

Zastosowanie zbiorów rozmytych do identyfikacji w układach elektromechanicznych

W referacie przedstawiono zagadnienie identyfikacji modelu zespołu napędowego złożonego z siłownika pneumatycznego sterowanego proporcjonalnym zaworem przepływowym. Przedstawiono przyczyny występowania nieliniowości w modelu parametrycznym oraz zasady doboru i podziału zakresów zmienności wielkości, których nieliniową funkcją jest poszukiwany model. Przedstawiono zasady rozmywania informacji rejestrowanej podczas identyfikacji oraz metodę agregacji opisu na podstawie opisów cząstkowych. Wyniki badań laboratoryjnych pozwoliły na wyjaśnienie osobliwych obserwacji dokonywanych podczas sterowania napędów pneumatycznych.

Problem of identification of a pneumatic drive system, composed of servo-valve and pneumatic cylinder is presented. Reasons of nonlinearities in the considered system are discussed and a principles of division a variation area of the variables which effect on model parametrisation are derived. Fuzzyfication of data is presented together with defuzzyfication rules. Some results of laboratory experiments and determination of fuzzy models with comments corresponding to observed phenomena complete the paper.

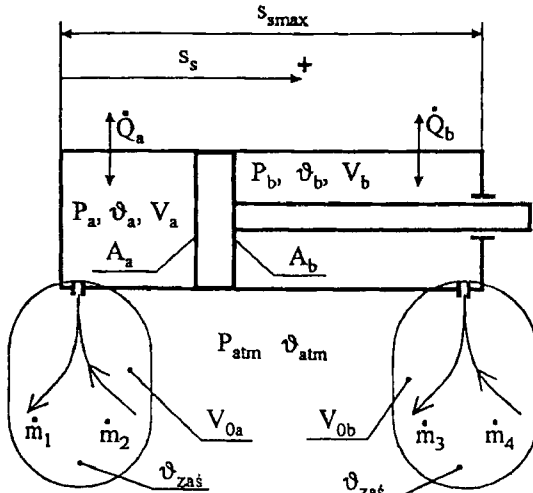
1. WPROWADZENIE

Opis zjawisk zachodzących w układach elektromechanicznych jest na ogół dość dobrze znany i przeprowadzenie modelowania tych zjawisk jest najlepszą drogą dla oceny jakościowej i ilościowej sposobu działania, przebiegów dynamicznych lub aspektów konstrukcyjnych o ile dostępne są informacje o odpowiednich materiałach, ich współdziałaniu, zachowaniu w określonych warunkach itd. Jednym z zagadnień dość sporadycznie opisywanych w katalogach lub kartach wyrobów są parametry pozwalające ocenić tarcie. Wartości odpowiednich parametrów lub charakterystyki są bardzo rzadko publikowane, co wynika z faktu znacznej zmienności tych parametrów. Szczególnie wyraźnie występują takie efekty w przypadkach par trących niesmarowanych lub samosmarownych, gdzie wielkość spoczynkowego i tarcia posuwistego jest silnie zależna od czasu postoju, temperatury otoczenia, warunków eksploatacji itp. Modelowanie działania układów elektromechanicznych wymaga w takim przypadku wielu badań, specjalistycznych pomiarów i prowadzenia dość uciążliwej weryfikacji. Alternatywą jest zastosowanie metod identyfikacji parametrycznej, które pozwalają uzyskać dość wierne odtworzenie lokalnej dynamiki obiektów na podstawie pomiarów zebranych w otoczeniu wybranego punktu pracy. Model lokalny oznacza wykorzystanie danych pomierzonych w warunkach zbliżonej prędkości, obciążenia, położenia itp. W przypadku układów serwomechanicznych każdy ruch zaczyna się i kończy z prędkością równą zero. Zatem te fragmenty ruchu należałoby usunąć z zestawu danych lub potraktować odmiennie. Rezygnując z tych danych można utracić część informacji o badanym układzie i zubożyć jego dynamikę.

