

Mikołaj Miatluk*, Jarosław Czaban**

METODA OKREŚLANIA PRZEWODNOŚCI PNEUMATYCZNEGO REGULATORA SIŁ HAMOWANIA POJAZDÓW

Streszczenie. Zaprezentowano metodykę komputerowej identyfikacji przewodności automatycznego regulatora siły hamowania pojazdów. Przedstawiono wartości współczynników i przebiegi określające przewodność regulatora w funkcji położenia dźwigni sterującej. Wyniki umożliwiają prowadzenie dokładnych obliczeń dynamiki pneumatycznych układów hamulcowych z regulatorem siły hamowania.

Słowa kluczowe: przewodność, regulator pneumatyczny, siła hamowania

WSTĘP

Pneumatyczne układy hamulcowe stosowane są głównie w autobusach, samochodach ciężarowych oraz samochodach ciężarowych z przyczepami i naczepami o dużej ładowności. Podczas eksploatacji takich samochodów wartości nacisków na osie oraz położenie środka masy zmieniają się w szerokim zakresie. Związane jest to ściśle z wielkością i charakterem obciążenia oraz z intensywnością hamowania pojazdu. W celu uzyskania wysokiej skuteczności hamowania i zachowania stateczności ruchu stosuje się w tych pojazdach automatyczne regulatory siły hamowania.

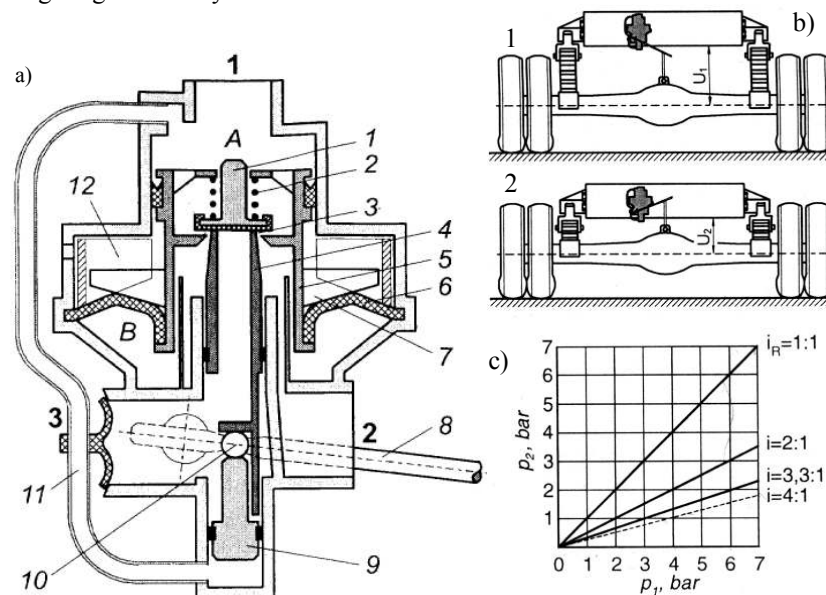
Przykładem powszechnie stosowanego automatycznego regulatora siły hamowania, usytuowanego w obwodzie kół tylnych samochodów ciężarowych, jest regulator 6120 produkowany w POLMO Praszka (rys. 1). Regulator ten jest sterowany w sposób mechaniczny poprzez dźwignię 8. Zmiana kąta położenia dźwigni jest możliwa poprzez zamocowanie jej końca do osi tylnej pojazdu, a obudowy regulatora do ramy pojazdu. Kąt położenia dźwigni jest więc funkcją obciążenia pojazdu. Charakterystyka tego regulatora (rys. 1c) jest charakterystyką promieniową. Dla określonego obciążenia stosunek ciśnienia w przyłączy 1 (ciśnienia w obwodzie kół przednich) do ciśnienia w przyłączy 2 (ciśnienia w obwodzie kół tylnych) jest stały. Redukcja ciśnienia jest tym większa, im mniejsze jest obciążenie osi tylnej [2, 3].

