

Stanisław Kubit

Instytut Automatyki Przemysłowej i Pomiarów

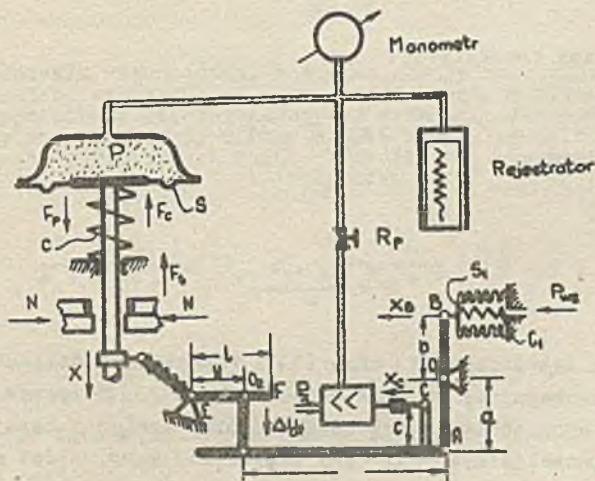
WYNIKI BADAŃ WPŁYWU TARCIA SUCHEGO NA PRACĘ
NIEKTÓRYCH URZĄDZEŃ AUTOMATYKI

Streszczenie. W artykule podano wyniki badań wpływu siły obciążenia o charakterze tarcia suchego na pracę siłownika z pozycjonerem firmy GST oraz na pracę regulatora PI systemu blokowego z organem wykonawczym firmy Aksania. W obydwu przypadkach istniała różnica pomiędzy tarciem suchym statycznym a tarciem suchym kinematycznym.

1. Badania wpływu tarcia suchego na pracę siłownika firmy GST

a) Schemat blokowy układu

W celu przeprowadzenia badań, siłownik wyposażono w hamulec zapewniający uzyskanie odpowiedniej siły tarcia suchego. Hamulec wykonano w ten sposób, aby można było zmieniać docisk jego szozek do trzpienia siłownika i w ten sposób zmieniać odpowiednio siłę tarcia suchego. Schemat układu przedstawia rys. 1.



Rys. 1

Pozycjoner siłownika pracuje na zasadzie porównania przemieszczeń. Przy zmianie ciśnienia wejściowego układ dźwigni zmienia położenie, przy czym osiami obrotu są punkty O_1 i O_2 .

Przy zmianie położenia trzpienia siłownika układ dźwigni obraca się względem punktów E oraz A.

Przy zmianie ciśnienia wejściowego o wartości ΔP_{we} następuje zmiana położenia punktu C o wartości $\Delta x'_0$, przy czym:

$$\Delta x'_0 = \frac{\Delta P_{we} \cdot S_1}{c_1} \cdot \frac{a}{b} = \Delta P_{we} \cdot A, \quad (1)$$

gdzie:

- c_1 - sztywność sprężyny mieszka
- S_1 - powierzchnia efektywna mieszka
- a, b - ramiona dźwigni

Zmiana położenia tłoka siłownika o wielkości Δx zmienia położenie punktu C o wartość $\Delta x''_0$ określoną relacją:

$$\Delta x''_0 = \Delta x \cdot \frac{k_1 \cdot o}{1} \cdot \left(\frac{V}{Z}\right), \quad (2)$$

gdzie:

$$k_1 = \frac{\Delta y_f}{\Delta x}$$

Zależność (2) można przedstawić:

$$\Delta x''_0 = \Delta x \cdot B \cdot \left(\frac{V}{Z}\right), \quad (3)$$

przy czym:

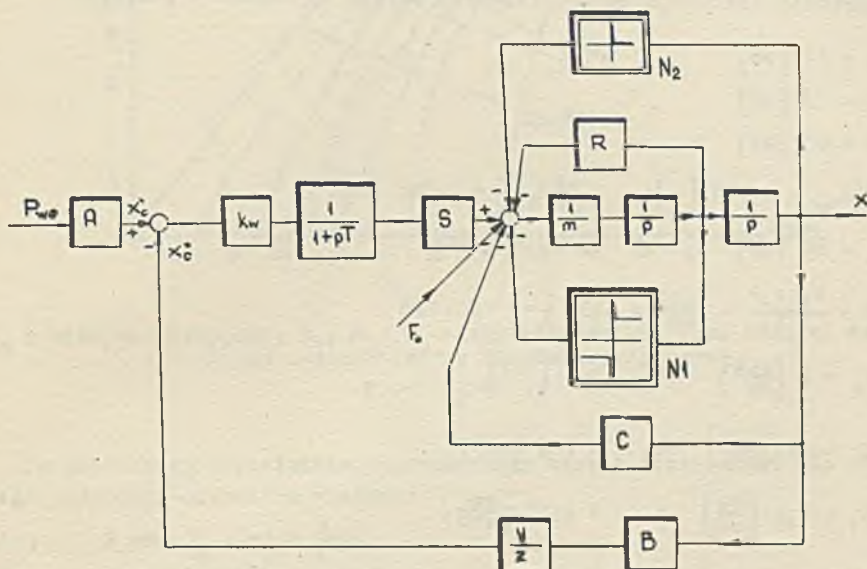
$$B = \frac{k_1 \cdot o}{1}$$

Korzystając z zależności (1) oraz (3) i rozpatrując działanie układu można utworzyć następujący schemat blokowy (rys. 2). Rozpatrzenie działania układu przy uwzględnieniu istnienia różnicy pomiędzy tarciem statycznym i tarciem kinematycznym oraz przy pominięciu masy części ruchomych si-

łożnika i tarcia lepkiego pozwala wyznaczyć następujące warunki, po spełnieniu których układ będzie pracował z cyklem granicznym.

$$\left(\frac{V}{Z}\right) \geq \frac{(F_s + F_k) \cdot \sigma}{B \cdot K_w \Delta F \cdot S} \quad (4)$$

$$F_0 \geq F_k \quad (5)$$



Rys. 2

k_w - wzmacnienie wzmacniacza, m - masa układu ruchomego siłownika, R - wsp. tarcia lekkiego siłownika, C - sztywność sprężyny siłownika, T - stała czasowa wypełniania się objętości nad membraną siłownika, N_1 - element nieliniowy reprezentujący tarcie suche, N_2 - element nieliniowy oznaczający sztywne ograniczenie ruchu siłownika, F_0 - wstępny naciąg sprężyny siłownika

$$\frac{F_0 + F_s}{A \cdot K_w \cdot S} \leq p_{we} \leq \frac{F_0 - F_k}{A \cdot K_w \cdot S} + \frac{\Delta F}{\sigma} \cdot \frac{B}{A} \cdot \left(\frac{V}{Z}\right), \quad (6)$$

przy czym:

F_s - siła tarcia suchego statycznego

F_k - siła tarcia suchego kinematycznego

$$\Delta F = F_s - F_k$$

Należy zwrócić uwagę, że przy niespełnionej prawej stronie nierówności (6) układ może pracować z cyklem granicznym z tym, że po pojawieniu się sygnału wejściowego wykona uprzednio kilka "kroków" w tym samym kierunku. W rzeczywistym układzie posiadającym masę i tarcie lepkie cykl graniczny może wystąpić przy mniejszych wartościach $(\frac{v}{z})$ oraz F_0 .

b) Wyniki pomiarów:

Wartości poszczególnych parametrów układu określono z pomiarów:

$$a = 12 \text{ [mm]}$$

$$b = 33 \text{ [mm]}$$

$$o = 25 \text{ [mm]}$$

$$\left(\frac{v}{z}\right)_{\text{max}} = 1,470 \text{ [-]}; \quad \left(\frac{v}{z}\right)_{\text{min}} = 0,147 \text{ [-]}$$

$$l = 68 \text{ [mm]} \quad k_1 = 1 \text{ [-]}$$

$$B = \frac{k_1 \cdot o}{l} = \frac{1 \cdot 25}{68} = 0,37 \text{ [-]}$$

$$k_w = 5 \left[\frac{\text{atn}}{\text{mm}} \right] \quad T_{\text{min}} = 3 \text{ [sek]}$$

$$S_1 = 18 \text{ [cm}^2\text{]} \quad S = 700 \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$C_1 = 2,4 \left[\frac{\text{kG}}{\text{mm}} \right] \quad A = 2,72 \left[\frac{\text{mm}}{\text{atn}} \right]$$

Wielkości tarcia statycznego dla poszczególnych wartości nacisku szosek hamulca oraz wstępny nacisk sprężyny siłownika określone z charakterystyk statycznych siłownika z odłączonym pozycjonerem. Charakterystyki statyczne siłownika przedstawiono na rys. 3.