W Instytucie Automatyki i Robotyki Politechniki Warszawskiej prowadzone są od szeregu lat badania układów pozycjonujących, których istotnym składnikiem jest identyfikacja parametryczna modelu dynamiki układu. Wyniki tych badań z szczególnym uwzględnieniem identyfikacji za pomocą opisu za pomocą zbiorów rozmytych są przedmiotem tego opracowania.

2. OPIS BADANEGO UKŁADU MECHANICZNEGO

Badany układ mechaniczny składa się siłownika pneumatycznego, proporcjonalnego zaworu przepływowego oraz układu do pomiaru położenia. Zawór kierując, zgodnie z przyjętym algorytmem regulacji, strumienie powietrza do komór siłownika powoduje ruch tłoka. Opis przybliżony dynamiki przebiegów można uzyskać analizując zależności na strumieniu masowe



Rys. 1. Schemat wymiany masy i energii w układzie

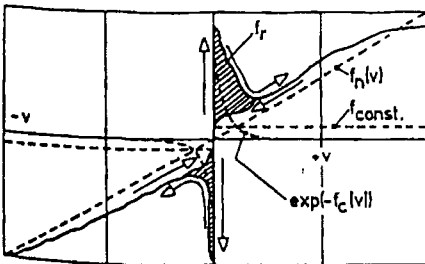
powietrza sterowanego zaworem, zgodnie z Rys. 1., gdzie A_a , A_b oznaczają powierzchnie czynne tłoka, V_a , V_b objętości komór siłownika, p_a , p_b oraz θ_a , θ_b odpowiednio wartości ciśnienia oraz temperatur w komorach siłownika, s_s położenie tłoka, Q_a , Q_b strumienie wymiany ciepła komór z otoczeniem, V_{0a} , V_{0b} pojemności doprowadzeń oraz komór zaworu, a m_1 , m_2 , m_3 , m_4 strumienie masowe powietrza. Korzystając z ogólnie znanych równań bilansów masy i energii można ułożyć zespół równań opisujących zmiany ciśnienia w komorach siłownika oraz ruch tłoka wraz z zamontowanym zespołem ruchomym [2,5,7].

$$\frac{d}{dt} v(t) = -f[v(t)] + A_a p_a(t) / (m_2 - m_1) - A_b p_b(t) / (m_4 - m_3) \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} p_a(t) = -\frac{n_a p_a}{V_a} \frac{d}{dt} V_a(t) + \frac{n_a R \theta_a}{V_a} \frac{d}{dt} [m_2(t) - m_1(t)] \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt} p_b(t) = -\frac{n_b p_b}{V_b} \frac{d}{dt} V_b(t) + \frac{n_b R \theta_b}{V_b} \frac{d}{dt} [m_4(t) - m_3(t)] \quad (3)$$

gdzie $f[v(t)]$ oznacza zależną od prędkości siłę tarcia, R stałą gazową, a n_a , n_b wykładniki przemiany politropowej opisującej stan gazu w komorach. Powyższy opis musi być uzupełniony o przebieg zmienności siły tarcia $f[v(t)]$. Zależność tarcia od prędkości można próbować przybliżyć dobrze znaną krzywą Striebecka [2,6], przy czym wartość maksymalna tarcia dla prędkości równej 0 jest bardzo istotnie zależna np. od czasu postoju, temperatury itp. Parametry przybliżenia - współczynnik tarcia wiskotycznego i wartość f_c można wyznaczać drogą modelowania. Model taki lepiej oddaje zmienność tarcia rzeczywistego, ale nigdy nie można go wyznaczyć dokładnie.



Rys. 2 Przebieg zmienności siły tarcia

Oprócz wyraźnie nieliniowej zależności siły tarcia należy pamiętać również o nieliniowej charakterystyce zaworu przepływowego. Na szczęście charakterystyka ta jest powtarzalna, można ją zatem pomierzyć, a następnie kompensować przez zastosowanie odpowiedniej funkcji podczas realizacji sterowania [1,5].

