

ADAPATACYJNE UKŁADY POZYCJONOWANIA Z WYKORZYSTANIEM SIŁOWNIKÓW PNEUMATYCZNYCH

Kier. projektu: Dr hab. Krzysztof Janiszowski,
Instytut Automatyki Przemysłowej Politechniki Warszawskiej
02-525 Warszawa, ul. Chodkiewicza 8,

Cel badań: Przebadanie możliwości budowy programowalnego, adaptacyjnego systemu pozycjonowania z siłownikiem pneumatycznym sterowanym zaworem proporcjonalnym, przy zamierzonej dokładności ca. 10-20 μm i prędkościach przesuwu 2-3 m/s.

1. Wprowadzenie i uzasadnienie prowadzonych badań

Atakcyjna użyteczność siłownika pneumatycznego w urządzeniach mechanizujących, automatyzujących i robotyzujących procesy przemysłowe, skłania do poszukiwania środków i metod pozycjonowania pneumatycznych układów napędowych, które by mogły konkurować z serwomechanizmami elektrycznymi i elektrohydraulicznymi.

Proces przetworzenia energii sprężonego powietrza w energię mechaniczną ruchu tłoka, charakteryzuje się szeregiem specyficznych zjawisk, których parametry w praktyce przemysłowej są tylko częściowo znane lub podatne na pomiar. Należy do nich m.in. nieliniowe tarcie zależne od warunków smarowania, temperatury i położenia, nieliniowe charakterystyki przepływowe zaworu, zależność dynamiki od położenia tłoka, szeroki zakres zmian obciążenia masowego i siłowego jak również błędy pomiaru położenia i wyznaczania prędkości oraz przyspieszenia. Złożone zjawiska zachodzące podczas sterowania siłownika, powodowane wymienionymi właściwościami, utrudniały szerokie wykorzystanie tego elementu w układach pozycjonujących. Dopiero zastosowanie takich technik sterowania jak regulatory zmiennych stanu, wykorzystujące najbardziej pełną informację o stanie układu, doprowadziło do osiągnięcia parametrów regulacji, które pozwalają konkurować z serwomechanizmami elektrycznymi.

Bezpośrednimi przyczynami, które spowodowały zainteresowanie tego rodzaju układami pozycyjnymi były:

1. Pozytywne wyniki badań hydraulicznych układów pozycyjnych (w których siły tarcia są znacznie mniejsze i praktycznie liniowo zależne od prędkości) przy wykorzystaniu algorytmów regulacji w oparciu o zmienne stanu,
2. Opracowanie i wdrożenie do produkcji nowych proporcjonalnych zaworów przepływowych,
3. Rozwój w zakresie elektronicznych systemów sterujących, zwłaszcza przemysłowych komputerów jednoukładowych,
4. Opracowanie nowych typów siłowników z uszczelnieniami sztywnymi o niskim poziomie tarcia spoczynkowego.

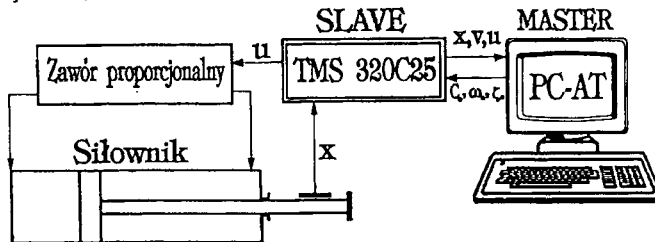
Prowadzone prace badawcze np. [1,2] wykazały możliwość konstrukcji pneumatycznego układu pozycyjnego o następujących parametrach:

1. udźwig 5 - 50 kg, (masa własna ok. 0.5 - 2 kg)
2. przesunięcie 200 - 2000 mm,
3. czas pozycjonowania 0.1 - 0.5 s
4. dokładność statyczna 0.1 - 0.01 mm
6. przeregulowanie 0.1 - 0.5 mm
7. koszt od 2.500 - 12.000 \$

W poniższym opracowaniu zostaną przedstawione następujące zagadnienia: opis badanego układu, organizacja badań, zakres badań zamierzonych i wykonanych, uzyskane wyniki i zaobserwowane problemy, które należy rozważyć, zamierzone kierunki badań na przyszły rok, współpraca z innymi ośrodkami w danym zakresie oraz lista publikacji związanych z tematyką przygotowanych w okresie realizacji grantu.

2. Badany układ i jego właściwości

System dla badania układów pozycyjnych został przedstawiony na Rys.1. Składa się on układu mechanicznego umożliwiającego zamontowanie różnego wymiaru słowników pneumatycznych i dokładny pomiar położenia tłoka, proporcjonalnego zaworu przepływowego pięciodrożnego, komputera jednoukładowego, który może być wykorzystany jako autonomiczny sterownik systemu pozycjonującego lub inteligentny interfejs pomiędzy układem mechanicznym, a komputerem wyższej klasy oraz komputera nadrzędnego klasy IBM PC.



