

## OBLICZENIA DYNAMICZNE PNEUMATYCZNEGO ZAWORU PRZEKAŹNIKOWEGO

Zbigniew KAMIŃSKI\*

\*Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

[z.kaminski@pb.edu.pl](mailto:z.kaminski@pb.edu.pl)

**Streszczenie:** W pracy przedstawiono równania dynamiki zaworu przekaźnikowego stosowanego w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów. Opracowany model matematyczny zaworu wykorzystano do symulacji w programie Matlab-Simulink procesów przejściowych w dwuobwodowym układzie napędowym z siłownikiem tłokowym jednostronnego działania. Przedstawiona metoda obliczeń dynamicznych może być wykorzystana do doboru parametrów konstrukcyjnych elementów instalacji ze względu na stawiane wymagania, w tym szybkość działania pneumatycznego układu hamulcowego.

### 1. WPROWADZENIE

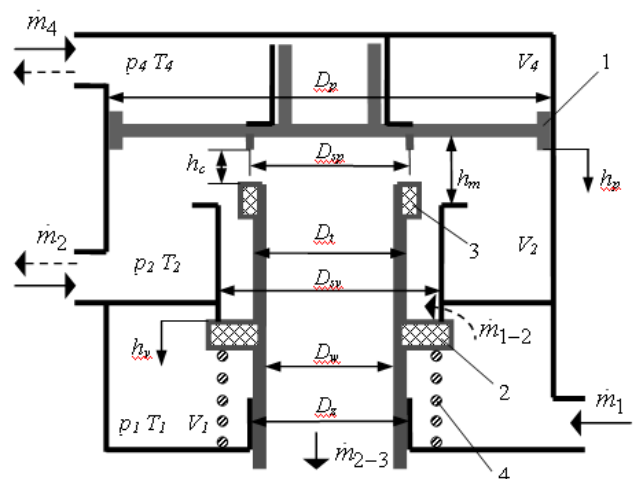
Układy hamulcowe współczesnych pojazdów samochodowych, zbudowane z różnorodnych komponentów: mechanicznych, hydraulicznych, pneumatycznych, elektrycznych czy informatycznych, można zaliczyć do tzw. inżynierskich systemów heterogenicznych (Reebing, 2007). Działanie takich systemów jest zdeterminowane wzajemnym powiązaniem wyspecjalizowanych komponentów spełniających określone funkcje. Komunikowanie poprzez tradycyjne granice między inżynierią mechaniczną, elektrotechniczną i informatyczną musi być zapewnione już na wczesnym etapie projektowania przy wykorzystaniu odpowiednich narzędzi obliczeniowych, w tym do prototypowania na obiektach wirtualnych.

Projektowe obliczenia układów hamulcowych dzieli się na obliczenia statyczne i dynamiczne. Celem obliczeń statycznych jest wyznaczenie podstawowych parametrów konstrukcyjnych układów i ich elementów z uwzględnieniem zadanych charakterystyk roboczych (Miatłuk, Kamiński, 2005). Celem obliczeń dynamicznych, realizowanych metodą symulacji cyfrowej, jest wyznaczenie przebiegu procesów przejściowych, wpływających na właściwości eksploatacyjno-użytkowe, w tym szybkość i synchronię działania wszystkich członów wykonawczych układu hamulcowego.

Do zaprezentowania wybranych aspektów obliczeń dynamicznych pneumatycznych zaworów hamulcowych wybrano zawór przekaźnikowy. W modelowaniu matematycznym tego zaworu uwzględniono szereg zjawisk – wymianę ciepła, bezwładność elementów ruchomych, tarcie – pomijanych zazwyczaj na etapie praktycznej realizacji modeli zaworów hamulcowych do symulacji cyfrowej (Németh, 2002; Subramanian, 2004; Kulesza, Siemieniako 2007; Kulesza, 2007; Kulesza, 2008).

### 2. MODEL MATEMATYCZNY ZAWORU

Pokazany schematycznie na rysunku 1 zawór proporcjonalny, zwany w technice motoryzacyjnej przekaźnikowym, jest wykorzystywany w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów jako zawór przyspieszający zadziałanie mechanizmów hamujących. Zawór ten wraz ze zbiornikiem sprężonego powietrza jest najczęściej instalowany w pobliżu hamulców najbardziej oddalonych od zaworu sterującego (np. hamulców osi tylnej). Komora sterująca  $V_4$  jest połączona z zaworem hamulcowym, a komory zasilająca  $V_1$  i wyjściowa  $V_2$  - odpowiednio ze zbiornikiem i komorami siłowników hamulcowych.



