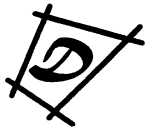


Od redakcji



Diagnostyka procesów przemysłowych

DPP jest dynamicznie rozwijającą się dyscypliną naukową będącą na styku diagnostyki technicznej, automatyki i informatyki. W niniejszym zeszycie PAKu prezentowane są artykuły dotyczące zdalnej diagnostyki urządzeń wykonawczych automatyki przemysłowej. Wczesne rozpoznawanie uszkodzeń tych urządzeń przynosi duże korzyści ekonomiczne. Dlatego tematyka ta jest przedmiotem wielu prac badawczych. Coraz powszechniejsze są też przemysłowe aplikacje systemów diagnostycznych oferowanych przez wiodących producentów elementów automatyki i systemów automatyzacji. Trzy artykuły naukowe (zamieszczone na stronach od 5 do 18), autorów z Politechniki Warszawskiej i Zielonogórskiej (obecnie Uniwersytet Zielonogórski) związane są z badaniem metod diagnostyki urządzeń wykonawczych automatyki prowadzonymi w ramach międzynarodowego grantu pt. *Development and Application of Methods for Actuator Diagnosis in Industrial Control Systems* (nr 134/E-365/SPUB-M/5PR UE/DZ 55/2001 piąty program ramowy Unii Europejskiej, projekt DAMADICS). Dwa pozostałe artykuły techniczno-akwizycyjne (zamieszczone na stronach 3, 4 oraz 21, 22) prezentują nowoczesne rozwiązania przemysłowych systemów diagnostycznych oferowanych przez firmy Fisher-Rosemount i Samson.

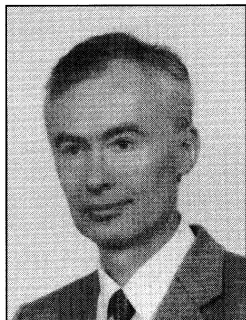
Dziękujemy obu firmom, które przyjęły nasze zaproszenie i zaprezentowały najnowsze rozwiązania systemów diagnostyki zaworów regulacyjnych.

REDAKTOR DZIAŁU AUTOMATYKA
dr hab. inż. Jan Maciej Kościelny
Profesor Politechniki Warszawskiej

Michał BARTYŚ, Salvador de las HERAS

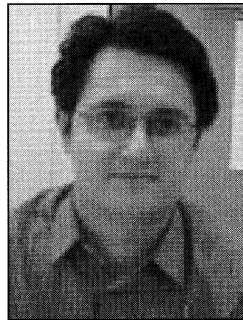
POLITECHNIKA WARSZAWSKA INSTYTUT AUTOMATYKI I ROBOTYKI
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Model symulacyjny elementu wykonawczego automatyki dla potrzeb badań porównawczych algorytmów do detekcji i izolacji uszkodzeń¹⁾



dr inż. Michał Bartyś

Jest pracownikiem naukowo-dydaktycznym w Instytucie Automatyki Przemysłowej Politechniki Warszawskiej. Autor zajmuje się zawodowo zagadnieniami związanymi z konstrukcją inteligentnych przetworników i elementów wykonawczych automatyki, układami sterowania cyfrowego, sieciami komputerowymi automatyki, zastosowaniami logiki rozmytej w automatyce. Autor ok. 60 publikacji, 21 konstrukcji unikalnych przyrządów, 4 patentów i jednego wdrożenia przemysłowego.



dr inż. Salvador de las Heras

Jest profesorem Mechaniki Płynów Politechniki Katalońskiej (UPC) w Barcelonie. Przedmiotem zainteresowań naukowych autora są zaawansowane techniki sterowań napędów pneumatycznych i hydraulicznych. Autor jest między innymi twórcą opatentowanej metody systemu dynamicznej adaptacji sztywności zawiesznień.

Streszczenie

W artykule omówiono model symulacyjny elementu wykonawczego automatyki składającego się z: membranowego siłownika pneumatycznego o działaniu prostym, inteligentnego ustawnika pozycyjnego oraz zaworu regulacyjnego. Model zbudowano w celu wykorzystania go w badaniach i testowaniu algorytmów detekcji i lokalizacji uszkodzeń elementów wykonawczych. Struktura modelu nawiązuje do postaci fizycznej urządzenia wykonawczego. W konstrukcji modelu wykorzystano głównie opis analityczny wynikający ze znanych praw fizyki opisujących zachodzące zjawiska i przemiany energetyczne. Odrzucono model abstrakcyjny ze względu na brak możliwości klarownej definicji wejść symulowanych uszkodzeń. Parametry modelu wyznaczono drogą eksperymentalną. Jakość modelu potwierdzono w wyniku weryfikacji doświadczalnej. W modelu zlokalizowano wejścia 19 potencjalnych uszkodzeń zespołu wykonawczego.

