

Wiesław Niewczas ,prof.dr hab.inż.
Willi Mednis ,dr inż.
Instytut Automatyki Przemysłowej
Politechniki Warszawskiej

STAN BADAŃ NAD PRZYCZYNAMI NIERÓWNOMIERNOSCI RUCHU SIŁOWNIKÓW NAPĘDÓW PLYNOWYCH

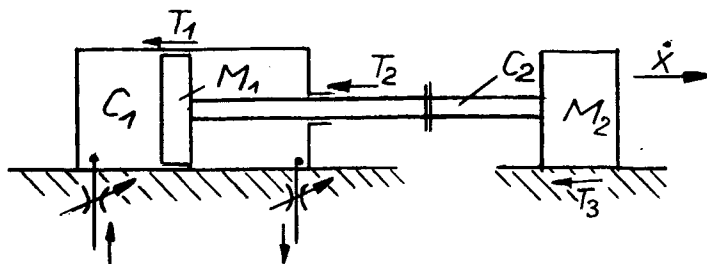
Przedstawiono informacje o stanie badań wykonywanych w ramach projektu badawczego KBN Nr. 332019203 pt.: "Badanie fazy pozycjonowania w płynowych napędach maszyn manipulacyjnych".

Wprowadzenie

Znaczną część czynności w maszynach manipulacyjnych itp. urządzeniach wykonuje się przy pomocy siłowników płynowych, od których wymagana jest coraz częściej podwyższona dokładność pozycjonowania oraz płynność ruchu. Poprawę tych "wskaźników jakości" napędu uzyskuje się różnymi sposobami - poprzez zmiany konstrukcyjno technologiczne jak też poprzez odpowiednie algorytmy sterowania. Istnieją jednak ograniczenia wynikające z fizyki występujących tu zjawisk, które nie pozwalają na zbyt daleką poprawę wspomnianych wskaźników wyżej wymienionymi sposobami. Źródłem ograniczeń są drgania relaksacyjne (zjawisko stick - slipu) występujące w układach mechanicznych złożonych z masy (M) oraz sztywności (C), i w których występuje znaczna różnica między siłą tarcia spoczynkowego T_s a siłą tarcia kinetycznego T_k .

Zakładamy, że wspomniane zjawisko oprócz wpływu na równomierność ruchu limituje też możliwość osiągnięcia dokładności pozycjonowania napędów płynowych. Drgania relaksacyjne występują na ogół przy małych prędkościach ruchu i w zależności od wartości zestawu parametrów: masy, sztywności i siły tarcia. Krytyczne, w tym sensie, zestawy mogą wystąpić w napędach płynowych, przy czym układ należy traktować łącznie tzn. siłownik wraz z obciążeniem.

Schemat ideowy takiego układu pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Schemat ideowy badanego układu napędu.

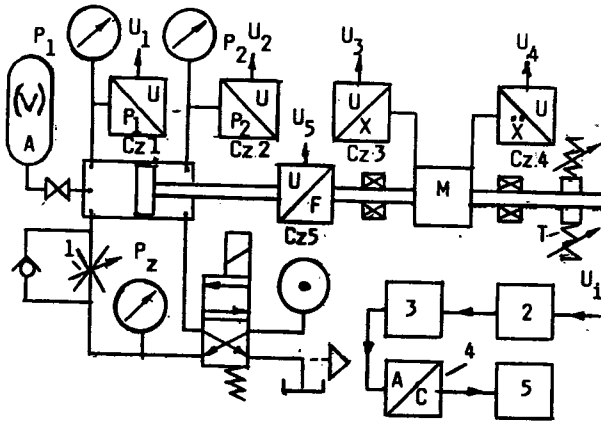
W badaniach potraktowano wyżej przedstawione urządzenie jako układ z parametrami skupionymi. Takie założenie jest dopuszczalne, ponieważ sztywność (C_1) wynikająca z elastyczności płynu w komorach siłownika jest wielokrotnie mniejsza od sztywności (C_2) łączących części metalowych. W przypadku typowego napędu hydraulicznego jest to różnica wartości w przybliżeniu o dwa rzędy, a w napędach pneumatycznych różnica ta jest kilkakrotnie większa.