Rys. 1. Tutaj Schemat zaworu przekaźnikowego: 1 – tłok sterujący, 2 – grzybek dolny, 3 – grzybek górny, 4 – sprężyna

Na podstawie zasady zachowania masy i zasady zachowania energii dla układów otwartych oraz równania stanu gazu doskonałego uzyskuje się różniczkowe równania zmian ciśnienia i temperatury w poszczególnych komorach zaworu (Kamiński, 2007). Na przykład dla komory  $V_2$  i  $V_4$  otrzymuje się:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{V_2} \left[ (\kappa - 1) (\dot{Q}_2 + \dot{H}_{1-2} \mp \dot{H}_2 - \dot{H}_{2-3}) - \kappa \cdot p_2 \frac{dV_2}{dt} \right] \quad (1)$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2}{p_2 V_2} \left[ p_2 \frac{dV_2}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} - RT_2 (\dot{m}_{1-2} \mp \dot{m}_2 - \dot{m}_{2-3}) \right] \quad (2)$$

$$\frac{dp_4}{dt} = \frac{1}{V_4} \left[ (\kappa - 1) (\dot{Q}_4 \pm \dot{H}_4) - \kappa \cdot p_4 \frac{dV_4}{dt} \right] \quad (3)$$

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{T_4}{p_4 V_4} \left( p_4 \frac{dV_4}{dt} + V_4 \frac{dp_4}{dt} \mp RT_4 \dot{m}_4 \right) \quad (4)$$

gdzie:  $\dot{m}_i$  - strumień masowy dopływający lub wypływający z komory [kg/s],  $V_i$ ,  $A_i$  - objętość [m<sup>3</sup>] i powierzchnia przyjmowania ciepła  $i$ -tej komory [m<sup>2</sup>], zależne od przemieszczenia  $h_p$  tłoka  $A_i=f(h_p)$ ,  $V_i=f(h_p)$ ,  $p_i$  - ciśnienie powietrza w komorze [Pa],  $T_i$  - temperatura powietrza w komorze [K],  $\alpha_i$  - współczynnik przyjmowania ciepła komory [W/m<sup>2</sup>K],  $T_w$  - temperatura ścianek obudowy zaworu [K],  $\dot{Q}_i = \alpha_i A_i (T_w - T_i)$  - strumień ciepła wymieniany z otoczeniem [W].

Strumienie masowe powietrza przepływającego przez zawór opisano uogólnioną zależnością Saint Venanta i Wantzela przy wykorzystaniu funkcji przepływu Miatluka-Avtuszki (Metljkuk, Avtuško, 1980; Kamiński, 2007):

$$\dot{m}_i = 0,68473 \mu_i A_i \frac{p_i}{\sqrt{RT_i}} \Psi(\sigma), \quad \Psi(\sigma) = 1,13 \frac{1-\sigma}{1,13-\sigma} \quad (5)$$

gdzie:  $\mu_i$  - współczynnik wydatku,  $\Psi(\sigma)$  - funkcja przepływu zależna od ilorazu  $\sigma$  ciśnienia za i przed oporem pneumatycznym,  $A_i$  - pole przekroju poprzecznego strumienia [m<sup>2</sup>] zależne od przemieszczenia tłoka  $h_p$ , wyznaczanego

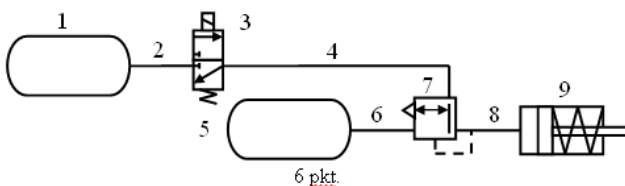
z równania ruchu:

$$m_z \frac{d^2 h_p}{dt^2} = F_{p24} + F_v + F_{fp} \quad (6)$$

gdzie:  $m_z$  - masa zredukowana tłoka i elementów poruszających się wraz z nim [kg],  $F_{p24}$  - siła ciśnienia działającego na tłok [N],  $F_{fp}$  - siła tarcia tłoka I o obudowę obliczana według modelu tarcia statyczno-kinetycznego Karnoppa (Armstrong-Helouvyry, 1994),  $F_v$  siła nacisku grzybka talerzykowego [N].