Równania opisujące ruch tłoka można, po linearyzacji, przekształcić z opisu w przestrzeni zmiennych stanu układu; s, v i p_a, p_b na opis w formie fazowych zmiennych stanu; x, v, a [2,4].

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x \\ v \\ a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0, & 1, & 0 \\ 0, & 0, & 1 \\ 0, & -\omega^2, & -2D\omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ v \\ a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ C\omega' \end{bmatrix} u \quad (4)$$

$$y = [1, \quad 0, \quad 0] \begin{bmatrix} x \\ v \\ a \end{bmatrix}^T$$

Parametry C, ω, D określone są przez wymiary i stałe równań (1) - (3) w formie następujących zależności [4,7] dla siłowników o równych powierzchniach czynnych $A_a, A_b = A$

$$C\omega^2 = \frac{RA\theta_s}{m} \left[\frac{n_a k_M}{V_a} + \frac{n_b k_M}{V_b} \right], \quad (5)$$

$$2D\omega = \frac{k_f}{m}, \quad (6)$$

$$\omega^2 = \frac{A^2}{m} \left[\frac{n_a p_{a0}}{V_a} + \frac{n_b p_{b0}}{V_b} \right]. \quad (7)$$

Wartości pulsacji drgań własnych ω , wzmocnienia prędkościowego C' oraz współczynnika tłumienia D są podstawowymi parametrami przybliżenia liniowego (4). Większość z czynników występujących w zależnościach (5)-(7) jest stała i znana. Czynnikiem trudnym do określenia jest k_f przedstawiający wpływ siły tarcia. Parametry przybliżenia liniowego są w sposób widoczny zależne od położenia tłoka - poprzez zmienne wartości objętości komór V_a, V_b . Porównując zależność (7) z (5) można dojść do wniosku, że pulsacja drgań własnych ω jest głównie określona przez położenie tłoka i dla położenia centralnego ($V_a=V_b$) osiąga wartość najmniejszą natomiast dla położenia przy pokrywach będzie wzrastać. Można również wyciągnąć wniosek, że wartość wzmocnienia prędkościowego C oraz tłumienia jest stała. Wniosek ten byłby słuszny w przypadku stałej wartości k_f . Niestety dla małych prędkości, czynnik k_f gwałtownie rośnie, Rys. 2, i z tego względu można oczekiwać wzrostu częstości drgań własnych ω , zał.(6), oraz zmniejszenia wartości wzmocnienia C , zał.(5). Te wstępne wnioski z analizy zależności (5)-(7) prowadzą do stwierdzenia, że parametry przybliżenia liniowego są nieliniowo zależne zarówno od położenia jak i prędkości ruchu tłoka w siłowniku.

Bezpośrednia identyfikacja parametryczna modelu ciągłego (4) na podstawie danych rejestrowanych z czasem dyskretnym nie jest możliwa. Można próbować wyznaczyć opis w dziedzinie czasu dyskretnego modelem o postaci [4,7]

$$\begin{bmatrix} x(k+1) \\ v(k+1) \\ a(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1, & T, & 0 \\ 0, & 1-\alpha T, & \beta T \\ 0, & -2\alpha\beta, & 1-\alpha T-2\beta(1-\beta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(k) \\ v(k) \\ a(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ CT\alpha \\ 2C\alpha\beta \end{bmatrix} u(k) \quad (8)$$

gdzie współczynniki α i β zależą od parametrów modelu (4)

$$\alpha = 0.5\omega^2 T \quad \beta = 1 - D\omega T \quad (9)$$

a T oznacza okres próbkowania przebiegów. Model o postaci (8) jest przybliżeniem opisu ciągłego o postaci (4) słusznym w przypadku, gdy okres impulsowania $T \ll 0.25/\omega$. Model (8) jest z powodzeniem [1,5] wykorzystywany do prowadzenia identyfikacji właściwości dynamicznych pneumatycznego zespołu napędowego, przy czym wykorzystywane jest w tym celu trzecie równanie stanu określające zmiany przyspieszenia $a(k)$