* Prof. dr hab. Mikołaj Miatluk, Katedra Techniki Automatykacji, Politechniki Białostockiej

** Dr inż. Jarosław Czaban, Katedra Pojazdów Samochodowych, Politechniki Białostockiej

Zastosowanie automatycznego regulatora sił hamowania w obwodzie tylnym układu hamulcowego wpływa na właściwości dynamiczne tego obwodu. Tak więc znajomość przewodności pneumatycznej takiego regulatora i jego charakterystyki przepływowej jest niezbędna do analizy i syntezy pneumatycznych układów hamulcowych.

Celem pracy jest doświadczalne określenie przewodności pneumatycznej automatycznego regulatora siły hamowania.



Rys.1. Automatyczny regulator siły hamowania: [3]:

- Budowa : 1 – zawór; 2 – sprężyna; 3 – przelot; 4 – popychacz; 5 – tłok; 6 – membrana; 7 – żebra tłoka 5; 8 – dźwignia; 9 – tłok; 10 – sworzeń kułowy; 11 – rurka; 12 – wkładka z żebrami wewnętrznymi
- Ugięcie zawieszenia dla: 1- pojazdu nieobciążonego; 2 – pojazdu obciążonego
- Charakterystyka regulatora dla różnych kątów położenia dźwigni: p_1 – ciśnienie w przyłączy wejściowym; p_2 – ciśnienie w przyłączy wyjściowym.

Fig. 1. Automatic regulator of braking force [3]:

- construction: 1 – valve; 2 – spring; 3 – flow; 4 – lifter; 5 – piston; 6 – membrane; 7 – piston ribs 5; 8 – lever; 9 – piston; 10 – pivot; 11 – tube; 12 – liner with inner ribs
- suspension bend for: 1- unloaded vehicle; 2 – loaded vehicle
- Characteristics of the regulator for different lever angels: p_1 – input connection pressure; p_2 – output connection pressure

METODYKA BADAŃ

Elementy stosowane w układach hamulcowych takie jak: zawory, regulatory, filtry, złączki charakteryzują się swoją objętością wewnętrzną oraz przewodnością.

Przewodność ta może być wartością stałą lub zmienną. W przypadku przedstawionego regulatora przewodność jest zmienna ze względu na wzajemne przemieszczanie się elementów ruchomych regulatora w trakcie jego pracy, a tym samym zmianę przełotu (3, rys. 1a). Wielkość tego przełotu zależna jest od położenia dźwigni sterującej 8, a także od wartości ciśnień w przyłączach 1 i 2.

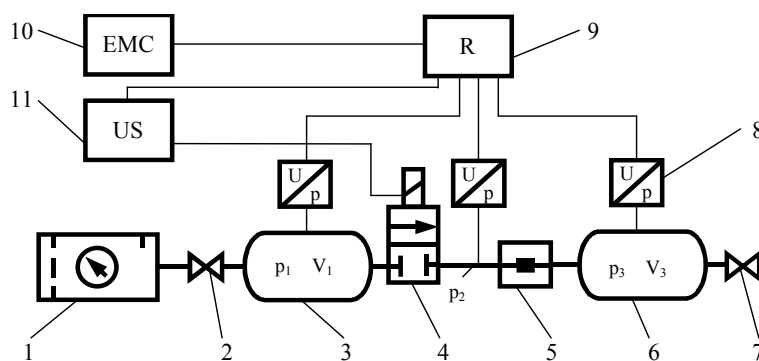
Do badań regulatora zastosowano metodę opracowaną w Katedrze Pojazdów Samochodowych Politechniki Białostockiej [5,6], w której wykorzystano zależność opisującą masowe natężenie przepływu powietrza przez dyszę [4]:

$$Q = (\mu A) \cdot v_m \frac{p_2}{R \cdot T} \varphi_{\max}(\sigma_{kr}) \cdot \varphi(\sigma) \quad (1)$$

gdzie: (μA) – przewodność (efektywne pole przepływu) $[m^2]$, T – temperatura powietrza przed oporem $[K]$, σ – stosunek ciśnienia p_3 za oporem do ciśnienia p_2 przed oporem (rys. 2), $\varphi(\sigma)$ – bezwymiarowa funkcja przepływu, R – stała gazowa, dla powietrza $R = 287,14 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$, v_m – prędkość rozchodzenia się dźwięku w nieruchomym gazie $v_m = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}$, κ – współczynnik adiabaty, $\varphi_{\max}(\sigma_{kr})$ – wartość maksymalna funkcji teoretycznej Saint Venanta i Wantzela:

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

W metodzie tej, w celu uproszczenia stanowiska, przyjęto koncepcję pomiaru pośredniego na podstawie przebiegu ciśnienia w komorze napełnianej oraz przed badanym elementem. Schemat stanowiska przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego: 1 - stacja przygotowania powietrza, 2,7 - zawór odcinający kulowy QH1/4, 3 - zbiornik powietrza (opróżniany), 4 - zawór elektromagnetyczny MV1H-2-11/2, 5 - badany element, 6 - zbiornik powietrza (napełniany), 8 - przetwornik ciśnienia P15RVA1/10B, 9 - rejestrator MC201A, 10 - komputer, 11 - urządzenie sterujące

Fig. 2. Draft of the test stand: 1 - air preparation unit, 2,7 - separating valve QH1/4, 3 - air tank (emptied), 4 - electromagnetic valve MV1H-2-11/2, 5 - the tested element, 6 - air tank (filled in), 8 - pressure converter P15RVA1/10B, 9 - recorder MC201A, 10 - computer, 11 - steering device

Równanie stanu gazu w komorze 6 o stałej objętości V_3 podczas jej adiabatycznego napełniania przyjmuje postać:

$$Q = \frac{dm}{dt} = \frac{V_3}{\kappa RT} \cdot \frac{dp_3}{dt} \quad (2)$$

gdzie: p_3 – ciśnienie w komorze 6.

Wykorzystując równania (1) i (2) otrzymano równanie różniczkowe:

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{\kappa RT}{V_3} \left((\mu A) \cdot v_m \cdot \frac{p_2}{RT} \cdot \varphi_{\max}(\sigma_{kr}) \cdot \varphi\left(\frac{p_3}{p_2}\right) \right) \quad (5)$$

W pracach [5, 6] posłużono się równaniem (5) do komputerowej identyfikacji wartości μA oraz parametrów funkcji przepływu $\varphi(\sigma)$ na podstawie doświadczalnie zarejestrowanych przebiegów ciśnień p_{2d} i p_{3d} w trakcie przepływu powietrza z komory 3 do komory 6. W przypadku regulatora siły hamowania należy dodatkowo identyfikować funkcję opisującą zmianę oporności $\mu A(\sigma)$, co może znacznie wydłużyć czas obliczeń lub wręcz uniemożliwić uzyskanie stabilnego rozwiązania. Problem można znacznie uprościć stosując teoretycznie lub eksperymentalnie określone funkcje przepływu [5, 6].

Przyjmując funkcję przepływu proponowaną przez Miatluka i Awtuszkę [4] w postaci:

$$\varphi(\sigma) = 1,13 \frac{1 - \sigma}{1,13 - \sigma}$$

równanie (5), dla teoretycznie określanego przebiegu ciśnienia p_{3t} w komorze V_3 oraz doświadczalnie określonego ciśnienia p_{2d} przed badanym regulatorem przyjmuje postać:

$$\frac{dp_{3t}}{dt} = \frac{\kappa RT}{V_3} \left(1,13 \frac{1 - \sigma}{1,13 - \sigma} (\mu A(\sigma)) \cdot v_m \cdot \frac{p_{2d}}{RT} \cdot \varphi_{\max}(\sigma_{kr}) \right) \quad (6)$$

gdzie: $\sigma = \frac{p_{3t}}{p_{2d}}$.