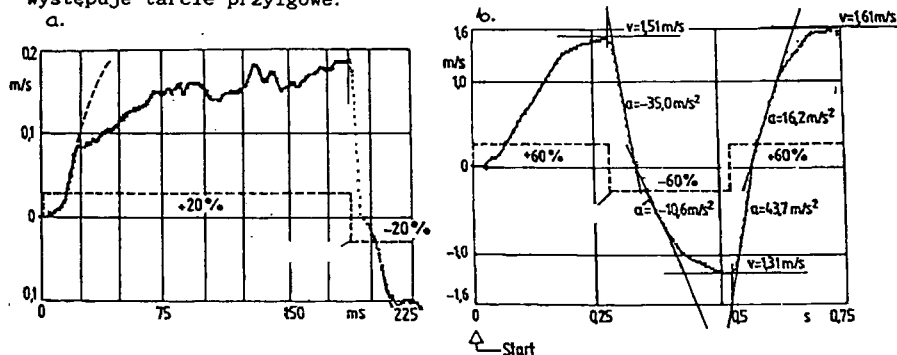
Rys. 1. Schemat systemu dla badania układów pozycyjnych

Dokładny opis zjawisk fizycznych zachodzących w siłowniku podczas ruchu tłoka jest bardzo złożony o czym już wspomniano. Wyprowadzenie tego opisu jest zamieszczone w [1,2]. Rozważając dynamikę działania siłownika w możliwie najbardziej uproszczonej formie można ją przybliżyć do układu masy (tłok i napędzany element) podpartej dwustronnie na sprężynach (powietrze sprężane w komorach), poruszanej siłą (nacisku na tłoczysko) i poddanej tarcia (o tłok i elementy ruchowe). Z tego powodu przybliżenie opisu w formie układu dynamicznego drugiego. rzędu jest uzasadnione i jak wykazały badania wystarczające dla uzyskania zadowalających wyników regulacji. Obecność sprężyn sugeruje oscylacyjne właściwości modelu dynamiki, ale jest to uzależnione od charakterystyki siły tarcia tłoka. Najczęściej stosowany model [1] opisu dynamiki ruchu tłoka jest wyrażony w formie transmitancji ciągłej o postaci

$$G_{vu}(s) = \frac{C_0 \omega_0^2}{s^2 + 2 D_0 \omega_0 s + \omega_0^2} \quad (1)$$

gdzie v oznacza prędkość przesuwu tłoka, a u jest napięciowym sygnałemysterowania proporcjonalnego zaworu przepływowego. Minimalny zestaw parametrów, które należy wyznaczyć to: C_0 - wzmacnienie prędkościowe, ω_0 - częstotliwość drgań własnych i D_0 - współczynnik tłumienia.

Na Rys. 2 przedstawione zostały typowe przebiegi rozpedzania i hamowania tłoka przy dwupołożeniowymysterowaniu zaworu - wyznaczone dla różnych poziomów otwarcia zaworu. Można zaobserwować wyraźnie aperiodyczny przebieg rozpedzania oraz przebieg hamowania, którego charakter jest trudny do określenia na podstawie wykresu. W chwili zahamowania (prędkość równa 0) objawia się wyraźnie nieliniowość działania układu - przy prędkości równej 0 oprócz nieliniowego tarcia ruchu posuwistego występuje tarcie przyłgowe.



Rys. 2. Przykładowe przebiegi prędkości tłoka przy różnych poziomach otwarcia zaworu a) 20% pełnego otwarcia, b) 60% pełnego otwarcia

Ten efekt (skokowa zmiana właściwości dynamicznych przy prędkości bliskiej 0) jest przyczyną podstawowych trudności przy sterowaniu siłownikiem. Ze względu na sposób sterowania sprawia on, że sterowanie charakteryzujące się spokojnym, powolnym dojazdem do stanu ustalonego (np. algorytm o działaniu całkującym) jest nieprzydatne - powoduje powstawanie zjawiska stick-slipu wokół położenia zadanego. W takim przypadku jedynie algorytmy zmiennych stanu, charakteryzujące się szybkim dojściem do położenia zadanego z minimalnym lub zerowym przeregulowaniem mogą być wykorzystywane.

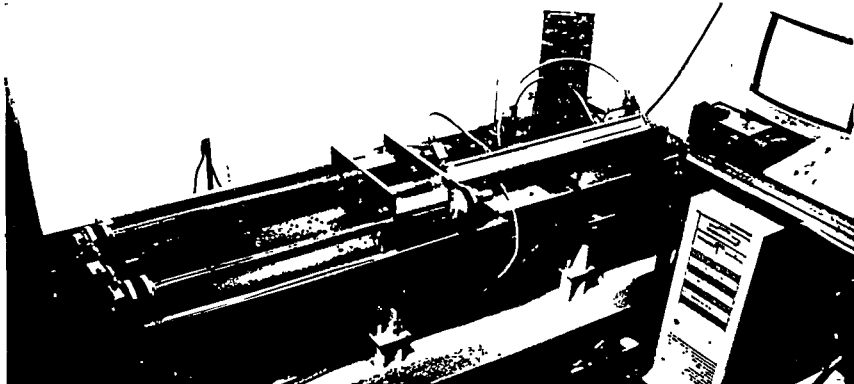
Z drugiej strony efekt ten powoduje, że działanie siłownika nie może być opisane jednym modelem liniowym, a co najmniej dwoma - dla fazy rozpedzania i dla fazy hamowania. Na przykładzie Rys. 2. widać również wyraźne różnice w nachyleniu zboczny - czyli różnice wzmacnień modeli rozpedzania i hamowania. Bardzo istotną praktyczną konsekwencją tych zjawisk jest przedział czasowy w jakim siłownik jest opisywany jednym i drugim modelem. Model dla celów rozpedzania jest praktycznie nieistotny przy projektowaniu układów pozycyjnych - w fazie rozpedzania zawór jest zawsze otwarty maksymalnie dla uzyskania jak najszybciej położenia zadanego. Istotny jest model fazy hamowania, które ze względów technologicznych, również dla wyeliminowania występowania tarcia przyłgowego, powinno być realizowane bez przeregulowań.