Abstract

In the paper the simulation model of final control element consisting of: linear travel diaphragm pneumatic actuator, smart positioner and control valve was given. Model was suited for fault detection and isolation algorithms tests prior to industrial implementation. The model structure corresponds to the physical nature of the final control element. The analytical description rather than „black box” description was applied. The model was supplied with a vector of 19 faults thus allowing simulation of single and multiple incipient and abrupt faults. Model was tuned and verified experimentally.

Słowa kluczowe: modelowanie układów dynamicznych, element wykonawczy automatyki, ustawnik pozycyjny, zawór regulacyjny, diagnostyka

¹⁾ Pracę wykonano w częściowo w ramach realizacji projektu DAMADICS piątego programu ramowego Unii Europejskiej nr HPRN-CT-2000-00110 pt. *Development and Application of Methods for Actuator Diagnosis in Industrial Control Systems* oraz projektu KBN na mocy decyzji nr 134/E-365/SPUB-M/5PR UE/DZ 55/2001.

1. WPROWADZENIE

Elementy wykonawcze automatyki stosowane są w procesach technologicznych do bezpośredniego sterowania strumieni materiałowo-energetycznych. Uszkodzenia tych elementów występują w praktyce przemysłowej stosunkowo często, a ich skutki prowadzą w większości przypadków do zaburzeń sterowanego procesu, a w niektórych przypadkach wywołują wręcz konieczność wstrzymania produkcji. W wyniku awarii elementów wykonawczych może również nastąpić obniżenie jakości produktu finalnego. Dla ograniczenia skutków ekonomicznych i środowiskowych potencjalnych awarii powinna być stosowana zwłaszcza diagnostyka bieżąca urządzeń wykonawczych.

Wprowadzenie zdalnej, prowadzonej w sposób automatyczny diagnostyki urządzeń wykonawczych może przynieść istotne ograniczenie kosztów okresowej obsługi nawet o 50-70%. Demontaż i remont uszkodzonych elementów podejmowane są bowiem jedynie wtedy, gdy zdiagnozowany stan techniczny urządzeń rzeczywiście tego wymaga.

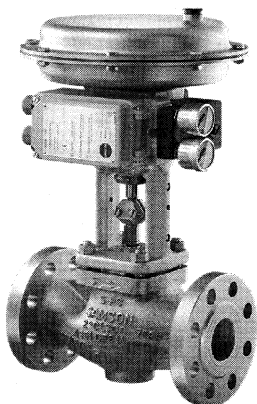
Zagadnienie diagnostyki bieżącej jest w praktyce przemysłowej zagadnieniem stosunkowo nowym. Systemy przemysłowe diagnostyki bieżącej nie są zbyt powszechnie stosowane choć w ostatnim okresie są sukcesywnie wprowadzane. Dla realizacji zadań diagnostyki bieżącej rozwijane są algorytmy detekcji i lokalizacji uszkodzeń (np.: system Trovis firmy Samson).

W okresie ostatnich 20 lat rozwinięto wiele metod detekcji i identyfikacji uszkodzeń procesów przemysłowych. Rozważano również problem diagnostyki urządzeń wykonawczych automatyki. Do detekcji i lokalizacji uszkodzeń tych urządzeń stosowano różne metody:

- równania zgodności [1, 2]
- obserwatory nieznanego wejścia [3]
- rozszerzone filtry Kalmana [4]
- analizę sygnałów [5]
- logikę rozmytą [6].