PRZEBIEG I WYNIKI BADAŃ

Badania regulatora siły hamowania przeprowadzono dla różnych położeń katowych dźwigni 8 – rys.1 ($\alpha = 0$ – położenie poziome dźwigni). W każdym położeniu wykonano po 10 powtórzeń pomiarów rejestrując przebiegi p_{1d} , p_{2d} i p_{3d} ciśnień standardowym oprogramowaniem rejestratora MC201A. Przebieg funkcji oporności $\mu A(\sigma)$ założono w postaci:

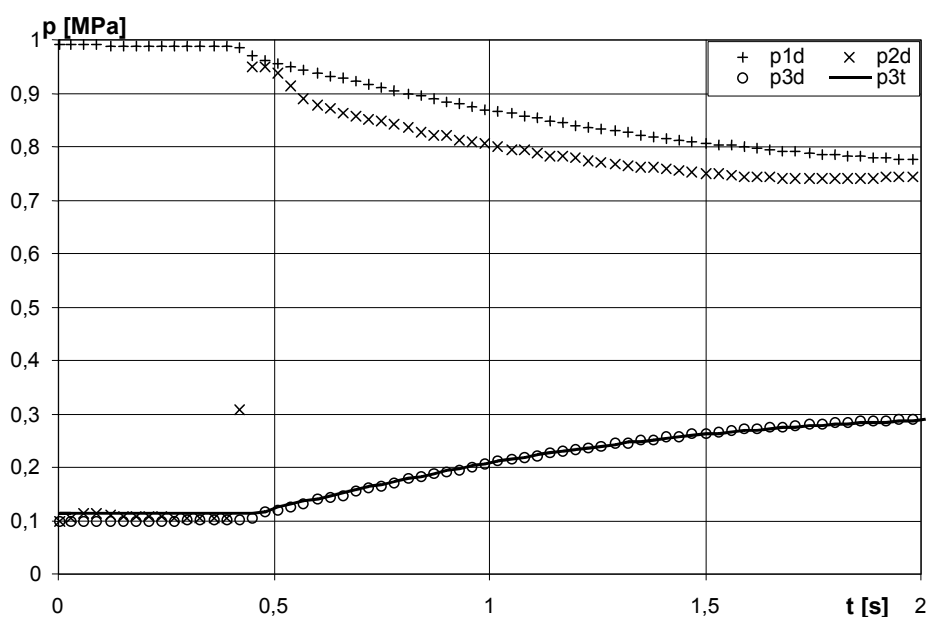
$$\mu A(\sigma) = \begin{cases} \mu A_p (1 - (\sigma / \sigma_z)^B) & \text{dla } 0 \leq \sigma < \sigma_z \\ 0 & \text{dla } \sigma_z \leq \sigma \end{cases} \quad (7)$$

gdzie: σ_z – stosunek ciśnień za i przed regulatorem przy którym następuje zamknięcie przepływu, μA_p – przewodność, B – wykładnik potęgi.

Parametry μA_p , σ_z , B identyfikowano numerycznie metodą bezgradientową poszukiwań prostych Hooka-Jeevesa, minimalizując wyrażenie

$$\sum_{i=1}^m (p_{3di} - p_{3ti})^2$$

aż do osiągnięcia zadanej dokładności obliczeń. W każdym kroku iteracji równanie różniczkowe (6) rozwiązywano metodą Fehlberga. Do identyfikacji wykorzystano własny program i procedury numeryczne zawarte w pracy [1].



Rys. 3. Zarejestrowane przebiegi doświadczalne ciśnień p_{1d} , p_{2d} , p_{3d} , oraz przebieg teoretyczny p_{3t} w położeniu dźwigni $\alpha = 20^\circ$ (przedstawiono co 10. punkt)

Fig. 3. The recorder test courses of the pressures p_{1d} , p_{2d} , p_{3d} and the theoretical course p_{3t} in the lever position $\alpha = 20^\circ$ (presented as every 10th point)

Stopień dopasowania krzywej ciśnienia p_{3d} rejestrowanego i teoretycznego p_{3t} oceniano na podstawie skorygowanej wartości współczynnika regresji nieliniowej poprawionego na stopnie swobody:

$$R^2 = 1 - \frac{m-l}{m-1} \cdot \frac{\sum_{i=1}^m (p_{3di} - p_{3ti})^2}{\sum_{i=1}^m (p_{3di} - \bar{p}_{3t})^2}$$

gdzie: l – liczba istotnych współczynników równania regresji, m – liczba punktów doświadczalnych rejestrowanej krzywej.