Wymienione właściwości regulacyjne układu uzasadniają wypracowaną koncepcję sterowania: regulacja musi odbywać się w jednym precyzyjnym

dojściu do wartości zadanej, tak aby element ruchomy układu dochodził do położenia zadanego równomiernie z monotonicznie malejącą prędkością. W zakresie prędkości dużych i średnich ($>0.02\text{m/s}$) opis (1) jest praktycznie dostateczny dla syntezy dobrego algorytmu regulacji. Synteza algorytmu regulacji powinna zakładać niewielkie (ca. 1-2 mm) przeregulowanie (przy prędkościach $< 0.02\text{ m/s}$), tak aby zwiększona siła tarcia pozwoliła dodatkowo wyhamować tłok. Dla uzyskania małej odchyłki statycznej algorytm regulacji powinien posiadać jak największe wzmocnienie położeniowe.

3. Organizacja prac badawczych

Przedstawione zadanie badawcze można analizować drogą modelowania, ale ostateczna weryfikacja jest możliwa tylko w oparciu o doświadczenia. W tym celu zaprojektowano strukturę stanowiska laboratoryjnego i została zamówiona odpowiednia aparatura - precyzyjny, optyczny system pomiarowy i procesor sygnałowy firmy Texas. Budowa pierwszej wersji stanowiska fot. 1, trwała ok. 4 miesiące i po upływie tego okresu rozpoczęto pierwsze pomiary na stanowisku. Stanowisko to pozwala badać napędy zbudowane na bazie siłowników o długości do 500 mm i obciążeniach do 25 kg. Sterowanie jest realizowane za pomocą jednego zaworu pięciodróżnego.



Fot.1. Stanowisko laboratoryjne do badań pneumatycznych napędów pozycyjnych - wersja I

Budowa stanowiska badawczego była realizowana równolegle z pracami analitycznymi nad wykonaniem oprogramowania dla modelowania pneumatycznych systemów pozycyjnych. Temu celowi służyły również 3 prace dyplomowe, których celem było:

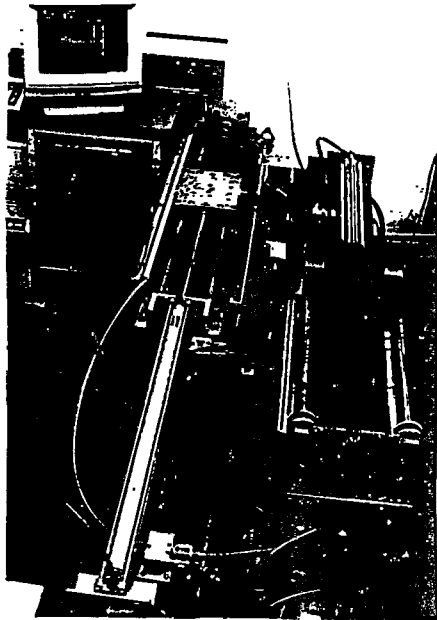
- 1) ułożenie i przetestowanie programu modelowania pracy zespołu SZ (Siłownik pneumatyczny - Zawór proporcjonalny), który pozwala testować pracę różnego typu cylindrów: jedno-, dwu- lub beztłoczkowych siłowników o dowolnych średnicach i długościach, przy ciśnieniach zasilania od 4 - 12 at sterowanych jednym zaworem pięciodróżnym lub dwoma zaworami trójdróżnymi,

- 2) rozszerzenie wyników pracy 1) o możliwości modelowania regulacji w układzie zamkniętym z algorytmami opartymi o zmienne stanu z odtwarzaniem zmiennych stanu na bazie algorytmów obserwatorów pełnych i zredukowanych oraz wykorzystujących różniczkowanie cyfrowe z odpowiednią filtracją sygnałów, przy zamodelowaniu określonego poziomu zakłóceń (rozdzielczości systemu) pomiarowych i dokładności obliczeń.

3) rozszerzenie modelu 1) pracy układu SZ o uwzględnienie zjawiska nieliniowego tarcia i występowania tarcia przylgowego, występowania histerezy i niesymetrycznego offsetu w pracy zaworu, zmiennych przemian gazowych w czasie napełniania i opróżniania komór siłownika, występowania zmiennego opóźnienia transportowego w przewodach i komorach siłownika, niesymetrii tarcia i nieuszczelnności uszczelnień tłoka.