2. OBIEKT MODELOWANIA

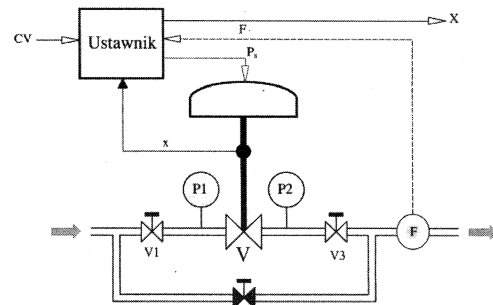
Fotografię typowego urządzenia wykonawczego automatyki przedstawiono na rys.1. Modelowane urządzenie składa się z dwóch podstawowych zespołów: serwomechanizmu przemieszczenia liniowego oraz zaworu regulacyjnego o określonej charakterystyce przepływowej. W skład zespołu serwomechanizmu przemieszczenia wchodzi: membranowy siłownik pneumatyczny o ruchu liniowym i ustawnik pozycyjny. Na rys 2. przedstawiono schemat instalacji urządzenia wykonawczego.



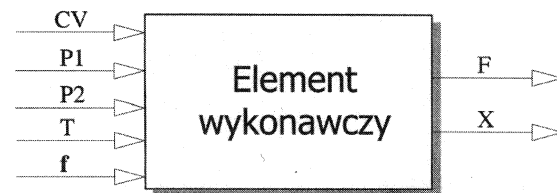
Rys.1. Urządzenie wykonawcze automatyki składające się z: membranowego siłownika pneumatycznego o ruchu liniowym, ustawnika pozycyjnego oraz zaworu regulacyjnego.

3. MODEL OGÓLNY

W zastosowanym opisie urządzenia wykonawczego automatyki przyjęto model ogólny bazujący na schemacie blokowym, którego uproszczony schemat przedstawiono na rys. 3.



Rys. 2. Schemat instalacji urządzenia wykonawczego automatyki. Oznaczenia: U – ustawnik pozycyjny, S – membranowy siłownik pneumatyczny, V – zawór regulacyjny, CV – sygnał sterujący, X – sygnał przemieszczenia trzpienia siłownika, x – sygnał sprzężenia zwrotnego od położenia trzpienia siłownika, P1, P2 – sygnały ciśnień płynu odpowiednio przed i za zaworem, F – sygnał strumienia objętościowego przepływu, T – temperatura płynu, Ps – ciśnienie powietrza sterującego siłownik pneumatyczny, V1, V2, V3 – zawory odcinające ręczne.



Rys. 3. Ogólny schemat blokowy urządzenia wykonawczego automatyki. Oznaczenia: f-vektor uszkodzeń, pozostałe oznaczenia jak na rys. 2.

Przyjęto, że sygnałami wejściowymi elementu wykonawczego są: sygnał nastawiający CV, sygnały ciśnień przed i za zaworem: P1 i P2 oraz temperatura płynu T. Sygnałami wyjściowymi modelu są sygnały strumienia objętościowego F i przemieszczenia trzpienia siłownika X. Ogólna struktura modelu odzwierciedla zestaw sygnałów potencjalnie możliwych do uzyskania w rzeczywistych instalacjach przemysłowych z systemów SCADA. W ogólnym przypadku należy założyć jednak, że przynajmniej część z tych sygnałów nie jest dostępna. Model zbudowano jednak nie tyle dla modelowania urządzeń wykonawczych w warunkach ograniczonej dostępności wejść i wyjść, lecz jako wygodne narzędzie badań i weryfikacji przydatności praktycznej algorytmów detekcji i izolacji uszkodzeń. Z tego powodu model wyposażono w dodatkowe wejście *f* wektora symulowanych uszkodzeń.

4. ZBIÓR USZKODZEŃ

Dla realizacji zadania modelowania przyjęto zbiór uszkodzeń zidentyfikowany w pracy [7] i zmodyfikowany w pracy [8]. Zbiór ten składa się z 19 uszkodzeń elementarnych uporządkowanych w cztery grupy:

Uszkodzenia zaworu

- f_1 - zablokowanie zaworu przez ciało obce
- f_2 - zmiana charakterystyki przepływowej w wyniku zjawiska sedimentacji
- f_3 - zużycie erozyjne zaworu
- f_4 - wzrost sił tarcia w dławicy lub w gnieździe
- f_5 - przeciek zewnętrzny medium
- f_6 - przeciek wewnętrzny medium
- f_7 - wystąpienie zjawiska kawitacji

