku

Wykorzystując model rozważanego układu wtryskowego, za pomocą programu obliczającego proces wtrysku, wykonano obliczenia dla różnych wartości zadanego sygnału sterującego wtryskiwaczem. Rozważano podawanie dwuczęściowej dawki paliwa. Obliczenia miały na celu jakościową i ilościową ocenę wpływu badanych wielkości na parametry wtrysku. Przedstawiono rozważania dotyczące wpływu parametrów geometrycznych zasobnika paliwa na proces wtrysku.

Zasobnik jest konstrukcyjnie stosunkowo prostym elementem, jednak pełni istotną rolę w ograniczeniu propagacji fal ciśnienia. Odpowiednio dobrana objętość zapewnia

ciągłość dawkowania przy gwałtownych zmianach parametrów pracy silnika. Jak wcześniej wspomniano, do przeprowadzania modelowych obliczeń przyjęto walcowy zasobnik wysokiego ciśnienia układu wtryskowego silnika o zapłonie samoczynnym klasy 1700 cm^3.

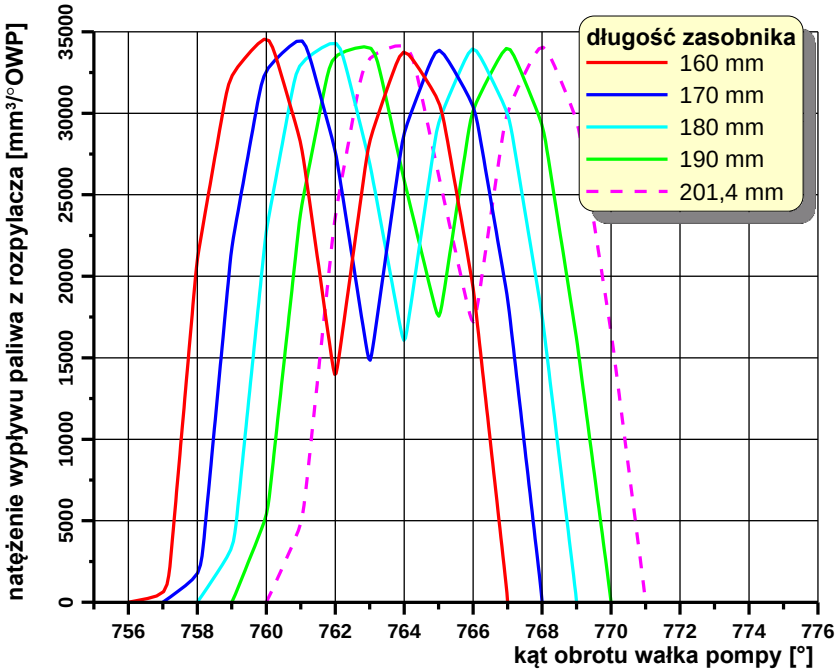
Za pomocą modelu oceniono wpływ długości, średnicy i objętości zasobnika na parametry procesu podawania paliwa. Obliczenia wykonano: dla stałej średnicy zasobnika i zmiennej długości oraz stałej długości i zmiennej średnicy zasobnika. Analizowano zmiany przebiegu procesu wtrysku, dawki paliwa, kąta początku wtrysku oraz kąta trwania wtrysku.