Wynikiem powyższych prac był bardzo ogólny program symulujący działanie pneumatycznego układu pozycyjnego w różnych warunkach pracy. W oparciu o ten program przeprowadzono obszerne badania symulacyjne, których celem było określenie zasad syntezy optymalnych (ze względu na wyniki regulacji w układzie zamkniętym) algorytmów obserwatorów oraz zasad doboru biegunów dla regulatorów zmiennych stanu wyznaczonych dla zadanych wartości własnych.

Na podstawie bardzo prostych eksperymentów zrealizowanych na stanowisku (wymuszenie pulsowe, Rys.2) prowadzone były wstępne prace badawcze nad wyznaczeniem modelu układu siłownika i weryfikacją jego struktury (1). Wykorzystano w tym celu oprogramowanie systemu ICAD [3].



Po uruchomieniu stanowiska dwie niezależne grupy współpracujące ze sobą prowadziły badania: modelu siłownika - tzn. metod niezawodnego i szybkiego wyznaczania parametrów transmisji (1) oraz sposobu właściwego odtwarzania zmiennych stanu (za pomocą obserwatorów i różniczkowania cyfrowego) dla syntezy sterowania.

Z powodu pewnych niedoskonałości pierwotnej konstrukcji stanowiska (przy wymianie siłowników występowało kleszczenie się tłoczyska) zdecydowano się na konstrukcję drugiego stanowiska badawczego na wspólnej ławie ze stanowiskiem pierwszym, Fot. 2. Zestaw drugi może być sterowany za pomocą dwóch zaworów trójdrożnych lub jednego pięcioprozownego. Jest on dostosowany do badania siłowników o długości do 800 mm i obciążeniu do 50 kg. Obecnie można prowadzić badania na dwóch zestawach.

Fot.2. Stanowisko laboratoryjne do badań napędów pozycyjnych - wersja II

Przy prowadzeniu badań została przyjęta ogólna zasada: jedynie algorytmy, które można zrealizować na 16-to bitowym jednokartowym komputerze przemysłowym są akceptowalne. Z tego powodu, każdy algorytm, który po przeprowadzeniu testów na stanowisku pozwala uzyskać poprawę parametrów regulacji lub poprawę niezawodności działania jest następnie implementowany na procesorze 16-to bitowym i gruntownie testowany.

4. Zakres badań, uzyskane wyniki i zaobserwowane problemy

Przewidywany we wstępnej fazie projektu zakres badań obejmował:

1. Badania symulacyjne mające na celu podanie reguł doboru obserwatorów

i nastaw regulatorów zmiennych stanu dla różnych typów siłowników o różnych obciążeniach masowych, przy pomiarach o różnym poziomie rozdzielczości.

2. Kompletacja i budowa stanowiska badawczego dla badania siłowników tłoczkowych o różnych gabarytach.
3. Przebadanie adekwatnych struktur modelu różnicowego zespołu SZ na podstawie czynnych eksperymentów identyfikacyjnych w trybie off-line, wyodrębnienie struktury optymalnej dla fazy hamowania, synteza sygnału pobudzającego, i przebadanie zmienności parametrów modelu (1) w zależności od położenia tłoka i obciążenia. Opracowanie algorytmu identyfikacji nieliniowości statycznej zaworu oraz metody jej kompensacji.
4. Opracowanie algorytmu identyfikacji on-line wraz z przekształceniem współczynników modelu różnicowego w parametry ciągle.
5. Przebadanie różnych algorytmów odtwarzania zmiennych stanu oraz algorytmów cyfrowego różniczkowania wraz filtracją tłumiącą efekt błędów kwantyzacji.
6. Przebadanie i optymalizacja na bazie układu fizycznego zasad doboru algorytmów regulatorów zmiennych stanu pozwalających osiągać założone parametry regulacji: odchyłka statyczna rzędu 2-5 razy większa od rozdzielczości systemu pomiarowego, przy przeregulowaniach nie większych niż 20-50 razy rozdzielczość.
7. Przebadanie właściwości algorytmów adaptacyjnych z wyznaczaniem modelu obiektu oraz dostrajaniem modelu i obserwatora.
8. Przebadanie możliwości regulacji nadążnej metodą modelu odniesienia.

Obecny stan zaawansowania pracy można przedstawić następująco:

1. Przeprowadzono dostatecznie obszerne modelowanie i uzyskano pewne zalecenia doboru regulatorów, które sprawdziły się w praktyce pod względem ogólnych zasad. Występujące różnice miały charakter głównie ilościowy i wynikały z niedokładności zamodelowania sił tarcia.
2. Zbudowano dwa samodzielne stanowiska badawcze (fot.1 i 2); w czasie prac okazało się, że pneumatyczny układ pozycyjny stanowi idealne stanowisko do demonstracji różnych zagadnień techniki sterowania i z tego powodu zdecydowano się zdublować stanowisko. Skorzystano w tym zakresie z pomocy firmy Festo, która dostarczyła nieodpłatnie znaczną ilość sprzętu, zwłaszcza precyzyjny system optyczny, zawory, siłowniki i inne detale. Wiele ośrodków akademickich którym prezentowano wyniki (w ramach programu Tempus) wyraziło chęć budowy podobnego stanowiska.
3. W ramach tego punktu wykonano program identyfikacji uruchomieniowej, który prowadzi automatyczną identyfikację wstępną - rozpoczynającą się od wyznaczenia ograniczeń ruchu tłoka, wyznaczenie offsetu, polaryzacji zaworu, poprzez identyfikację modelu w postaci (1) aż do określenia funkcji interpolującej parametry modelu (1) dla różnych poziomówysterowania zaworu i różnych położeni tłoka. Program ten działa na jednokartowym procesorze sygnałowym TMS320C25. Przeprowadzone badania potwierdziły zasadność wykorzystania modelu (1) w fazie hamowania, przy czym występujące opóźnienie odpowiada wartości ca. 2 ms. Dla fazy rozruchu model (1) był zbyt ubogi. Bardziej adekwatny jest wówczas model trzeciego rzędu z opóźnieniem 4 ms.