### 3. MODEL MATEMATYCZNY ZAWORU

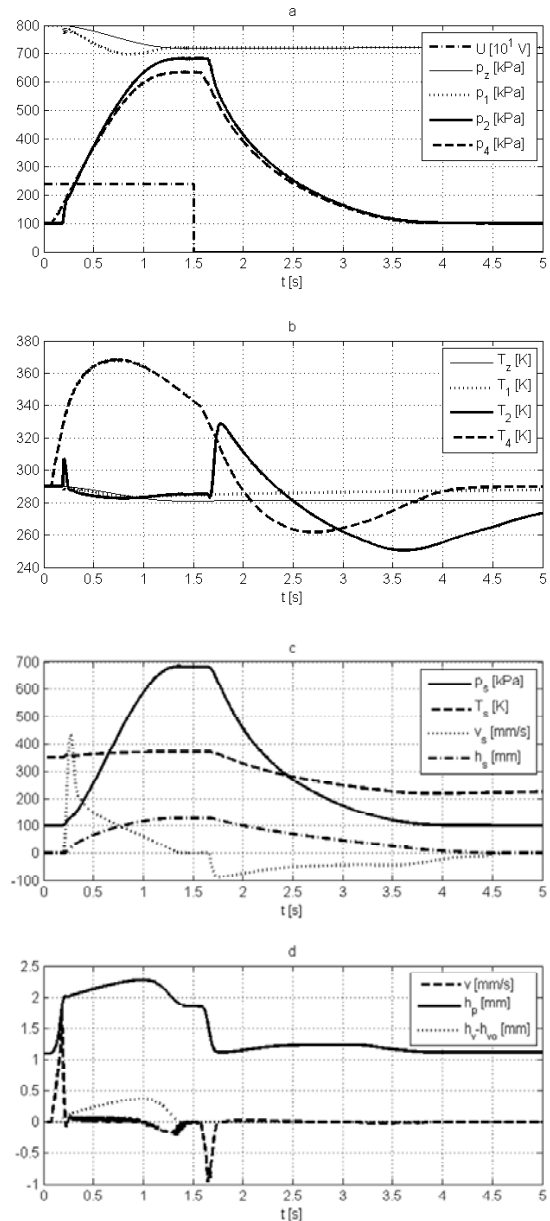
Do przetestowania modelu matematycznego i sprawdzenia zastosowanych algorytmów symulacji cyfrowej wybrano dwuobwodowy układ napędowy (rysunek 2).



Rys. 2. Schemat obwodu napędowego z zaworem przekaźnikowym: 1, 5 - zbiornik sprężonego powietrza, 2, 4, 6, 8 - przewód, 3 - rozdzielacz, 7 - zawór przekaźnikowy,

9 - siłownik

Modele matematyczne poszczególnych elementów układu napędowego zrealizowano w programie Matlab-Simulink w postaci podsystemów graficznych przy użyciu bloków S-function zapisanych w m-plikach. Modele matematyczne siłownika hamulcowego oraz przewodów opisano w pracach (Kamiński, 2006; Kamiński, 2008).



Rys. 3. Wyniki symulacji układu napędowego: a - ciśnienie w zbiorniku 5 ( $p_2$ ) i w komorach zaworu 7 ( $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_4$ ), napięcie sterujące  $U$  cewki rozdzielacza 3; b - temperatura w zbiorniku 5 i komorach zaworu 7 ( $T_z$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_4$ ); c - ciśnienie  $p_s$ , temperatura  $T_s$ , prędkość  $v_s$  i przemieszczenie  $h_s$  tłoka siłownika; d - prędkość  $v$ , przemieszczenie  $h_p$  tłoka sterującego zaworu 7, przemieszczenie grzybka zaworu  $h_1-h_{1v0}$  przy jego otwarciu