Ocena wpływu długości zasobnika

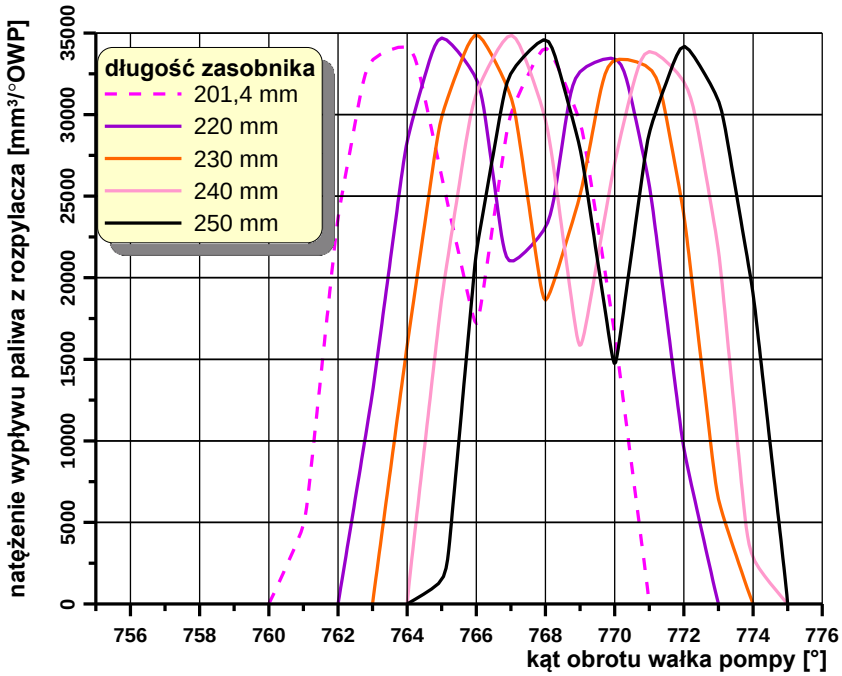
Na rys. 2 i 3 przestawiono przebiegi wtrysku jednego z wtryskiwaczy obliczone dla stałej średnicy i różnych długości zasobnika. Fioletową przerywaną linią przedstawiono wyniki dla podstawowej, zastosowanej przez producenta, długości zasobnika 201,4 mm. Tutaj kąt wtrysku wynosi 11° i pozostaje taki sam dla wszystkich przypadków. Zmienia się natomiast kąt początku wtrysku i dla rozważanego zakresu długości zasobnika zakres zmian wynosi 8° OWP. Jest dość istotna zmiana ważnego parametru wtrysku, którą należy uwzględniać przy projektowaniu algorytmów sterujących pracą silnika. Zmiany te przede wszystkim wynikają ze sposobu sterowania wtryskiwaczem w modelu, który umożliwia jego otwarcie przy zadanej wartości ciśnienia.

Wraz ze zwiększaniem długości zasobnika, średnie wartości ciśnienia w zasobniku zmieniają się zaledwie o 0,02 % i te zmiany są praktycznie niezauważalne. Podobnie nieznacznym zmianom ulegają ekstrema natężenia wypływu paliwa z rozpylacza.

Natomiast zmieniają się różnice między maksymalną i minimalną wartością ciśnienia. Jeśli dla zasobnika o długości 160 mm różnica wynosi 77 barów, a dla 201,4 mm 62,6 bara, to dla 250 mm już tylko 51,9 bara. Te zmiany wpływają na zachowanie się paliwa w zasobniku.