We wszystkich przypadkach otrzymano wartości R^2 większe od 0,99. Przykładowe przebiegi rejestrowanych ciśnień wraz z przebiegiem teoretycznym przedstawiono na rysunku 3.

Otrzymane wartości μA_p , σ_z , B w poszczególnych położeniach kątowych dźwigni regulatora uśredniono i przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Średnie wartości identyfikowanych parametrów funkcji przewodności

Table 1. Mean value of the identified parameters of the conducting function

α [°]	μA_p $\times 10^{-5} [\text{m}^2]$	σ_z	B
-23	2,7907	0,3506	5,0059
-20	3,0243	0,3583	3,6672
-10	3,0747	0,3989	4,4332
0	3,7268	0,5362	4,4399
10	4,5222	0,7647	4,3672
20	5,2183	1,2369	3,7332
30	5,1037	1,4056	4,2700
37	5,1667	1,9582	3,4695

Następnie określono metodą aproksymacji średniokwadratowej zależności zidentyfikowanych parametrów w funkcji kąta obrotu dźwigni regulatora:

$$\mu A_p(\alpha) = \begin{cases} 1,448 \cdot 10^{-3} \alpha^2 + 6,893 \cdot 10^{-2} \alpha + 3,694 & \text{dla } -23^\circ \leq \alpha < \alpha_n \\ 5,163 & \text{dla } \alpha_n \leq \alpha \leq 37^\circ \end{cases} \quad R^2 = 0.995$$

$$\sigma_z(\alpha) = 4,659 \cdot 10^{-4} \alpha^2 + 1,925 \cdot 10^{-2} \alpha + 0,5491 \quad \text{dla } -23^\circ \leq \alpha < 37^\circ \quad R^2 = 0.985$$

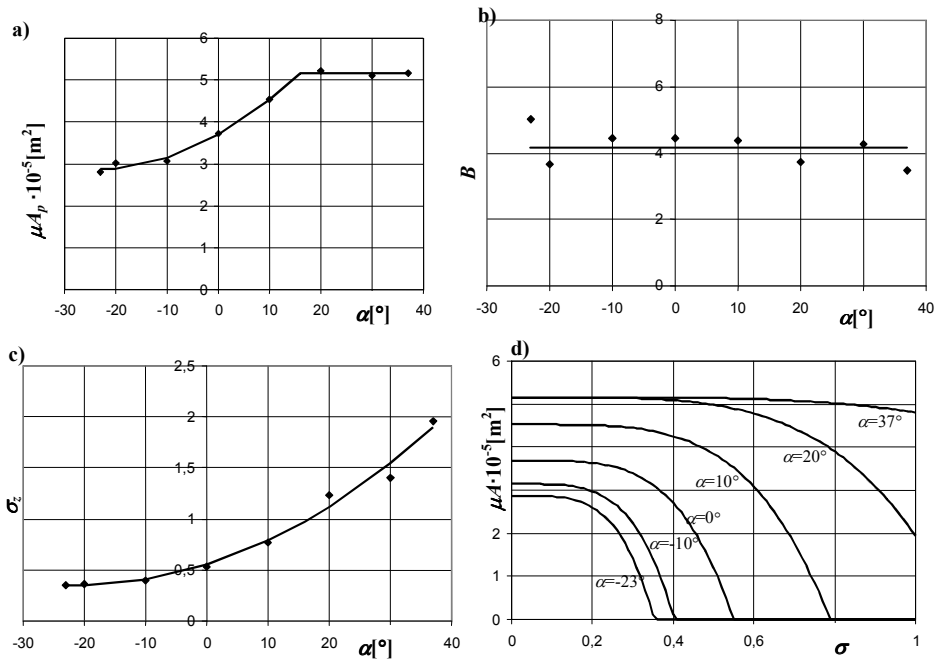
$$B(\alpha) = 4,173 \quad \text{dla } -23^\circ \leq \alpha < 37^\circ \quad (8)$$

gdzie: $\alpha_n = 15,96^\circ$.