Uszkodzenia siłownika

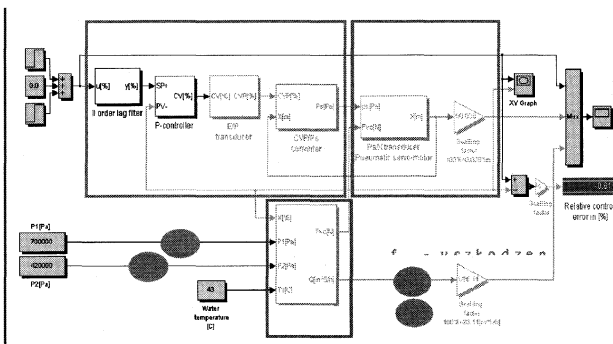
- f_8 - skrzywienie tłoczyska siłownika
- f_9 - nieszczelność komory siłownika lub przyłączy pneumatycznych
- f_{10} - przebicie membrany siłownika
- f_{11} - uszkodzenie sprężyny

Uszkodzenia ustawnika

- f_{12} - uszkodzenie przetwornika ϵ/p
- f_{13} - uszkodzenie toru pomiarowego położenia X
- f_{14} - uszkodzenie czujnika ciśnienia P
- f_{15} - uszkodzenie mechanicznego toru sprzężenia zwrotnego
- f_{16} - spadek ciśnienia zasilania pozycjonera
- f_{17} - spadek lub wzrost ciśnienia przed lub za zaworem
- f_{18} - otwarty lub nieszczelny tor obejścia zaworu
- f_{19} - uszkodzenie toru pomiarowego przepływu F

5. STRUKTURA MODELU

Model symulacyjny złożony jest z trzech zasadniczych bloków funkcjonalnych odwzorowujących strukturę fizyczną modelowanego zespołu wykonawczego, a mianowicie bloku ustawnika, siłownika i zaworu regulacyjnego.



Rys. 4. Struktura modelu symulacyjnego urządzenia wykonawczego

W konstrukcji bloków funkcjonalnych przyjęto zasadę modelowania bazującą na wykorzystaniu opisu analitycznego zachodzących zjawisk przy wykorzystaniu zależności i praw fizycznych. Z tej racji w modelu przyjęto szereg założeń upraszczających, których dopuszczalność zweryfikowano metodą doświadczalną.

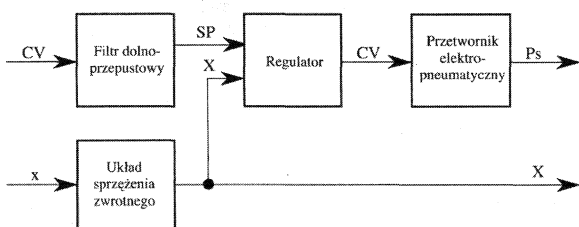
Odrzucono te metody modelowania, które wykorzystują schemat „czarnej skrzynki” lub oparte są o modele abstrakcyjne o trudnej lub niemożliwej interpretacji fizycznej. Modele takie bądź nie są zbyt wygodne do zastosowań w zadaniach lokalizacji uszkodzeń, bądź nie mają cech dostatecznej generalizacji.

Uwiarygodnienia oraz parametryzacji modelu dokonano na podstawie wyników laboratoryjnych prac eksperymentalnych. W tym celu zbudowano odpowiednie stanowisko badawcze składające się w części sprzętowej z: inteligentnego ustawnika pozycyjnego typu A-785 produkcji firmy Controlmatica S.A., siłownika typu 37 i zaworu regulacyjnego o charakterystyce stałoprocentowej firmy Polna S.A.

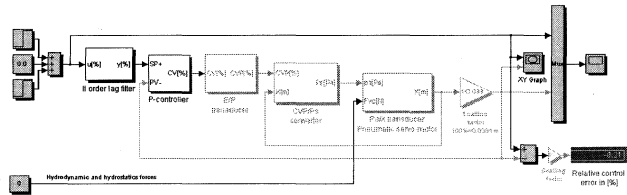
6. WYBRANE ELEMENTY MODELU

6.1. Ustawnik pozycyjny

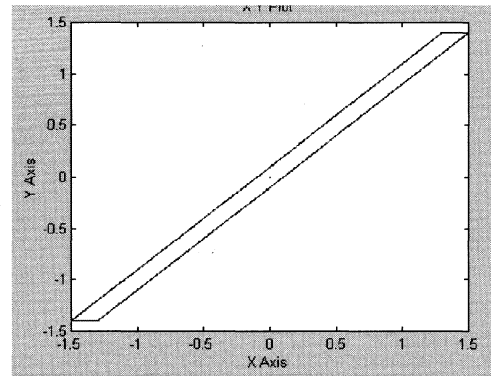
Uproszczony schemat blokowy struktury modelowanego ustawnika pozycyjnego przedstawiono na rys. 5. Wyróżniono w nim 4 podstawowe bloki funkcjonalne: filtr wejściowy, regulator, prze-