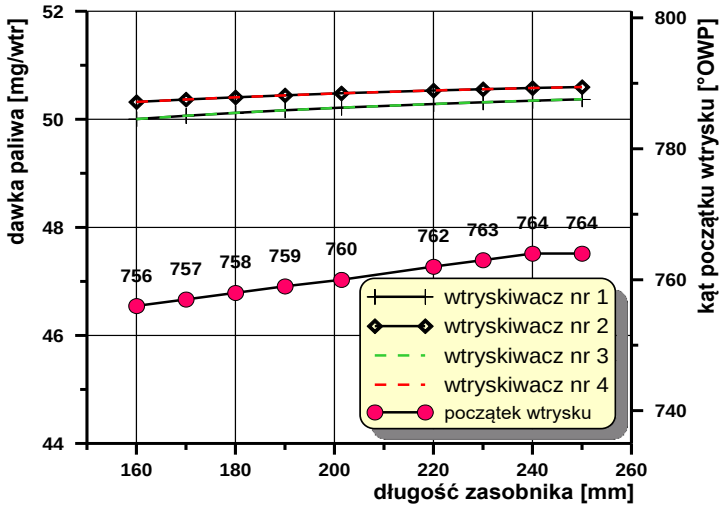


Rys. 2. Obliczone przebiegi wtrysku dla długości zasobnika 160 mm ÷ 201,4 mm

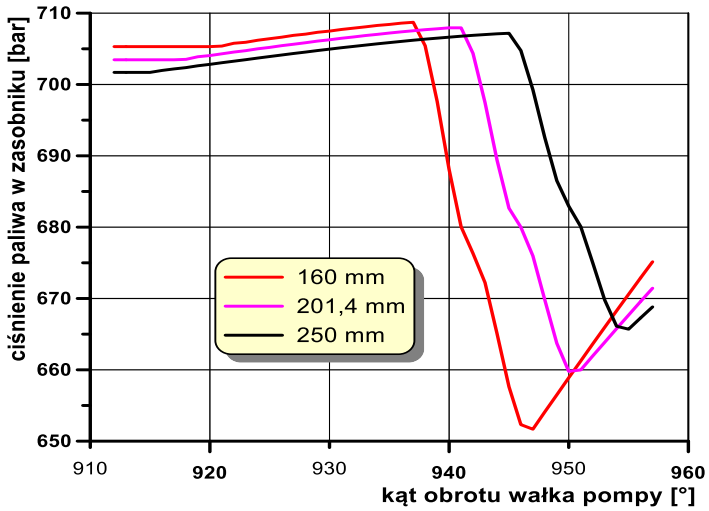


Rys. 3. Obliczone przebiegi wtrysku dla długości zasobnika 201,4 mm ÷ 250 mm

Przedstawione zmiany parametrów procesu wtrysku wynikają przede wszystkim ze zwiększania objętości rozważanego elementu. Ponieważ obliczenia prowadzono przy niezmienionych nastawach sterujących układem, zwiększenie objętości skutkuje coraz późniejszym osiąganiem wymaganego poziomu ciśnienia. Stąd opóźnienia początku kąta wtrysku (rys. 4). Ponieważ czas trwania wtrysku nie zmienia się, również coraz później następuje koniec wtrysku, który przypada dla coraz mniejszych różnic ciśnień między początkiem, a końcem wtrysku (rys. 5). Dlatego odnotowano niewielkie, bo wynoszące 0,7 %, zwiększenie dawki wtrysku.



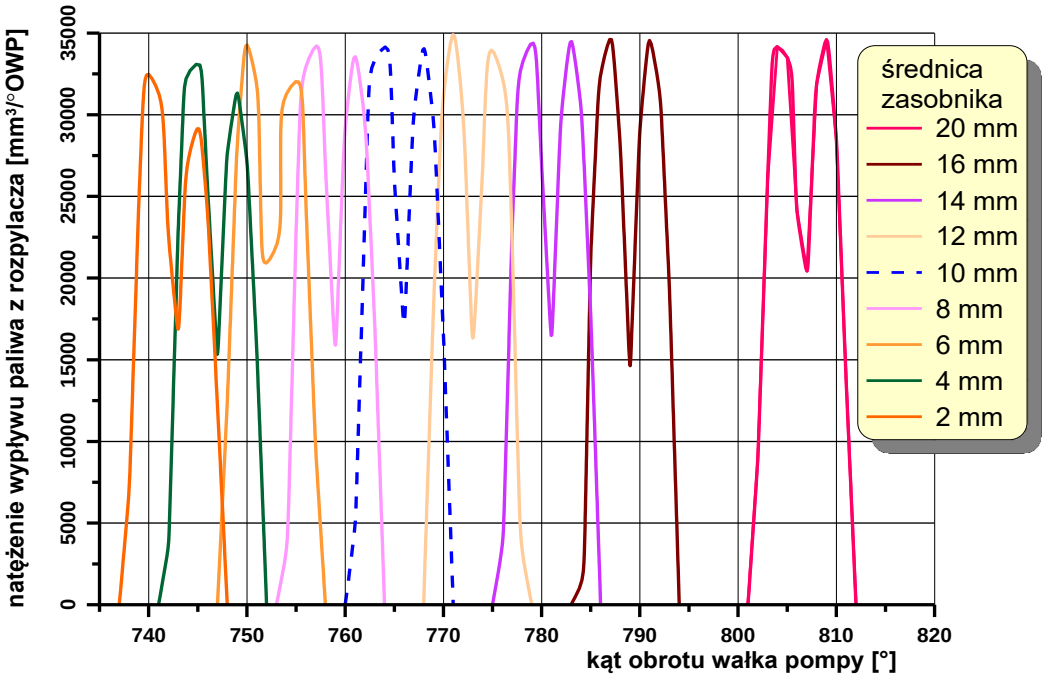
Rys. 4. Obliczone wartości dawek i kąta początku wtrysku dla różnych długości zasobnika