$$\begin{aligned} a(k+1) &= \alpha_1 v(k) + \alpha_2 a(k) + \alpha_3 u(k-d) \\ \alpha_1 &= -2\alpha\beta, \quad \alpha_2 = 1 - \alpha T - 2\beta(1-\beta) \\ \alpha_3 &= 2C\alpha\beta \end{aligned} \quad (10)$$

gdzie d oznacza opóźnienie transportowe w przepływie powietrza do komór siłownika. Identyfikacja współczynników α_1 , α_2 , α_3 jest wykonywana w czasie rzeczywistym z wykorzystaniem rekursywnego algorytmu najmniejszej sumy kwadratów. Po wprowadzeniu następujących oznaczeń

$$\begin{aligned} a(k) &= w(k)\theta(k), \\ w(k) &= [v(k), a(k), u(k-d)], \quad \theta(k) = [\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3]^T \end{aligned} \quad (11)$$

algorytm ten przyjmuje następującą postać

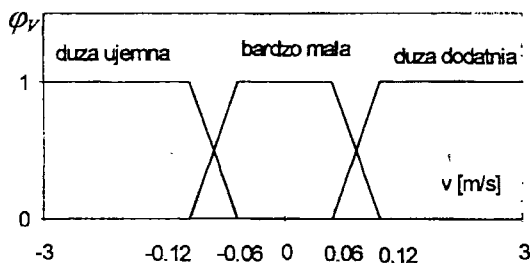
$$\begin{aligned} \theta(k) &= \theta(k-1) + \gamma(k)[x(k) - w(k)\theta(k-1)] \\ \gamma(k) &= P(k-1)w(k)' / [\rho + w(k)P(k-1)w(k)'] \\ P(k) &= [I - \gamma(k)w(k)]P(k-1) \\ P(0) &= \lambda I, \quad \theta(0) = 0, \quad \lambda = 10^5 - 10^6 \end{aligned} \quad (12)$$

gdzie I oznacza macierz jednostkową. w tym przypadku rzędu 3, a $\rho \in \langle 0.95, 1.0 \rangle$ jest tak zwanym współczynnikiem zapominania, sterującym prędkością adaptacji algorytmu w przypadku oczekiwanej zmienności współczynników. Prowadzone prace [1] pozwoliły z powodzeniem wykorzystać modele (8) i (4) do realizacji regulacji adaptacyjnej, przy czym zauważalne były pewne niezgodności modelu polegające na obserwowanych wysokoczęstotliwościowych (ok. 5-10.razy większych w stosunku do ω) drganiach w ostatniej fazie dobiegu tłoka oraz trudnościach pozycjonowania przy bardzo małych skokach rzędu 0.5-1 mm. Trudności te były interpretowane jako wpływ podwyższonej wartości siły tarcia, Rys.2, ale ich ocena jakościowa z powodu małej liczebności próbek była praktycznie niemożliwa. Postanowiono wówczas dokonać próby identyfikacji modelu (8) siłownika, ale przy założeniu nieliniowej zależności współczynników α_1 , α_2 , α_3 od położenia s i prędkości v . Bardzo przydatne jest w takim przypadku wykorzystanie zależności zmian współczynników modelu od zmiennych s i v w formie rozmytej przynależności do odpowiednich obszarów [8].