Stwierdzono wyraźną zależność parametrów modelu obiektu od poziomuysterowania zaworu i od położenia tłoka (względem środka siłownika)

- częstotliwość drgań własnych ω_0 wyraźnie wzrasta (do 30%) przy oddalaniu się od położenia środkowego i jest zależna od masy elementu ruchomego układu Tabl.1. W tabelicy przedstawiono oszacowane za pomocą wspomnianego programu symulacyjnego parametry przybliżenia liniowego układu oraz parametry uzyskane drogą identyfikacji. Bardzo wyraźny wpływ na pracę układu ma stan nasmarowania prowadnic siłownika. Natomiast prawie niezauważalny jest wpływ zmiany ciśnienia zasilania w granicach rzędu $\pm 20\%$, dopiero wzrost o ca. 40% i spadek o 50% powodują odpowiednio zwiększenie przeregulowania oraz odchyłki regulacji.

Tablica.1.Przykładowe wyniki identyfikacji czynnej modelu siłownika DNV 40/500 (o wymiarach $\phi=40$ mm, długość 500 mm)

Położ. tłoka mm	Parametry obliczeniowe			Otwar. zaworu Kier. + / -	Oszacowane parametry		
	C_0 m / Vs	ω_0 rd / s	D_0		C_0 m / Vs	ω_0 rd / s	D_0
50	0.25	48.3	0.35	-30	0.302	46.6	0.44
				-60	0.242	52.3	0.33
				-90	0.172	54.0	0.29
				+30	0.220	51.0	0.77
				+60	0.218	52.6	0.75
				+90	0.162	51.6	0.67
100	0.25	38.5	0.35	-30	0.302	40.1	0.46
				-60	0.248	45.4	0.35
				-90	0.186	46.8	0.51
				+30	0.236	43.0	0.66
				+60	0.234	44.8	0.66
				+90	0.180	43.9	0.60
250	0.25	31.6	0.35	-30	0.284	32.8	0.51
				-60	0.238	37.0	0.41
				-90	0.184	37.3	0.39
				+30	0.272	31.7	0.42
				+60	0.268	33.6	0.48
				+90	0.212	33.5	0.49
400	0.25	38.2	0.35	-30	0.242	44.0	0.56
				-60	0.206	47.1	0.47
				-90	0.162	46.2	0.46
				+30	0.284	39.3	0.31
				+60	0.280	41.9	0.44
				+90	0.224	42.0	0.52
450	0.25	47.7	0.35	-30	0.222	51.8	0.58
				-60	0.190	54.5	0.49
				-90	0.150	53.2	0.48
				+30	0.284	45.9	0.31
				+60	0.280	48.7	0.46
				+90	0.222	48.9	0.56

4. Identyfikacja on-line została opracowana na podstawie algorytmu najmniejszej sumy kwadratów i działa w miarę niezawodnie, tzn. w ok. 96% przypadków daje zbliżne do oczekiwanych wyniki oszacowań. Szybkie

przekształcenie wyników identyfikacji modelu różnicowego w parametry modelu (1) uzyskano za pomocą zależności opartych na pracach [5,6]. Główną przyczyną zawodności jest krótki czas w którym szacowany jest model w fazie hamowania, (Rys.2). W fazie rozpędzania odpowiedź skokowa wskazuje na charakter wieloinercyjny. Jest to spowodowane zwiększonym (poprzez efekt przylegania) tarcie. Charakter oscylacyjny pojawia się w chwili hamowania, ale może być on obserwowany tylko do pewnej wartości prędkości, poniżej której zwiększone tarcie ponownie zniekształca parametry modelu.