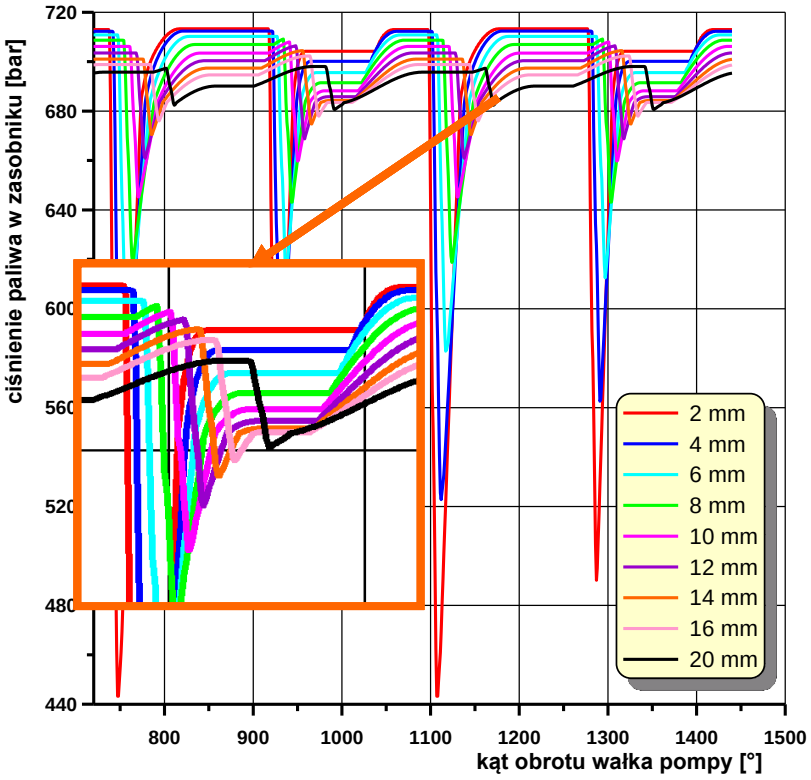
Rys. 5. Obliczone zmiany ciśnienia w zasobniku podczas wtrysku oraz kąty początku wtrysku dla wybranych długości zasobnika

Ocena wpływu średnicy zasobnika

Analizowane i zadawane wyżej zmiany długości zasobnika wysokiego ciśnienia miały liniowy charakter i tak też zmieniały się parametry wtrysku. Nieco inaczej jest, gdy bierze się pod uwagę przebiegi obliczone dla stałej długości i zmieniającej się średnicy zasobnika. W tych rozważaniach kierunek zmian jest podobny, jednak zmiany objętości są znaczne, a następują nieliniowo, zgodnie z drugą potęgą zadawanej średnicy. W celu pełniejszego zobrazowania zmian parametrów wtrysku przyjęto szeroki zakres zmian średnic, od najmniejszej odpowiadającej średnicy przewodu wtryskowego, do 20 mm, a więc wartości większej od stosowanych w większości zasobników samochodów osobowych. W odniesieniu do zmian długości zasobnika widać, że większa część energii dostarczonej do zasobnika jest zużywana w procesie ściskania cieczy. Zwiększona ilość paliwa w zasobniku przejmując część dostarczonej energii, powoduje znaczące opóźnienie początku wtrysku wynoszące aż 64° (rys. 6, a także rys. 8), przy niezmiennych wartościach kąta wtrysku wynoszących 11°. Jednak i w tym przypadku istotną rolę odgrywa sposób sterowania otwarciem wtryskiwacza. Średnie wartości ciśnienia w zasobniku zmieniają się o 1,5 % i nie oddają zmian następujących w zasobniku podczas procesu wtrysku paliwa, zwłaszcza dla najmniejszych średnic, gdzie mają miejsce duże zmiany ciśnienia (rys. 7). Stąd większe zmiany dawki i kąta początku wtrysku. Wraz ze zwiększaniem średnicy zasobnika jednak nie następuje znaczące zróżnicowanie natężeń wypływu paliwa z rozpylacza (rys. 6). Można je zauważyć jedynie dla najmniejszych średnic zasobnika, a więc tam, gdzie mają miejsce największe spadki ciśnienia. Forma wtrysku nie ulega zmianom. Różnice ciśnień (rys. 7) wpływają na zmianę ilości podawanego paliwa.