Powyższe pozwala na założenie, że masa układu jest skupiona i wynosi $M = M_1 + M_2$. Znaczna, w porównaniu ze sztywnością komór siłownika, sztywność ruchomego układu mechanicznego pozwala też na traktowanie siły tarcia (T_k lub T_k) jako sumę sił występujących w uszczelnieniach siłownika (T_1, T_2) oraz siły w węzłach ruchomych napędzanego urządzenia (T_3).

W tego typu układach masa i sztywność są jednoznacznie określone natomiast siła tarcia jest niezdeterminowana. Z tego powodu badanie wpływu parametrów układu na wielkości charakteryzujące (amplituda i częstotliwość skoku) nierównomierność ruchu należy zbadać doświadczalnie i wyniki przedstawić w ujęciu statystycznym.

Stanowisko badawcze

W Instytucie Automatyki Przemysłowej Politechniki Warszawskiej zbudowano stanowisko do w/w badań. Zasadniczy schemat stanowiska przedstawiono na rys. 2. W stanowisku możliwa jest zmiana wartości masy (M), sztywności (C), sił tarcia (T) oraz prędkości ruchu (\dot{x}). W przypadku napędu hydraulicznego sztywność układu jest zmieniana poprzez dołączanie (odłączanie) akumulatora A o nastawialnym ciśnieniu początkowym a w przypadku układu pneumatycznego poprzez dołączanie (odłączanie) określonych objętości V . Wielkość siły tarcia jest nastawiana w zespole ciernym T. Średnia prędkość wysuwu tłoczyśka \dot{x}_{sr} (patrz rys. 3) jest nastawiona elementem dławiącym 1 i poziomem ciśnienia zasilania p_z .



Rys.2. Schemat stanowiska

Istnieje możliwość pomiaru (czujnik Cz3) przemieszczenia x tłoczyśka, ciśnień p_1 i p_2 w komorach siłownika (czujniki Cz1 i Cz2), siły F rozwijanej przez siłownik (czujnikiem Cz5) oraz przyspieszenia x tłoczyśka (czujnikiem Cz4).

Sygnały U_{1-5} są wzmacniane w odpowiednich wzmacniaczach (2) i po standaryzacji w zespole (3) poprzez przetwornik A/C (4) doprowadzone do komputera (5), a następnie przetwarzane i analizowane.

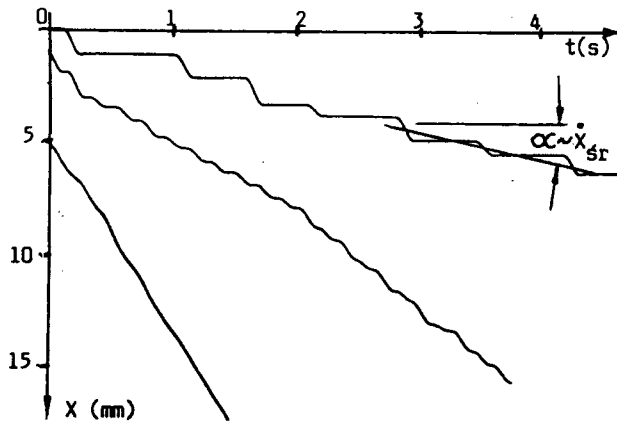
Przykładowe wyniki pomiarów

Dla danego zestawu parametrów charakteryzujących napęd (M, C, T_a, T_k) nierównomierność ruchu rozpoczyna się poniżej pewnej średniej prędkości x_{sr} zwanej graniczną.

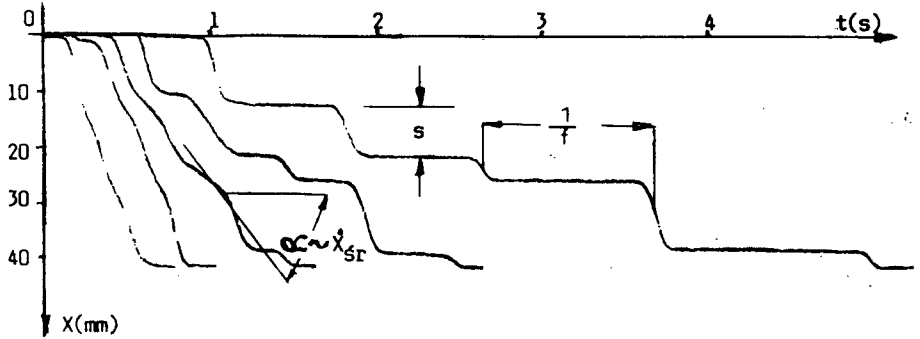
Przykładowe przebiegi $x(t)$ dla układu hydraulicznego ($M = 6\text{kg}; T_a = 220\text{N}; C_{sr} = 3,5\text{N/mm}$) przedstawiono na rys.3.