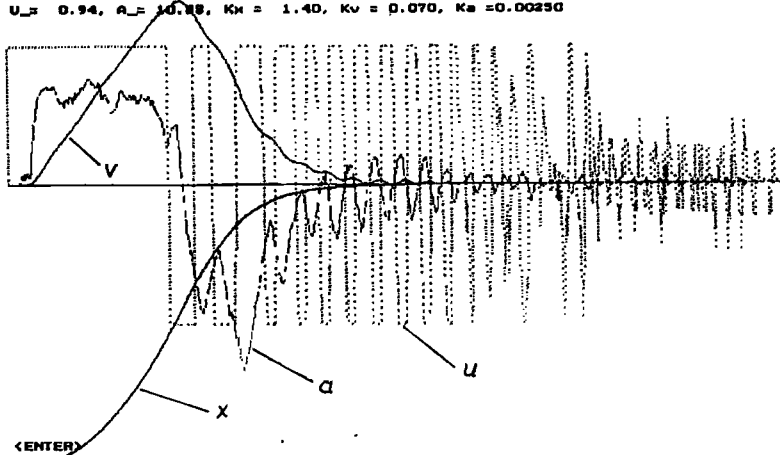
Podstawowy problem stanowi powtarzalność oraz zbliżność oszacowań wyników identyfikacji on-line - tzn. podczas początkowej fazy cyklu hamowania. Niestety nie można w tym zakresie uzyskać 100% zbliżności, tzn. ca. 5-8% przypadków oszacowań jest rozbieżnych, pomimo wypróbowania różnych struktur modelu, technik filtracji danych, wykorzystania informacji a priori postaci znanych wcześniej oszacowań współczynników modelu i macierzy kowariancji, itd. Przyczyna tego stanu wynika z samej natury iteracyjnego algorytmu najmniejszej sumy kwadratów, który w początkowej fazie obliczeń (zwykle ca. 50-100 początkowych kroków) wykazuje dość gwałtowne zmiany oszacowań. Niestety zwykle tyle właśnie kroków trwa wstępna faza hamowania (prędkości > 20 mm/s) i z tego powodu zdarzają się "nietrafione" modele. Próby "uspokajania" oszacowań przez wprowadzenie filtracji mają ograniczone zastosowanie, ponieważ równocześnie z wariacjami oszacowań wyfiltrują informacje o zmianach - np. masy elementu ruchomego. Uzyskanie poprawy w tym zakresie może spowodować zastosowanie innego sposobu podejścia do zadania identyfikacji - np. próba identyfikacji modelu przyspieszenia [4] lub połączenie metody identyfikacji współczynników z elementami wnioskowania rozmytego, gdzie na podstawie wybranych atrybutów odpowiedzi układu można wnioskować o charakterze zmian zachodzących w układzie i wprowadzanie na tej podstawie korekty nastaw modelu.

5. Przebadano na stanowisku różne algorytmy odtwarzania zmiennych stanu. Wyniki można podsumować następującymi stwierdzeniami: przy wysokiej rozdzielczości systemu pomiarowego tzn. od 2 μm do 10 μm lepsze wyniki regulacji zapewnia algorytmy różniczkowania cyfrowego z filtracją błędów kwantyzacji. Przy rozdzielczości gorszej od 10 μm , trzeba stosować dość znaczne różnice czasowe pomiędzy wykorzystywanymi chwilami pomiarowymi, co prowadzi do sztucznego opóźnienia w sygnałach zmiennych stanu i powoduje przeregulowania. Z tego powodu technika obserwatorów zupełnych jest wówczas bardziej skuteczna.

Na Rys.3 przedstawione zostały przykładowe przebiegi uzyskane podczas regulacji za pomocą algorytmu zmiennych stanu. Sygnały x , v i a oznaczają odpowiednio wartości położenia, prędkości i przyspieszenia elementu ruchomego, u - sygnał sterujący zaworem. W celu uzyskania małej odchyłki statycznej przyjęto bardzo duży współczynnik wzmocnienia statycznego, co spowodowało praktycznie dwustanową pracę zaworu proporcjonalnego w znacznej części okresu sterowania. Mimo tego uzyskany profil prędkości jest bliski optymalnego (trójkątnego) przebiegu - przeregulowania praktycznie nie występują przy prawidłowym doborze algorytmu sterowania.

6. Obecnie prowadzone są próby precyzyjnej regulacji pozycyjnej. Całkowicie potwierdziła się hipoteza o możliwości regulacji z odchyłką nie przekraczającą średnio 10 μm przy rozdzielczości systemu pomiarowego 2 μm przy zastosowaniu sprzężenia od stanu (bez akcji całkującej) dla typowych, seryjnych silowników. Wyniki te są powtarzalne w danych, stałych warunkach pracy.

Przeregulowanie: S.D [mikrom]
 Odchyłka regul.: 16.0 [mikrom]
 Czas regulacji: 482.0 [ms]
 Wzmocnienie: 959.437 [1/1]
 Częstot. drgań: 34.382 [1/ms]
 Tłumienie: 0.803 [1/1]
 $U_z = 0.94, A_z = 10.18, K_H = 1.40, K_v = 0.070, K_a = 0.00250$



Rys.3. Przykładowe przebiegi podczas pozycjonowania w układzie regulacji złożonym z silownika i zaworu proporcjonalnego

7. Prowadzone badania regulacji adaptacyjnej - do zmian masy elementu ruchomego i stanu nasmarowania doprowadziły na razie do stwierdzenia możliwości adaptacji w 3-4 najjazdach na zadaną pozycję. Adaptacja w tym samym przesunięciu, w którym nastąpiła zmiana jest niestety ryzykowna - z powodu krótkiej serii pomiarowej ca. 4-5% oszacowań modelu jest nietrafionych i algorytm regulacji wyznaczony na podstawie takiego modelu prowadzi do wyraźnego pogorszenia pozycjonowania. Z tego powodu rozpoczęto próby nad wykorzystaniem zasady syntezy regulatora zmiennych stanu opartego na rozmytych zbiorach informacji (fuzzy control). Równocześnie są prowadzone próby wykorzystania do regulacji identyfikacji modelu zmiennych stanu w którym parametrami są bezpośrednio wartości zależne od wzmocnienia, częstotliwości drgań własnych i tłumienia.