3. IDENTYFIKACJA DYNAMICZNEGO MODELU ROZMYTEGO

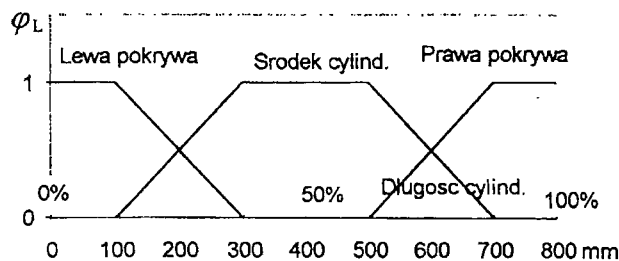
Zastosowanie zbiorów rozmytych do określenia zmienności określonej wielkości fizycznej wynika z trudności z precyzyjnym przyporządkowaniem zmiennym niezależnym, obszarów w których obowiązują określone zależności. W rozważanym przypadku taką wielkością jest np. prędkość tłoka. Trudno jest precyzyjnie określić lub pomierzyć dla jakich prędkości ($\neq 0$) występuje jeszcze tarcie przylgowe a dla jakich prędkości można powiedzieć że przybliżenie

wartości siły tarcia jako czynnika proporcjonalnego do prędkości tłoka jest całkowicie uzasadnione. Najbardziej logiczne jest powiedzenie: dla bardzo małych prędkości siła tarcia jest równa tarciu przyłogowemu, dla dużych jest proporcjonalna do prędkości, a w zakresie pośrednim występuje zależność mieszana. Z tego względu można wprowadzić kwalifikator prędkościowy w postaci następującej funkcji przynależności [8], Rys.3.



Rys. 3. Funkcja przynależności Φ_v zależna od prędkości

Wartości progowe v_p prędkości (0.06m/s), przy której zaczyna występować podwyższone tarcie należy wyznaczyć drogą modelowania. W ten sposób rodzina modeli układu została podzielona na trzy strefy zależne od prędkości i kierunku ruchu. Kierunek ruchu jest również istotny, bowiem w przypadku pionowego lub ukośnego ustawienia siłownika siła ciężkości współdziała lub się odejmuje od siły nacisku powietrza na tłok.



Rys. 4. Funkcja przynależności Φ_L zależna od położenia tłoka

Funkcja przynależności zależna od położenia tłoka wynika z obserwacji, że w położeniach bliskich pokryw występowało podwyższenie pulsacji drgań własnych oraz w przypadku dojazdu do tzw. tłumików wewnętrznych wyraźnie wzrastało tłumienie ruchu.

Po przeprowadzeniu wstępnego podziału stref, w których właściwości dynamiczne mogły wykazywać istotne różnice należało określić algorytm identyfikacji modeli należących do tych stref i zasadę agregacji modelu łącznego. Przyjęto, że każdej z 9 stref odpowiada jeden model parametryczny opisany wektorem $\theta_i(s,v)$ o strukturze (11) dla $i=1,2,3$ oraz $j=1,2,3$. Każdy z modeli $\theta_i(s,v)$ jest wyznaczany za pomocą tej samej procedury (12) przy czym dla każdego modelu wyznaczana jest odrębna macierz pseudoinwersji $P_{ij}(k)$. Zasada kwalifikacji informacji dla uaktualnienia modelu $\theta_i(s,v)$ jest następująca

$$\begin{aligned} \chi_y &= \phi_v(s,x) * \phi_L(s,x); \\ \text{if } (\chi_y > 0.05) & \\ \text{then- } \theta_y(k) &= \theta_y(k-1) + \gamma(k)[x(k) - w(k)\theta(k-1)]\chi_y, \\ & w(k) = \chi * w(k) \\ \text{else } \theta_y(k) &= \theta_y(k-1) \\ & w(k) = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

Próg 5% wartości funkcji przynależności został przyjęty po to, aby nie dokonywać pozornych aktualizacji wektorów $\theta_i(s,v)$ i zmniejszyć nakłady obliczeniowe. Jak można zauważyć, tak zorganizowany algorytm obliczeniowy wymaga w skrajnym przypadku równoległego szaco-

wania co najwyżej 4 modeli $\theta_{ij}(s,v)$. Jest to oczywiście 4 razy więcej niż w przypadku pojedynczego modelu, ale przy dobrze zorganizowanej strukturze algorytmu (12) umożliwia to prowadzenie obliczeń w czasie rzeczywistym nawet przy okresie próbkowania rzędu 1 ms.