Odpowiednie przebiegi $x(t)$ dla układu pneumatycznego ($M = 12\text{kg}; T_a = 170\text{N}; C_{sr} = 0,5\text{N/mm}$) przedstawiono na rys.4.

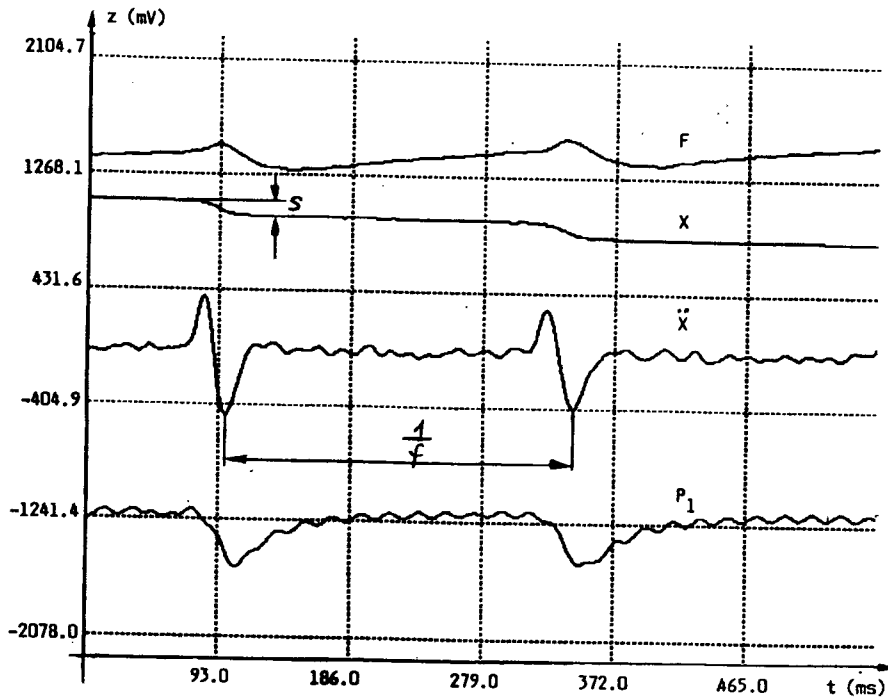
Przykłady przebiegów niektórych wielkości mierzonych w układzie hydraulicznym o parametrach jak do rys.3 pokazano na rys.5.



Rys. 3. Przebiegi $x(t)$ badanego układu hydraulicznego dla różnych x_{sr}



Rys. 4. Przebiegi $x(t)$ badanego układu pneumatycznego dla różnych x_{sr}

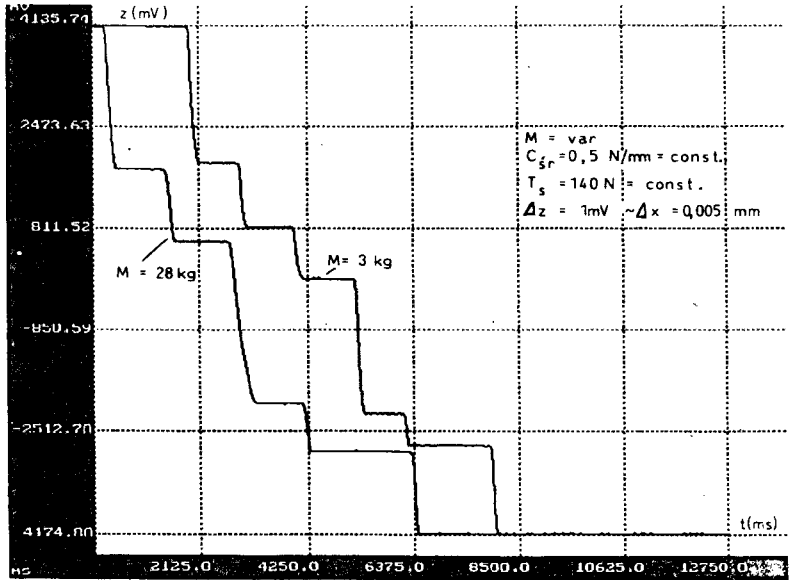


Rys. 5. Przykładowe przebiegi wielkości mierzonych w trakcie nierównomiernego ruchu układu hydraulicznego.