Rys. 5. Uproszczony schemat blokowy ustawnika pozycyjnego



Rys. 6. Struktura modelu ustawnika pozycyjnego

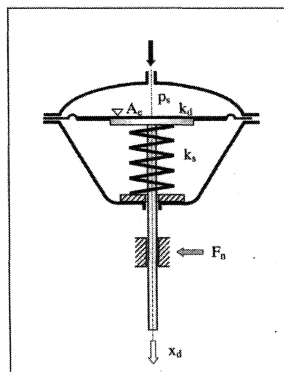


Rys. 7. Przykład charakterystyki statycznej ustawnika w przypadku symulacji uszkodzenia sprężyny kasującej luz w układzie mechanicznego (f_{15}).

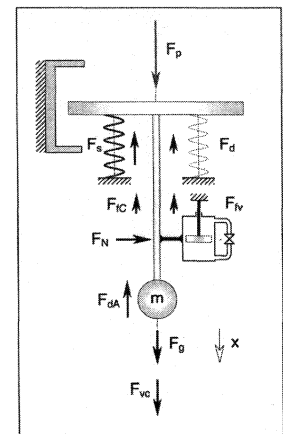
twornik elektro-pneumatyczny i układ sprzężenia zwrotnego. Ustawnik pozycyjny pełni rolę zamkniętego układu nadążnej regulacji przemieszczenia tłoczyska siłownika. Wejściowym sygnałem ustawnika jest sygnał nastawiający CV generowany przez regulator nadrzędny. Wyjściowym sygnałem ustawnika jest sygnał ciśnienia P_s podawanego do komory siłownika. Sygnał ten generowany jest przez przetwornik elektro-pneumatyczny.

6.2. Siłownik pneumatyczny

Siłownik pneumatyczny przekształca ciśnieniowy sygnał wyjściowy ustawnika na przemieszczenie liniowe grzyba zaworu regulacyjnego. Uproszczony schemat membranowego siłownika pneumatycznego przedstawiono na rys. 8. Na rys. 9 przedstawiono schemat równowagi zewnętrznych sił dynamicznych oddziałujących na trzpień siłownika.



Rys. 8. Uproszczony schemat konstrukcyjny membranowego siłownika pneumatycznego o ruchu liniowym.



Rys. 9. Schemat równowagi dynamicznej sił w siłowniku pneumatycznym.

6.2.1. Model ruchu trzpienia siłownika

Ruch osiowy trzpienia siłownika rozpoczyna się w wyniku naruszenia równowagi sił zewnętrznych na niego działających.

Równanie ruchu, przy wprowadzeniu pewnych założeń upraszczających jest następujące:

$$m \ddot{x} + k_v \dot{x} + \text{sign}(\dot{x}) F_N \mu + (k_s + k_d) x + F_{vc}(x) + (k_s + k_d) x_0 - mg = p_s A_e \quad (1)$$

gdzie:

- $F_p = p_s A_e$
- $F_s = k_s (x + x_0)$
- $F_d = k_d (x + x_0)$
- $F_{F_c} = \text{sgn}(\dot{x}) F_N \mu_f$
- $F_{F_v} = k_v \dot{x}$
- $F_{d1} = m \ddot{x}$
- $F_{vc} = f(x, P1, P2, F, K_v, \rho)$
- F_p – siła czynna wywierana przez membranę
- F_s – siła ugięcia sprężyny
- k_s – stała sprężyny
- x – przemieszczenie tłoczyska siłownika
- x_0 – ugięcie wstępne sprężyny
- F_d – siła ugięcia membrany
- k_d – stała sprężystości membrany
- F_{F_c} – siła tarcia suchego
- F_{F_v} – siła tarcia wiskotycznego
- F_{d1} – siła d'Alemberta
- F_{vc} – siła reakcji trzpienia grzyba zaworu regulacyjnego
- m – masa elementów ruchomych
- A_e – powierzchnia efektywna membrany
- ρ – gęstość płynu
- F – strumień płynu
- K_v – współczynnik przepływowy zaworu