Wyznaczone modele $\theta_{ij}(s,v)$ dla $i=1,2,3$ oraz $j=1,2,3$ były podstawą określenia dynamiki modelu zagregowanego w formie wektora $\theta(s,v)$ na podstawie znanej wartości położenia s i prędkości v

$$\theta(s,v) = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \varphi_{\nu}(v) * \varphi_L(s) * \theta_{ij}(s,v) \quad (14)$$

W ten sposób wyznaczone były wektory współczynników modelu parametrycznego z czasem dyskretnym. Następnym etapem było przekształcenie modelu $\theta(s,v)$ do dziedziny czasu ciągłego. W tym celu ułożono zależności odwrotne do (10), a następnie wyrażenia α i β (9)

$$\begin{aligned} C &= -\alpha_3 / \alpha_1 \\ \omega &= F_1(\alpha, \beta) \\ D &= F_2(\alpha, \beta) \end{aligned} \quad (15)$$

wykorzystano, aby wyznaczyć parametry dynamiczne modelu - C, ω , D.

Ten sposób identyfikacji stwarza pewne problemy natury formalnej - czy można model będący kombinacją liniową (14) rozważać jako naturalny wynik superpozycji działania kilku modeli? Na to pytanie można odpowiedzieć pozytywnie, ponieważ modele występujące w (14) mają również strukturę liniową - zależność (11). Tak powstały model zagregowany (14) można próbować przekształcić do przestrzeni parametrów $\{C, \omega, D\}$ [4].

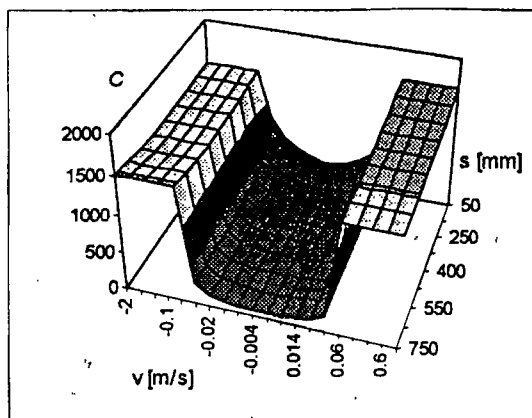
Natomiast gdyby próbować w pierwszej kolejności dokonać przekształcenia (15) parametrów $\theta_{ij}(s,v)$ w trójki parametrów $(C_{ij}, \omega_{ij}, D_{ij})$, a następnie dokonywać agregacji (14) wówczas wyniki mogą być całkiem odmienne od zamierzonych.

4. WYNIKI BADAŃ LABORATORYJNYCH

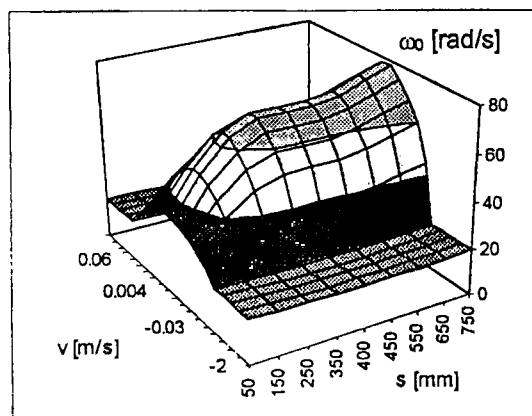
Badania laboratoryjne przeprowadzono w Instytucie Automatyki i Robotyki Politechniki Warszawskiej. Obiektem badań był siłownik DNU 800/50 sterowany proporcjonalnym zaworem przepływowym 5/3 firmy FESTO. Położenie było mierzone systemem optycznym o rozdzielczości 2 μm . Podstawą obliczeń były wyniki sterowania i przemieszczeń tłoka pomierzone w ciągu 4 cykli obejmujących po 12 ruchów o różnej długości i w różnych punktach siłownika. Każde z przemieszczeń obejmowało ok. 600 do 800 ms. Celem było wyznaczenie modelu zagregowanego (14), który w sposób najbardziej wiarygodny tłumaczyłby wyniki obserwowanych pomiarów sygnału przyspieszenia. W tym celu wprowadzony został wskaźnik o postaci

$$I = \sum_{i=1}^{48} \sum_{k=1}^{N_i} \{a_i(k) - [a_i(k-1), v_i(k-1), u_i(k-d-1)]\theta(s,v)\}^2 \quad (16)$$