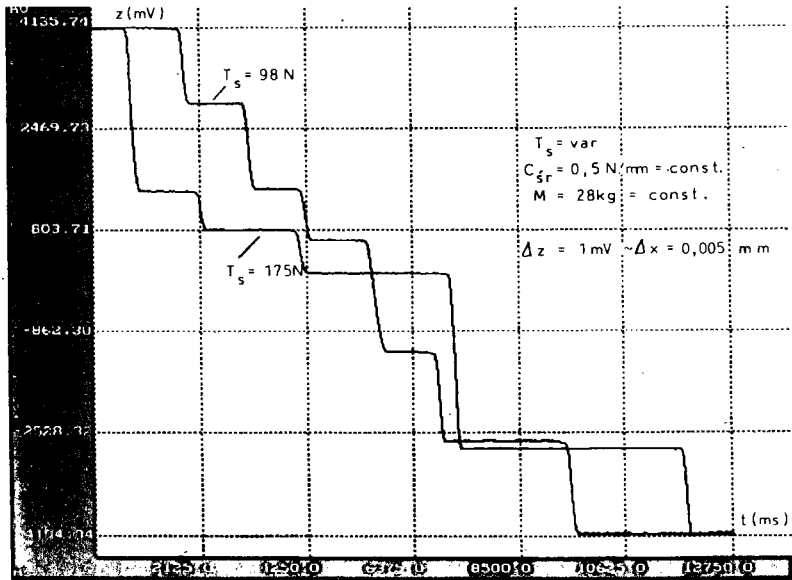
- Dla $F=0$, $z=180\text{mV}$ oraz $\Delta z=1\text{mV} \Rightarrow \Delta F=0,18\text{N}$;
- Dla $x=0$, $z=7690\text{mV}$ oraz $\Delta z=1\text{mV} \Rightarrow \Delta x=0,005\text{mm}$;
- Dla $\ddot{x}=0$, $z=0\text{mV}$ oraz $\Delta z=1\text{mV} \Rightarrow \Delta \ddot{x}=0,003\text{m/s}^2$;
- Dla $p_1=0$, $z=-3040\text{mV}$ oraz $\Delta z=1\text{mV} \Rightarrow \Delta p_1=0,01\text{MPa}$.

Wielkościami charakteryzującymi nierównomierność ruchu dla danej \ddot{x}_{sr} jest amplituda s i częstotliwość f skoku (patrz rys.5).

Przykład wpływu masy M na te wielkości w układzie pneumatycznym pokazano na rys.6 natomiast na rys.7 uwidoczniiono wpływ siły tarcia spoczynkowego T_s .



Rys.6. Wpływ masy M na amplitudę i częstotliwość skoku w układzie pneumatycznym.

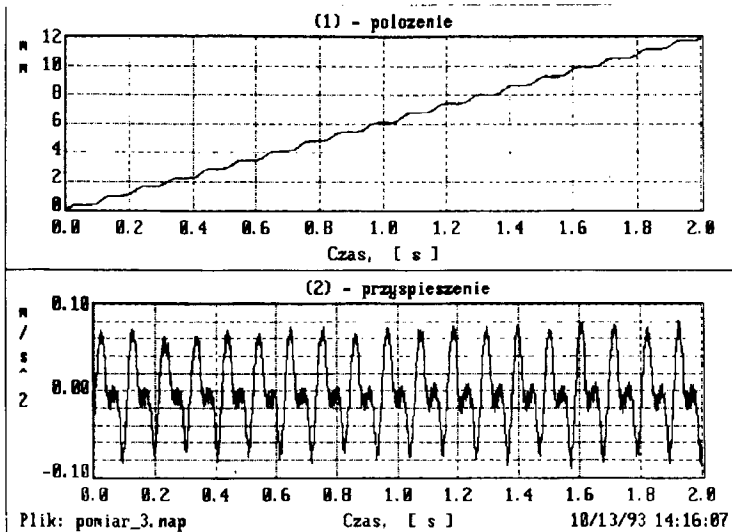


Rys.7. Wpływ tarcia spoczynkowego na amplitudę i częstotliwość skoku w układzie pneumatycznym.