Podsumowując dotychczas uzyskane wyniki można sformułować następujące wnioski:

1) Algorytm zmiennych stanu jest całkowicie wystarczający do uzyskania statycznej odchyłki regulacji ca. 10-20 μm przy zastosowaniu do pneumatycznych układów pozycjonujących, dodatkowo pozycjonowanie odbywa się praktycznie bez przeregulowania ($< 20-40 \mu\text{m}$). Wyniki sterowania dla silowników lekko obciążonych są wyraźnie lepsze niż w przypadku silowników o większym obciążeniu. Istniejące niewielkie opóźnienia sprawiają, że występują większe przeregulowania.

2) Model układu w postaci (1) z opóźnieniem ca. 2-3 ms jest wystarczający do uzyskania wymaganej jakości pozycjonowania, uwzględnienie np. nieliniowości charakterystyki zaworu nie jest konieczne (!). Jest to wynikiem b. dużych wzmocnień statycznych algorytmu pozycjonowania, które powodują że praktycznie podczas całego okresu trwania pozycjonowania zawór wysterowany jest dwustanowo. (Dopiero w końcowej fazie,

p. Rys.3, gdy odchyłka jest mniejsza niż 0.5 mm (!) rozpoczyna się sterowanie w zakresie proporcjonalności zaworu). Podstawowym zagadnieniem jest uzyskanie dobrego modelu obiektu, a zwłaszcza wartości pulsacji drgań własnych ω_0 i współczynnika wzmocnienia C . Znajomość tych dwóch parametrów pozwala dobrać stabilny algorytm regulacji zmiennych stanu o współczynniku wzmocnienia położeniowego wystarczającym dla osiągnięcia żądanej dokładności.

3) Zaobserwowana zawodność algorytmów identyfikacji on-line skłania do uzupełnienia ich działania poprzez warstwę nadzorującą opartą na wnioskowaniu rozmytym, która jest zdecydowanie bardziej niezawodna (co sprawdzono na drodze modelowania) i może stanowić mechanizm ochronny w przypadku nieskuteczności iteracyjnej metody identyfikacji.

4) Rozdzielczość systemu pomiarowego wpływa na dokładność pocycjonowania, ale do wartości ca. 20 μm nie wprowadza istotnych zmian do przyjętej koncepcji sterowania układu.

Okres impulsowania pomiarów nie powinien być większy niż 2 ms, przy stosowaniu algorytmów zmiennych stanu.

5) Prowadzone próby regulacji adaptacyjnej, tzn. szacowania na bieżąco modelu układu, wyznaczania zmiennych stanu za pomocą obserwatora, syntezy algorytmu regulatora i regulacji za pomocą algorytmu zmiennych stanu nie wykraczają poza możliwości obliczeniowe jednokartowego komputera z arytmetyką stałoprzecinkową 16-to bitową. Ograniczenie może stanowić pamięć programu, która w badanym przypadku wynosiła 32 (16 na program i 16 na dane) kłówek 16-to bitowych i była wykorzystana praktycznie w całości.

6) Uzyskane wyniki pozwalają sądzić, że jest technicznie realizowalne sterowanie programowe z zadaną prędkością posuwu tłoka i chwilową pozycją tłoka. Jest to dalsza możliwość rozszerzenia właściwości użytkowych tego typu napędów w przypadkach, gdy duże prędkości lub gwałtowne przyspieszenia nie są pożądane.

7) Wdrożenie przemysłowe oprogramowania zapewniającego sterowanie pozycyjne ze wspomnianymi parametrami jest zatem całkowicie możliwe, ale zależne od istniejących zamówień, ponieważ koszty systemu przemysłowego pomiarowego, niezawodnego i odpornego na zakłócenia komputera jednokartowego oraz zaworu proporcjonalnego są dość duże. Należy w tym momencie podkreślić możliwość wykonania systemu oprogramowania w taki sposób, że będzie on praktycznie niezależny od zastosowanego silownika i w tym sensie uniwersalny. Jedyna adaptacja jest konieczna przy dopasowaniu do poziomu wysterowania zaworu i sposobu odczytu z systemu pomiarowego.

5. Współpraca z innymi ośrodkami badawczymi

Prowadzone badania stanowią obszar zainteresowań wielu uczelni technicznych i firm zajmujących się produkcją elementów automatyki. W ramach programu Tempus wstępne wyniki prac oraz potencjalne możliwości takiego układu regulacji wzbudziły znaczne zainteresowanie w kraju i za granicą np. prof. Zitek (Instytut Automatyki na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Technicznego w Pradze) wystąpił o budowę takiego stanowiska przy naszym współudziale, prof. Frank (uniwersytet w Duisburgu) wyraził chęć zakupu kompletnego zestawu po oprogramowaniu sterowania za pomocą logiki rozmytej. Wynik tych prac ma być opublikowany w specjalnym wydaniu książkowym Tempusa poświęconym zastosowaniom nowoczesnej techniki regulacji.