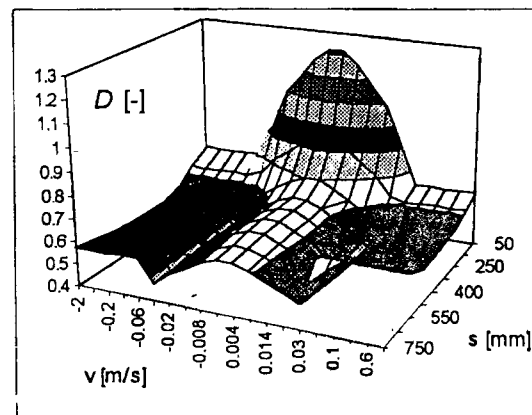
gdzie i oznacza wskaźnik przemieszczenia, a N_i liczbę pomiarów w ramach tego przemieszczenia. W celu wyznaczenia modelu należało określić 5 różnych parametrów: dla każdej z funkcji przynależności, Rys.3 i Rys.4 należy określić po dwie wartości progowe, w których następuje zerowanie funkcji oznaczającej przynależność do sąsiadującego przedziału oraz war-



Rys.5. Wzmocnienie prędkościowe $C(s, v)$



Rys. 6. Pulsacja drgań własnych $\omega(s, v)$



Rys. 7. Tłumienie $D(s, v)$
doregulowywania przy małych prędkościach

tość opóźnienia d . Po optymalizacji tych wartości uzyskano wyniki, które zostały pokazane na Rys. 5 - 7. Przedstawione zostały rozkłady parametrów C , ω , D modelu liniowego w zależności od położenia tłoka s oraz prędkości v .

Przed omówieniem szczegółowym rozkładów parametrów modelu należy zwrócić uwagę na sposób przedstawienia wyników - wyskalowanie względem osi v jest bardzo silnie zniekształcone - obszar małych prędkości został specjalnie rozszerzony tak, aby dokładnie zaobserwować wyniki zmian przy małych wartościach prędkości v . Po przeprowadzeniu optymalizacji próg zmian prędkości został ustalony na ok. 0.06 m/s . Z tego powodu występują przy tej wartości bardzo wyraźne zmiany parametrów. Na Rys. 6. zostały przedstawione oszacowania wartości częstotliwości drgań własnych ω . Można zaobserwować znaczne podbicie pulsacji dla małych wartości prędkości przy zbliżaniu się do położenia s ok. 750 mm . Wynik ten jest zgodny z obserwowanymi bardzo szybkimi oscylacjami, które występują zwłaszcza przy zbliżaniu się do pokrywy cylindra. Natomiast z przeciwnej strony efekt ten nie występował. Obserwacja ta skłoniła do bliższej analizy wyników. Po dokładnym przejrzaniu stanowiska badań czego okazało się, że przy pozycjach tłoka $s \approx 50 \text{ mm}$ występowało kleszczenie się zespołu ruchomego spowodowane nierównoległością montażu prowadnic ślizgowych. Zwiększenie tarcia spowodowało wzrost współczynnika tłumienia D , Rys. 7, i wyraźne obniżenie częstotliwości drgań własnych. Podwyższenie częstotliwości drgań własnych ω dla małych prędkości spowodowało obserwowane na Rys. 5 obniżenie wzmocnienia prędkościowego C . Taki rozkład parametrów modelu potwierdził wcześniejsze obserwacje - dobór algorytmu regulacji dla zakresu dużych i średnich prędkości był całkowicie niedostosowany do zadania