6.2.2. Model komory pneumatycznej

W komorze pneumatycznej siłownika następuje przekształcenie energii wewnętrznej gazu w energię mechaniczną. Ze względu na fakt, że ściśliwość gazu nie może być zaniedbana, to przy założeniu ciągłości przepływu, strumień masy gazu może być wyrażony równaniem:

$$\dot{m}_g = \rho V \dot{x} \quad (2)$$

W przypadku opróżniania komory ($dm_g/dt < 0$) zakłada się hipotezę lokalnej równowagi termodynamicznej gazu. Hipoteza ta jest zasadniczo niesłuszna w przypadku napełniania komory, z wyjątkiem być może niewielkich objętościowo komór, dla których do pewnego stopnia możliwe jest przyjęcie założenia o jednorodnym rozkładzie ciśnienia w tym przypadku. Przy założeniu niezmienności warunków zewnętrznych (ciśnienie zasilania, temperatura) oraz przyjęciu założenia o braku wymiany ciepła z otoczeniem możliwe jest przyjęcie hipotezy o przemianie politropowej gazu [9]. Inne, bardziej zaawansowane modele uwzględniają wymianę ciepła z otoczeniem i ewolucję termiczną przemiany [10], lecz z uwagi na konieczność znajomości wielu parametrów nie są użyteczne w praktyce. Akceptowalność założenia o przemianie izotermicznej w procesie projektowania serwonapędów pneumatycznych wykazano w [11]. W modelu symulacyjnym komory siłownika przyjęto model izotermicznej przemiany politropowej. Klasykne równanie politropy może być zapisane w postaci:

$$\frac{p^{\kappa}}{\rho^{\kappa}} = \frac{p^*}{\rho^*} \quad (3)$$

gdzie: odpowiednie indeksy dolne wskazują na kolejne stany gazu odległe o odcinek czasu Δt . Zakładając niezmiennosc wykładnika politropy κ w czasie Δt po różniczkowaniu (3) otrzymujemy:

$$\kappa = \frac{\dot{p} \rho}{p \dot{\rho}} \quad (4)$$

Po podstawieniu do równania ciągłości gazu (2) otrzymujemy równanie równanie akumulacji gazu z parametrem pojemnościowym

zależnym od stanu:

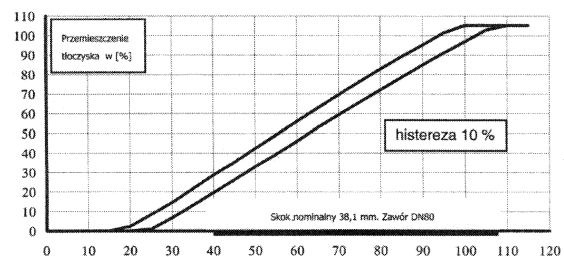
$$\dot{p} = \frac{1}{\left[\frac{\kappa p}{\rho V} \right]} (\dot{m}_g - \rho V \dot{x}) \quad (5)$$

Przy założeniu przemiany izotermicznej zarówno w procesie napełniania jak i rozładowania komory tzn. po przyjęciu $\kappa=1$, równanie (5) może być zapisane w postaci:

$$\rho = \frac{1}{\left[\frac{RT_0}{V} \right]} \int_0^x (\dot{m}_g - \rho V \dot{x}) dt \quad (6)$$

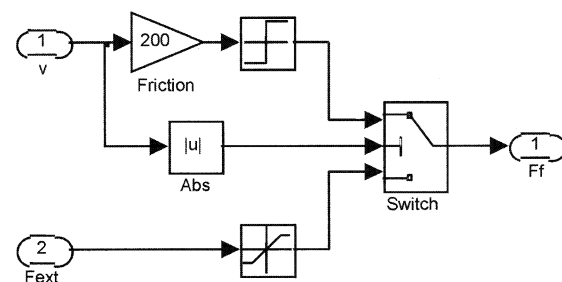
6.2.3. Model zjawisk tarciovych

Zasadniczym przyczyną występowania sił tarcia w siłowniku pneumatycznym są siły nacisku wywierane na tłoczysko przez pakiet uszczelnień dławicy. Udział sił tarcia może osiągać poziom dochodzący nawet do 10% wartości siły czynnej w fabrycznie nowym siłowniku (rys.10).