Sposób analizy wyników pomiarowych

Sposób wyznaczania wartości masy M dla danego zestawu jest oczywisty. Sztywność układu C jest wyznaczana podobnie jak przy sprężynach mechanicznych. Przy czym, jest ona wyznaczana dla dwóch krańcowych położenia tłoka a do dalszych analiz przyjmuje się wartość średnia z obu pomiarów.

Ponieważ amplitudy s i częstotliwości f skoków nie zawsze wykazują dobrą powtarzalność więc istnieje konieczność operowania wartościami średnimi. Ogólny sposób postępowania objaśniono w oparciu o przebiegi $x(t)$ i $\dot{x}(t)$ przedstawione na rys.8. Zastosowany sposób wynika m.in. z jakości i możliwości posiadanej aparatury.



Rys.8. Przykładowe przebiegi $x(t)$ i $\dot{x}(t)$.

Z przebiegu $x(t)$ po scałkowaniu wyznaczono chwile czasowe t_{1_i} , w których chwilowa predkość ma wartość maksymalną. Następnie dla $t_x = (t_{1_{i+1}} - t_{1_i}) : 2$ wyznaczono $x(t_{1_k}) = x_{1_k}$. Wartość amplitudy danego skoku wyznaczono z zależności: $s_k = x_{1_{k+1}} - x_{1_k}$. Natomiast wartość okresu T_{1_i} wyznaczono jako $T_{1_i} = t_{1_{i+1}} - t_{1_i}$.

Siłę tarcia spoczynkowego T_s wyliczano na podstawie odpowiedniej maksymalnej wartości ciśnienia p_1 .

Siłę tarcia kinetycznego T_k wyznaczano w oparciu o różnicę ciśnień $p_1 - p_2$ w komorach siłownika w chwili gdy $\dot{x} = \dot{x}_{max}$. Wstępne badania rozpoznawcze potwierdziły, że siła tarcia kinematycznego T_k w funkcji predkość tłoka \dot{x} zmienia się w przybliżeniu według krzywej Stirberga. W związku z tym jako wartość T_k charakteryzująca dany zestaw przyjęto najmniejszą wartość ze

zbioru wartości T_k wyliczonych dla danego zestawu.

Wszystkie wartości poddano analizie statystycznej.

Uwagi końcowe

Obecnie powtarzane są niektóre fragmenty badań obu napędów oraz analizowane są wpływy wymienionych parametrów (M, C, T_s, T_k) na wielkości charakteryzujące nierównomierność ruchu (s, f).

W obszarze parametrów, w którym przeprowadzono badania, potwierdziły się następujące relacje:

- Zwiększenie masy i sztywności obniża wartość średniej granicznej prędkości przy której rozpoczyna się skokowy ruch.
- Zwiększenie różnicy $T_s - T_k$ podwyższa wartość prędkości granicznej.
- Zwiększenie masy (przy niezmiennych pozostałych parametrach) powoduje zwiększenie amplitudy skoku.
- Zwiększenie sztywności układu zmniejsza amplitudę skoku a zwiększenie T_s powoduje wzrost tej amplitudy.

Ponadto, stwierdzono silną niestacjonarność i przypadkowość występujących wielkości. Z tego też powodu konieczna jest statystyczna forma przedstawiania końcowych wyników.

Pracę wykonuje się w ramach projektu badawczego Nr 332019203 finansowanego przez Komitet Badań Naukowych w latach 1992-1994.

Wykaz publikacji obejmujących wyniki częściowe uzyskane przy realizacji omawianego projektu badawczego.

1. W.Niewczas; W.Mednis

Wpływ tarcia na nierównomierność ruchu siłownika pneumatycznego.

Materiały VII Konferencji PNEUMA'93 "Pneumatyczne układy napędowe i sterujące". Mielno, czerwiec 1993.

2. W.Niewczas; W.Mednis.

Wpływ tarcia na nierównomierność ruchu siłownika hydraulicznego.

Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej "Napędy i sterowania hydrauliczne'93". Wrocław, październik 1993.