W badaniach symulowano zachowanie się układu napędowego podczas jednego cyklu pracy siłownika tłokowego (średnica 125 mm, skok 140 mm), sterowanego

skokową zmianą napięcia zasilania zaworu elektromagnetycznego. Do obliczeń przyjęto następujące wartości parametrów: objętość zbiornika  $1 - 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ , objętość zbiornika

$5 - 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ ; średnica wewnętrzna przewodów – 10 mm, długości przewodów: 2 – 3 m, 4 – 9 m, 6 – 1 m, 8 – 1 m, współczynnik przewodzenia ciepła dla zbiorników, siłownika i zaworu –  $10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Wyniki obliczeń układu napędowego przy obciążeniu tłoczyska siłą zmienną  $F_s = 10^3(h_s / 0,14)^{2,1} \text{ [N]}$  przedstawiono na rysunku 3.

#### 4. PODSUMOWANIE

Przedstawiony i zrealizowany w programie Matlab-Simulink model matematyczny zaworu przełącznikowego świadczy o możliwości szerszego wykorzystania obliczeń dynamicznych we wspomaganym komputerowo procesie projektowania złożonych inżynierskich systemów heterogenicznych, do jakich można zaliczyć wieloobwodowe pneumatyczne układy hamulcowe.

Na podstawie opisanych równań można zrealizować modele matematyczne innych zaworów hamulcowych o podobnej konstrukcji w celu wyznaczenia optymalnych parametrów projektowanego układu hamulcowego ze względu na szybkość i synchronię działania.

#### LITERATURA

1. **Armstrong-Helouvry B., Dupont P., Canudas de Wit C.** (1994), A survey of models analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction, *Automatica*, Vol. 30 No 7, 1083-1138.
2. **Kamiński Z.** (2007), Podstawy teoretyczne dynamiki układów pneumatycznych [rozdz.2], Dynamika pneumatycznych układów napędowych (red. F. Siemieniako), *Rozprawy Naukowe*, Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok.
3. **Kamiński Z.** (2006), Modelowanie nieliniowości i nieciągłości w pneumatycznych siłownikach tłokowych, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 6, 5-9.
4. **Kamiński Z.** (2008), Modelowanie przewodów pneumatycznych do symulacji inżynierskich systemów heterogenicznych, *Pneumatyka*, nr 2, 48-52.

5. **Kulesza Z., Mikołajczyk B., Siemieniako F.** (2008), Modelowanie zaworu przełącznikowo-sterującego, *Pneumatyka*, nr 1, 31-35.
6. **Kulesza Z., Siemieniako F.** (2007), Równania ruchu elementów ruchomych pneumatycznego głównego zaworu hamulcowego, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 1, 8-12.
7. **Kulesza Z.** (2007), Modelowanie pneumatycznego głównego zaworu hamulcowego, *Hydraulika i Pneumatyka*, nr 2, 9-12.
8. **Miatluk M., Kamiński Z.** (2005), Układy hamulcowe pojazdów. Obliczenia, *Wydawnictwo Politechniki Białostockiej*, Białystok.
9. **Metljuk N.F.; Avtuško V.P.** (1980), Dynamika pnevmatičeskich privodov avtomobilej, *Mašinstroenie*, Moskva.
10. **Németh H., Ailer P., Hangos K.M.** (2002), Nonlinear modeling and model verification of a single protection valve. *Periodica Politechnica*, ser. Transp. Eng. Vol. 30, No. 1-2, 69-92.
11. **Reebing M., Döring U., Brix T.** (2007), The future of product development. Part. 4: Modeling of heterogeneous systems in early design phases, *Springer*, Berlin Heidelberg.
12. **Subramanian S.C., Darbha S., Rajagopal K.R.** (2004), Modelling the pneumatic subsystem of a S-cam air brake system, *ASME J. Dynamic Systems, Measurement and Control*, No 126, 36-46.

#### DYNAMIC CALCULATIONS OF PNEUMATIC RELAY VALVE

**Abstract:** The article deals with some dynamic equations of relay valve used in vehicles pneumatic brake systems. The relay mathematical model was used to simulate transition processes in a pneumatic two-circuit drive with one-acting cylinder in Matlab-Simulink. The introduced method of dynamic counts of the system may be used to select design parameters of elements with regards to the requirements and operation speed of pneumatic brake system.