Rys. 10. Charakterystyka statyczna membranowego siłownika liniowego odwrotnego działania typu 38 firmy Polna S.A.

Cechą charakterystyczną zjawiska tarcia jest jego nieciągłość występująca w otoczeniu prędkości zerowej ruchu. W fazie przywierania, w otoczeniu makroskopowej prędkości zerowej ruchu siła tarcia równoważy siły zewnętrzne, aż do momentu pokonania siły Coulomba. W skali mikroskopowej przywieranie powierzchni wywołuje mikroskopijne odkształcenia plastyczne pochłaniające energię. Z tego powodu w fazie przywierania siła tarcia powinna być rozważana raczej jako funkcja położenia, a nie prędkości [12]. W fazie ruchu siły tarcia są zależne od kształtu i materiału uszczelnień, sposobów smarowania, chropowatości powierzchni i.t.p. W modelu symulacyjnym przyjęto klasyczny opis zjawisk tarciovych podany przez Karnopp'a [13]. W modelu tym siła tarcia jest równa sumie sił zewnętrznych w fazie przywierania (w otoczeniu zerowej prędkości ruchu).



Rys. 11. Model siły tarcia .

6.2.4. Model zaworu regulacyjnego

W opisie zjawisk przepływowych w zaworze regulacyjnym zastosowano prawo przepływu ciągłego płynu nieściśliwego. Prawo to mo-

że być przekształcone do znanej postaci technicznej.

W zaworach regulacyjnych wartość współczynnika przepływowego zaworu K_v nie jest stała i jest zależna od stopnia otwarcia zaworu (X).

W modelu przyjęto możliwość dowolnego kształtowania charakterystyki przepływowej przez zmianę funkcji opisującej unormowaną zależność $K_v(X)$.

Zjawisko kawitacji

Zawory regulacyjne pracują w szerokim zakresie zmian powierzchni przepływowych. W warunkach dużego spadku ciśnienia na zaworze i niewielkiego stopnia otwarcia zaworu może wystąpić zjawisko odparowania płynu i ewentualnie kawitacji. Warunkiem koniecznym wystąpienia zjawiska odparowania jest spadek ciśnienia płynu w dowolnej strudze płynu poniżej ciśnienia pary nasyconej. Jeśli warunek ten zostanie spełniony to nie obowiązuje już prawo (7). Strumień objętościowy mieszaniny dwufazowej jest wówczas zależny od różnicy ciśnienia przed zaworem i ciśnienia pary nasyconej płynu. W stałej temperaturze strumień jest zatem w przybliżeniu zależny wyłącznie od ciśnienia bezwzględnego przed zaworem. W rzeczywistości konstrukcja zaworu ma pewien wpływ na wielkość strumienia (8). Współczynniki konstrukcyjne zaworu K_m i r_c nie są równe 1. Współczynnik odzysku ciśnienia K_m jest zależny od stopnia otwarcia zaworu, natomiast współczynnik ciśnienia krytycznego p_v jest zależny od ciśnienia P_1 przed zaworem.

$$F = 0,1K_v \sqrt{\frac{\Delta p_{all}}{\rho}} \quad (7)$$

gdzie :

$$\Delta p_{all} = K_m(P_1 - r_c p_v)$$

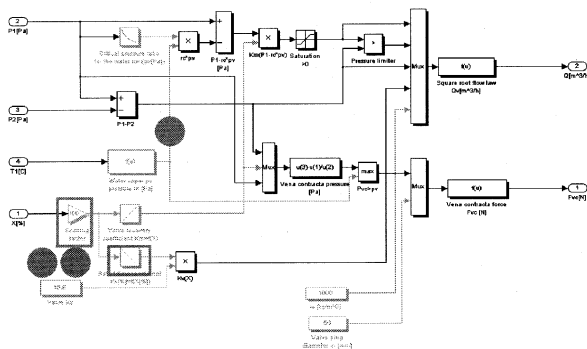
K_m - współczynnik odzysku ciśnienia
 r_c - współczynnik ciśnienia krytycznego
 p_v - ciśnienie pary nasyconej

Warunek odparowania płynu badany jest w modelu przy wykorzystaniu logarymicznego prawa zależności ciśnienia płynu od temperatury:

$$\log p_v = -\frac{a}{T} + b \quad (8)$$

gdzie: a i b współczynniki zależne od rodzaju płynu

Z punktu widzenia trwałości zaworu szczególnie niekorzystne jest występowanie zjawiska kawitacji. Ma ono miejsce, gdy ciśnienie na wyjściu zaworu jest większe od ciśnienia pary nasyconej i jednocześnie zostały w okolicy gniazda zaworu spełnione warunki odparowania płynu. W modelu zaworu (rys. 12) zlokalizowano wejście umożliwiające symulowane wymuszenie tego zjawiska.