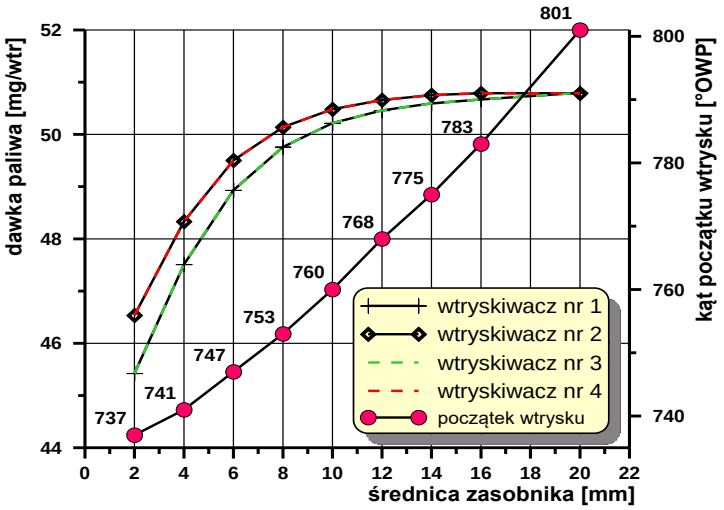


Rys. 6. Obliczone przebiegi wtrysku dla różnych średnic zasobnika



Rys. 7. Obliczone przebiegi ciśnienia dla różnych średnic zasobnika

Przy dużych spadkach ciśnienia, część procesu jest realizowana przy niskich wartościach ciśnienia, stąd mniejsza ilość paliwa (rys. 8). W całym rozważanym zakresie zmian średnic dawka wzrosła znacząco, bo o 11,8 %.



Rys. 8. Obliczone wartości dawek i kąta początku wtrysku dla różnych średnic zasobnika

Przedstawione wyżej wyniki modelowych analiz nie wyczerpują całości zagadnienia. Wykonano dodatkowe obliczenia, których wyniki uwzględniono w jakościowej ocenie wpływu omawianych parametrów pracy zasobnikowego układu wtryskowego na proces wtrysku (tab. 1).

Tabela 1. Ocena jakościowa badanych parametrów

Parametr	zakres wartości	wpływ badanego parametru na:		
		dawkę paliwa [mg]	kąt trwania wtrysku [°]	kąt początku wtrysku [°]
czas przerwy	200 µs÷900 µs	+	+ + +	- -
czas opóźnienia wtrysku	100 µs÷900 µs	+ + +	+ + +	- -
długość zasobnika (proporcjonalnie zmieniany rozstaw króćców)	160 mm÷250 mm	+ -	- -	+
średnica zasobnika	2 mm÷20 mm	+ + +	- -	+ + +

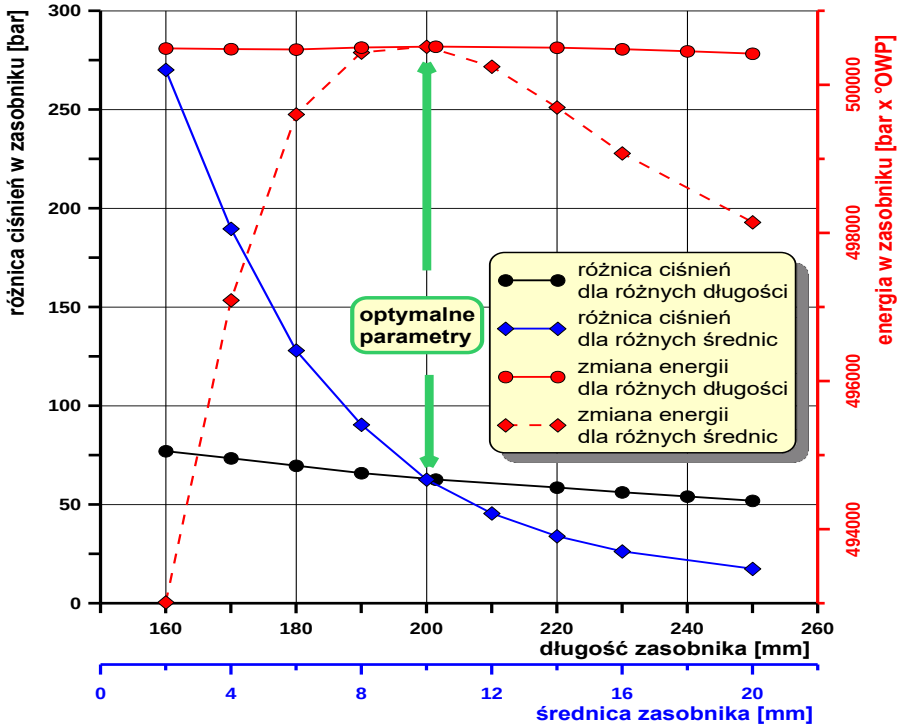
Legenda:

+ + +	wpływ zdecydowany
+	wpływ istotny
+ -	wpływ nieznaczny
- -	brak wpływu

Wspomniane wyżej różnice maksymalnych i minimalnych ciśnień w zasobniku przedstawiono na rys. 9. Różnice dla różnych długości zaznaczono czarnym kolorem i porównano z różnicami wyznaczonymi przy zmianach długości zasobnika (linia niebieska). Widać, że w miarę zwiększania długości i średnicy zasobnika zmniejszają się różnice ciśnień będące skutkiem procesu wtrysku, przy czym wpływ zmian średnicy zasobnika jest znacząco większy.

Jeśli przyjąć, że miarą będącej do dyspozycji energii paliwa przed wtryskiem jest pole pod krzywą ciśnienia w zasobniku, to ta wielkość dla różnych długości zasobnika zmienia się w stopniu równym średnim wartościom ciśnienia, czyli niewiele (rys. 9, czerwona, ciągła

linia). Na tym samym rysunku zestawiono zmiany energii paliwa w zasobniku (linie czerwonego koloru). O ile w rozważanym zakresie zmian długości nie następują istotne zmiany tej wielkości, to dla zmian średnic jest zupełnie inaczej (rys. 9, czerwona, kreskowa linia). Przebieg osiąga maksimum występuje dla zasobnika o średnicy 10 mm i długości 201,4 mm. Dla takiej konfiguracji wymiarów energia paliwa przed wtryskiem jest największa i może być właściwie wykorzystana do przygotowania mieszaniny palnej. Podane wartości jako optymalne przyjął producent analizowanego układu zasilania i stosował w zasobnikach do silników o pojemności skokowej 1700 cm^3.



Rys. 9. Obliczone różnice ciśnień i zmiany energii dla różnych wymiarów zasobnika

Należy jednak podkreślić, że zasobnik został zamodelowany w sposób uproszczony, bez uwzględniania zjawisk falowych. W rzeczywistym zasobniku paliwo podlega prawom ruchu falowego i powstają lokalne przestrzenie o ciśnieniu wyższym lub niższym w stosunku do zadanego, a te mogą w znacznym stopniu wpływać na proces dawkowania. Po ich uwzględnieniu może ulec zmianie ocena ilościowa przedstawionych zależności.

6. Podsumowanie

Proces modelowania odgrywa znaczącą rolę przy projektowaniu i doborze części maszyn. Pozwala w dużym stopniu skrócić czas wdrożenia projektowanego układu, jak również na jego dostosowanie do zabudowy równolegle z procesem projektowania. Aby model matematyczny jak najlepiej odzwierciedlał rzeczywiste zjawiska, należy sporządzić prawidłowy model fizyczny badanego układu. Oczywistym jest, że stopień uproszczenia modelowanego systemu będzie oddziaływał na dokładność wyników obliczeń, lecz w wielu przypadkach stosowanie uproszczeń jest konieczne, z uwagi na komplikację modelu matematycznego, zwiększenie czasów obliczeń, a więc obniżenie wydajności programu.

Opracowany model procesu wtrysku, dotyczący powszechnie stosowanego systemu wtrysku paliwa w silnikach o zapłonie samoczynnym typu Common Rail, pozwolił na

określenie zależności zachodzących między parametrami badanego układu. Spośród otrzymanych wyników badań, można wyodrębnić czynniki mające największy wpływ na dawkę paliwa, przebieg wtrysku, kąt początku oraz trwania wtrysku. Wpływ analizowanych wielkości na parametry wtrysku był różny, co można podsumować jak niżej.

- Przebieg ciśnienia, ma znaczący wpływ na cały proces wtrysku oraz dawkę paliwa. Zwiększenie ciśnienia w zasobniku powoduje zmianę natężenia wypływu paliwa z rozpylacza, co przekłada się na wzrost wydatku paliwa.
- Przy założonej długości, w zakresie rozważanych wartości, średnica zasobnika ma istotny wpływ na kąt początku wtrysku. Jej rosnąca wartość powoduje zwiększenie kąta początku oraz zmniejszenie ilości dawkowanego paliwa. Wynika to z objętości i ściśliwości paliwa, ponieważ większa objętość powoduje wydłużenie reakcji na sygnał wymuszający jakim jest ciśnienie paliwa w zasobniku.
- Zmienna długość zasobnika przy stałej jego średnicy ma nieznaczny wpływ na kąt początku wtrysku. Większa długości zasobnika zwiększa kąt początku wtrysku, lecz w mniejszym stopniu niż zmiana średnicy. Wynika to z mniejszego przyrostu objętości paliwa. Wielkość ta nie wpływa zarazem na kąt trwania wtrysku.
- Zmiana średnicy i długości zasobnika przy jego stałej objętości nie ma wpływu na analizowane parametry wtrysku.