Dwaj pracownicy zespołu realizującego pracę byli na 3 miesięcznych stażach w instytucie prof. Backe' w Aachen, najlepiej wyposażonym sprzętowo ośrodku badawczym układów hydraulicznych i pneumatycznych w RFN, i zapoznawali się z wynikami prowadzonych w tym zakresie prac.

Duże zainteresowanie i poparcie wyraziła firma Festo (największy eksporter pneumatyki w Europie zachodniej), która w czasie konstrukcji stanowiska bezpłatnie przekazała znaczną ilość elementów np. 3 nowe zawory proporcjonalne, 5 kompletnych siłowników, 2 systemy pomiarowe oraz dużą ilość osprzętu. Tradycyjna dobra współpraca z tą firmą jest uzupełniona przez możliwość wysyłania naszych dyplomantów i doktorantów na długoterminowe praktyki (5 studentów było tam w sumie 24 miesiące), które pozwoliły zapoznać się z wykonaniami i zastosowaniami przemysłowymi pneumatycznych układów pozycyjnych.

Współpraca ta znacznie przyspieszyła postęp prac w realizowanym temacie, a możliwość obejrzenia cudzych wyników i ich konfrontacji z własnymi dokonaniem pozwoliła zrezygnować z badania tych technik, które się w innych ośrodkach nie sprawdziły, np. obiecujące pewne wyniki podejście do modelowania pracy układu w formie modelowania za pomocą sieci neuronowych, przeprowadzone w Aachen, prowadziło do wyników wyraźnie mniej skutecznych od tradycyjnych metod identyfikacji przy zdecydowanym wydłużeniu czasu i zmniejszeniu niezawodności modelu. Po zapoznaniu się z pracami [6,7] wykorzystującymi informację rozmytą dla sterowania układów hydraulicznych postanowiono (na razie na drodze symulacyjnej) wykorzystać to podejście do syntezy algorytmu regulatora zmiennych stanu w badanym układzie.

6. Lista przygotowywanych publikacji

Monografie

1. M. Olszewski: Sterowanie dławieniowych układów pozycyjnych, praca habilitacyjna (na ukończeniu)
2. K. Janiszowski, M. Olszewski: State space adaptive control for nonlinear systems, rozdz. w książce pt. Control Engineering Solutions: A practical Approach, IMPACT 1993,

Artykuły

1. K. Janiszowski: A Modification of the Tustin Approximation, IEEE Trans. on Automatic Control, 1313-1317
2. K. Janiszowski: Transformacje opisu modeli dynamicznych, PAK 7/93, 165-168,
3. K. Janiszowski: Przekształcanie i redukcja modeli transmitancyjnych przy wykorzystaniu charakterystyk częstotliwościowych, PAK (zgłoszone i przyjęte do druku)

Referaty:

1. K. Janiszowski: Simulated and Real Plants in Education of Control, IMPACT Seminar, 21-23 April, 1993, Drezno
2. K. Janiszowski: Computer Control of Pneumatic Drive, IMPACT Workshop, 18-20 May, 1993, Praga, 68-79,
3. K. Janiszowski: Algorithms for Reduction or Approximation a Transfer Function for Linear Systems, European Control Conference, ECC '93 Groningen, 668-772,
4. M. Olszewski, K. Janiszowski: Automatische Inbetriebnahmeidentifikation an servopneumatischen Zylinderantrieben für Lagaregelung, Fachtagung Hydraulik und Pneumatik, 22-23. Sept. 1993, 441-453,
5. K. Janiszowski, M. Olszewski: Problematyka identyfikacji napędów

pneumatycznych pracujących w układach pozycyjnych, II Konf. Teoria sterowania i optymalizacji ciągłych układów dynamicznych i procesów dyskretnych, 18-20 paźdz. 1993, Madralin k. Otwocka,

7. Literatura

1. M. Olszewski, 1991: Konzept der Zustandregelung für schwachgedämpfte Fluidantriebe. Ölhydraulik und Pneumatik, 35, ss. 932-941
2. M. Olszewski, 1991: Modelladaptive Lageregelung von elektropneumatischen Servoantrieben, Forschungsbericht 0149, BKW 91/03, Esslingen
3. K. Janiszowski, 1991: IDCAD - System identyfikacji parametrycznych modeli układów dynamicznych, PAK 11/91, ss. 279-282.
4. K. Janiszowski, M. Olszewski: Problematyka identyfikacji napędów pneumatycznych pracujących w układach pozycyjnych, II Konf. Teoria sterowania i optymalizacji ciągłych układów dynamicznych i procesów dyskretnych, 18-20 paźdz. 1993, Madralin k. Otwocka,
5. K. Janiszowski: A Modification of the Tustin Approximation, IEEE Trans. on Automatic Control, 1313-1317
6. K. Janiszowski: Transformacje opisu modeli dynamicznych, PAK 7/93, 165-168,
7. A. Klein, 1993: Einsatz der Fuzzy-Logik zur Adaption der Positionsregelung fluidtechnischer Zylinderantriebe, Dissertation, RWTH, Aachen
8. D. Scholz, 1990: Auslegung servopneumatischer Antriebssysteme, Dissertation, RWTH Aachen