Rys. 12. Model zaworu regulacyjnego ze zlokalizowanymi wejściami uszkodzeń

7. PODSUMOWANIE

W artykule omówiono model symulacyjny elementu wykonawczego automatyki składającego się z: membranowego siłownika pneumatycznego o działaniu prostym, inteligentnego ustawnika pozycyjnego oraz zaworu regulacyjnego. Model umożliwia symulację 19 uszkodzeń zespołu wykonawczego. Dzięki temu może być wykorzystywany do badań i testowania algorytmów detekcji i lokalizacji uszkodzeń elementów wykonawczych automatyki. Zasadniczym celem tych badań jest określenie przydatności praktycznej rozwijanych algorytmów. Struktura modelu nawiązuje do postaci fizycznej urządzenia wykonawczego. W konstrukcji modelu wykorzystano głównie opis analityczny wynikający ze znanych praw fizyki opisujących zachodzące zjawiska i przemiany energetyczne.

BIBLIOGRAFIA

- Massoumia M.A., Van der Velde W.E.: *Generating Parity Relation for Detecting and Identifying Control System Component Failures*. Journal of Guidance, Control and Dynamics, vol. 11, 1988, pp. 60-65
- Mediavilla M., de Miguel L.J., Vega P.: *Isolation of Multiplicative Faults in the Industrial Actuator Benchmark*. IFAC Symposium SAFEPROCESS '97, Kingston Upon Hull, UK, 1997, pp. 855-860
- Phatak M. Wiswanadham N.: *Actuator Fault Detection and Isolation in Linear Systems*. Int. J. Sys. Sci., vol. 19, No. 12, 1988, pp. 2593-2603
- Oehler R., Schoenhoff A., Schreiber M.: *On-line Model Based Fault Detection and Diagnosis for a Smart Aircraft Actuator*. IFAC Symposium SAFEPROCESS '97, Kingston Upon Hull, UK, 1997, pp. 591-596
- Deibert R.: *Model Based Fault Detection of Valves in Flow Control Loops*. IFAC Symposium SAFEPROCESS '94, Espoo, Finland 1994, pp. 445-450
- Kościelny J.M., Bartyś M.Z.: *Smart Positioner with Fuzzy Based Fault Diagnosis*. IFAC Symposium SAFEPROCESS '97, Kingston Upon Hull, UK, 1997, p. 603-608
- Koj J.(1998). *Przyczyny niewłaściwej pracy zespołu siłownik pneumatyczny – zawór regulacyjny*. III Konferencja N-T „Diagnostyka Procesów Przemysłowych” Jurata, 415- 419.
- Bartyś M.Z, Kościelny J.M.,: *Fuzzy application for actuator diagnosis*. Konferencja „ Methods of Artificial Intelligence in Mechanics and Mechanical Engineering, AI-MECH 2001, Gliwice 2001, 15-21.
- Sorli, M., Gastaldi, L., Codina, E., de las Heras, S., 1999, *Dynamic Analysis of Pneumatic Actuators*. Simulation Practice and Theory. Special Issue on Bondgraphs for Modeling and Simulation. 7, pp 589-602.
- Kagawa, T., Ohligschlager, O., 1990, *Simulationsmodell fur Pneumatische Zylinderantriebe*. Olhydraulik und Pneumatik. 34. pp 115-120.
- Scavarda, S., Richard, E., 1994, *Non linear Control of Electropneumatic and Electrohydraulic Servodrives: A Comparison*. 11th Aachener Fluidtechnisches Kolloquium. Aachen, pp 223-236
- Haessig, D.A. Jr., Friedland, B., 1991, *On the Modelling and Simulation of Friction*. Transactions of the ASME. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 113, pp 354-362.
- Karnopp, D., 1985, *Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems*, Transactions of the ASME. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 107, pp 100-103.