Biorąc pod uwagę uzyskane wyniki symulacji, a także różnice między rezultatami obliczeń oraz wartościami zmierzonymi na stanowisku probierczym, stwierdza się dużą zgodność porównywanych wielkości. Jednak jak zawsze występują rozbieżności między układem rzeczywistym oraz modelem. Ich wartość pozwala ocenić jakość modelu oraz jego podatność na zmiany zadawanych wielkości. Mimo pewnego skomplikowania algorytmów oraz dużej ilości możliwych do zmiany parametrów jest on stosunkowo dobrze przewidywalny pod kątem generowanych wyników. Cecha ta pozwala na szybkie wykonywanie modelowych badań oraz dobór takich wartości parametrów początkowych, które umożliwiają uzyskanie żądanego przebiegu procesu wtrysku i dawkowania paliwa. Komputerowy program obliczeniowy, opracowany w oparciu o przedstawiony fizyczny model, można zakwalifikować jako dobrze odzwierciedlający badane parametry układu wtryskowego. Z uwagi na przyjęte niektóre uproszczenia w modelu matematycznym, występują różnice w wynikach obliczeń i pomiarów, lecz nie zmieniają wyników w znaczącym stopniu. Niewątpliwą niedoskonałością jest ograniczony podział dawki paliwa na części. W obecnej wersji programu można dokonać jedynie dwuczęściowego podziału. W toku dalszych prac należy dostosować program i model do aktualnych wymogów i przy wykorzystaniu wyników prac doświadczalnych opracować modele empiryczno-obliczeniowe, uwzględniające zarówno możliwość podziału na większą liczbę części, jak i większą liczbę parametrów sterujących.

References

1. Ahlin K. Modelling of pressure waves in the common rail Diesel injection system. Thesis performed in Automotive Systems at Linköping Institute of Technology, LiTH-ISY-EX-3081, 2000.

2. Amoia V, Ficarella A, Laforgia D, De Matthaeis S, Genco C. A theoretical code to simulate the behavior of an electro-injector for Diesel engines and parametric analysis. 1997, SAE Technical Paper 970349.

https://doi.org/10.4271/970349

3. Arcoumanis C, Baniasad M. S. Analysis of consecutive fuel injection rate signals obtained by the Zeuch and Bosch Methods. 1993, SAE Technical Paper 930921. https://doi.org/10.4271/930921

4. Gautier C, Sename O, Dugard L, Meissonnier G. An LFT Approach to H_ Control Design for Diesel Engine Common Rail Injection System. Oil & Gas Science and Technology, Rev. IFP, 2007,62(4): 513-522.

5. Gautier C, Sename O, Dugard L, Meissonnier G. Modelling of a Diesel Engine Common Rail Injection System. IFAC 16th Word Congress, Prague, 2005.

6. Huhtala K, Vilenius M. Study of a common rail fuel injection system. 2001, SAE Technical Paper 2001-01-3184.

7. Lino P, Maione B, Pizzo A. Nonlinear modelling and control of a common rail injection system for diesel engines. Applied Mathematical Modelling, 2007, 31(9): 1770–1784.

8. Ricco M, De Matthaeis S, Olabi A.G. Simulation of the magnetic properties for common rail electro-injector. Journal of Materials Processing Technology, 2004, 155(1): 1611–1615.

9. Schuckert M, Schultze L, Tschöke H. Zur Auslegung von Common-Rail Diesel-Einspritzsystemen. MTZ, 1998, 59(12): 800-806.

10. Seykens X.L.J, Somers L.M.T, Baer R.S.G. Detailed Modelling Of Common Rail Fuel Injection Process. Journal of Middle European Construction and Design of Cars, 2005, 3(2-3): 30-39.

11. Shinohara Y, Takeuchi K, Hermann O. E, Lumen H. J. Common-Einspritzsystem mit 3000 bar. MTZ, 2011, 72(1): 10-15.