5. WNIOSKI

Przedstawione wyniki identyfikacji parametrycznej z wykorzystaniem podejścia opartego na zbiorach rozmytych pokazują potencjalne, bardzo duże możliwości zastosowań tej metody. Opisany przypadek jest w pewnym sensie szczególny - fakt silnej, nieliniowej zależności parametrów modelu układu napędu pneumatycznego od prędkości ruchu jest znany i można było oczekiwać podobnych wyników. Model dla bardzo małych prędkości ruchu odpowiada dobrze znanemu zjawisku stick-slipu, które występuje właśnie przy małych prędkościach i charakteryzuje się występowaniem gwałtownych, krótko okresowych zmian prędkości.

Zastosowana metoda jest prostym rozszerzeniem liniowego opisu parametrycznego na przypadki, gdy parametry stają się funkcjami pewnych zmiennych. Można w ten sposób bardzo skutecznie uzyskiwać proste modele nieliniowe, które są „dopasowane” do rozważanego zagadnienia poprzez optymalizację doboru obszarów funkcji przynależności. Można wówczas wykorzystywać dostępną a priori wiedzę o modelowanym obiekcie, co pozwala wprowadzić do zadania identyfikacji parametrycznej wiedzę ekspercką. Obliczeniowo algorytm jest bardzo prosty. Jedyne wątpliwości, które mogą powstać przy próbach zastosowań, może wprowadzać problem stabilności tak opisanych układów. Zagadnienie to zostało częściowo rozwiązane w pracach [3,9].

6. PODZIĘKOWANIA

Powyższe wyniki zostały uzyskane w ramach prac badawczych grantu KBN - 1003/T11/95/09:

7. LITERATURA

- [1] Burkhardt, T., Olszewski, M., Janiszowski, K.: *Adaptive Regelung pneumatischer Positioniersysteme*, II Deutsch-Polnisches Seminar Innovation und Fortschritt in Fluidtechnik, Warszawa 1997, 88-101,.
- [2] Chudzik Z., Janiszowski K., Kozłowski M., Olszewski M.: *Modelowanie obiektów sterowania na przykładzie analizy opisu siłownika pneumatycznego*. PAK Pomiar Automatyka Kontrola XL (1994) 10, (231-235).
- [3] Janiszowski, K.: *Sufficient condition for stable control of discrete-time systems with statistical process model*, Intern. Journal of Control, Vol. 45, str. 693-700, 1987,
- [4] Janiszowski K., Kozłowski M.: *Odporna metoda identyfikacji obiektów dynamicznych na przykładzie pneumatycznego układu napędowego*. IX Ogólnopolska Konferencja 'PNEUMA'95', Materiały Konferencyjne, (101-110).
- [5] Janiszowski, K., Olszewski, M.: *State-space Adaptive Control for Nonlinear Systems*, IEE Control Engineering, Series 54, London Exeter 1997, 175-193
- [6] Kozłowski M., Janiszowski K.: *Wykorzystanie danych eksperymentalnych w modelowaniu pneumatycznego napędu siłownikowego*. X Ogólnopolska Konferencja 'PNEUMA'96', HiP Hydraulika i Pneumatyka XVII (1997) 1, (11-16).
- [7] Kozłowski M., Janiszowski K.: *Identyfikacja dwustopniowego modelu napędu pneumatycznego*. Konferencja AUTOMATION'97, Automatykacja - Nowości i Perspektywy, (143-152).
- [8] Takagi, T. Sugeno, M.: *Fuzzy identification of systems and its application to modelling and control*, IEEE Trans. on Systems, Man and Cyber. , 15 (1985). 116-132
- [9] Sugeno, M. Yasukawa, T.: *A fuzzy-logic-based approach to qualitative modelling*, IEEE Trans. on Fuzzy Systems, 1 (1993), 7-31,