Kąt α_n , w którym następuje zmiana charakteru przebiegu przewodności $\mu A_p(\alpha)$, można interpretować jako kąt nieczułości regulatora. Ze względu na to, że nie wyznaczono wartości tego kąta doświadczalnie, określono jego wartość rozwiązując następujące równanie:

$$1,448 \cdot 10^{-3} \alpha_n^2 + 6,893 \cdot 10^{-2} \alpha_n + 3,694 = 5,163$$

Zależności poszczególnych parametrów określających zmiany funkcji przewodności regulatora wraz z jej przebiegiem przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Wyniki badań automatycznego regulatora siły hamowania: a) wykres zmian parametru μA_p w funkcji położenia dźwigni α ; b) wykres zmian parametru B w funkcji położenia dźwigni α ; c) wykres zmian parametru σ_z w funkcji położenia dźwigni α ; d) przebieg zmian przewodności μA w funkcji σ dla różnych położen dźwigni α

Fig. 4. Results of tests on an automatic breaking force regulator: a) changeability of μA_p parameter in the α lever position function b) changeability of B parameter in the α lever position function; c) changeability of σ_z parameter in the α lever position function; d) changeability of conductivity μA in function σ for different position lever α

PODSUMOWANIE

Przedstawiona w pracy metoda badań umożliwia identyfikację przewodności (μA) automatycznego regulatora sił hamowania w zależności od wartości ciśnienia powietrza w układzie, a także od położenia dźwigni sterującej. Uzyskane wyniki umożliwią prowadzenie dokładnych obliczeń dynamiki pneumatycznych układów hamulcowych z regulatorem siły hamowania, a w szczególności ich optymalizacji w celu podniesienia skuteczności hamowania, zapewnienia stateczności ruchu i skrócenia czasu reakcji siłowników pneumatycznych. Zaprezentowana metoda może być również wykorzystana w badaniach innych typów regulatorów stosowanych w pojazdach samochodowych.

PIŚMIENNICTWO

1. **Baron B., Marcol A., Pawlikowski St.**, 1999: Metody numeryczne w Delphi 4. Helion, Gliwice.
2. **Biedrzycki L.**, 1995: Regulacja sił hamowania w powietrznych układach hamulcowych; Transport – TM 1/95
3. **Lomako D.M., Stańczyk T.L.; Grzyb J.**, 2002: Pneumatyczne układy hamulcowe w pojazdach samochodowych. Politechnika Świętokrzyska, Kielce.
4. **Miatluk M., Avtuško V.**, 1980: Dynamika pnevmatičeskich i gidravličeskich privodov avtomobilej. Mašinstroenije, Moskva.
5. **Metljuk N., Kaminskij Z., Čaban J.**, 2003: Opytnaja identifikacija provodimosti pnevmatičeskich élementov. Vibracii v Technike i Technologijach, nr 2
6. **Miatluk M., Kamiński Z., Czaban J.**, 2003: Characteristic features of the airflow of pneumatic elements of agricultural vehicles. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Vol.3

CONDUCTIVITY DETECTION METHOD OF THE PNEUMATIC REGULATOR
OF AUTOMOBILE BRAKING FORCES

Summary. The conductivity (μA) computer identification method of automatic regulator of automobile braking forces is suggested. Quantity data of regulator conductivity and mathematical relations (μA) depending on regulator control lever position are obtained. These results allow conducting with high accuracy the dynamics calculations of pneumatic drives with the in-built regulator of the braking forces.

Keywords: conductivity, automatic regulator, breaking forces