Dla danej wartości x przy sygnale wzrastającym spełnione jest następujące równanie:

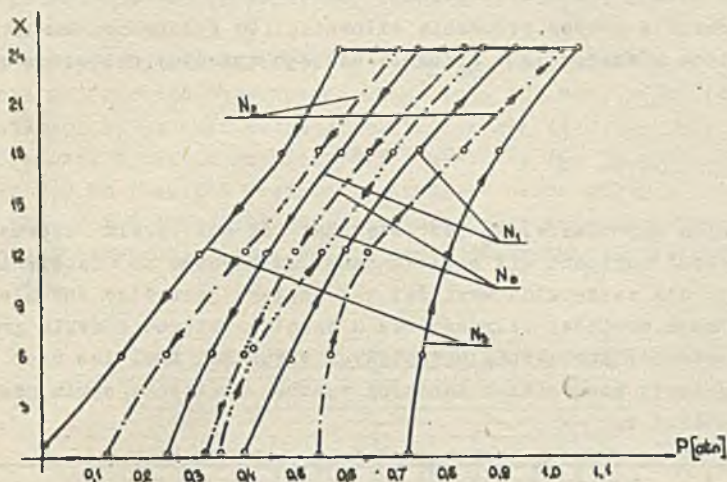
$$P_1 \cdot S = F_0 + F_S \quad (7)$$

przy malejącym

$$P_2 \cdot S = F_0 - F_S, \quad (8)$$

stąd

$$F_S = \frac{(P_1 - P_2) \cdot S}{2}$$



Rys. 3

N_0 - hamulec wyłączony, N_1, N_2, N_3 - charakterystyki przy różnych wartościach nadciśnięć szprych hamulca, przy czym:

$$N_1 < N_2 \leq N_3$$

Po wstawieniu odpowiednich wartości siły tarcia statycznego dla środkowego położenia siłownika wynoszą:

$$\text{dla: } N_0 \Rightarrow F_s = 17,5 \text{ [kG]}$$

$$N_1 \Rightarrow F_s = 52,5 \text{ [kG]}$$

$$N_2 \Rightarrow F_s = 87,5 \text{ [kG]}$$

$$N_3 \Rightarrow F_s = 158 \text{ [kG]}$$

W celu wyznaczenia tarcia kinematycznego zwiększono powoli ciśnienie P aż do chwili, gdy siłownik zmienił położenie. Mierzono wielkości przesunięcia siłownika Δx i siłę tarcia kinematycznego F_k określono według wzoru:

$$F_k = F_s - \Delta x \cdot c \quad (9)$$

Otrzymano następujące wyniki dla środkowego położenia siłownika

$$\text{dla: } N_0 \Rightarrow F_k = F_s = 17,5 \text{ [kG]}$$

$$N_1 \Rightarrow F_k = F_s = 52,5 - 0,045 \cdot 11 = 52,0 \text{ [kG]}$$

$$N_2 \Rightarrow F_k = 87,5 - 1,1 \cdot 11 = 75,7 \text{ [kG]}$$

$$N_3 \Rightarrow F_k = 158 - 1,4 \cdot 11 = 142,6 \text{ [kG]}$$

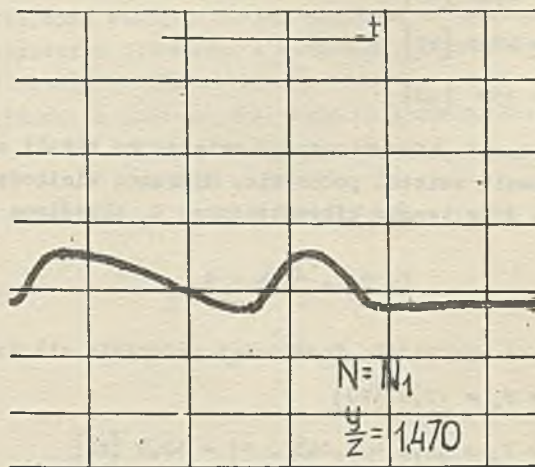
Wstępny naciąg sprężyny zerującej określono z charakterystyk statycznych. W momencie zmiany położenia siłownika od położenia zerowego musi być spełnione równanie (7). Siłownia naciągu sprężyny obliczona w ten sposób wynosi:

$$F_0 = 210 \text{ kg}$$

Jak wynika z pomiarów, F_0 jest większa od sił tarcia kinematycznego dla wszystkich wartości siły nacisku hamulca. Warunek (5) istnienia cyklu granicznego dla wszystkich wartości siły nacisku jest więc spełniony. Dla poszczególnych wartości siły nacisku N hamulca istnienie cyklu granicznego wymaga również spełnienia pozostałych warunków, tzn. (4) oraz (6).

Po wstawieniu konkretnych wartości warunek istnienia cyklu granicznego ujęto w tabelce 1.

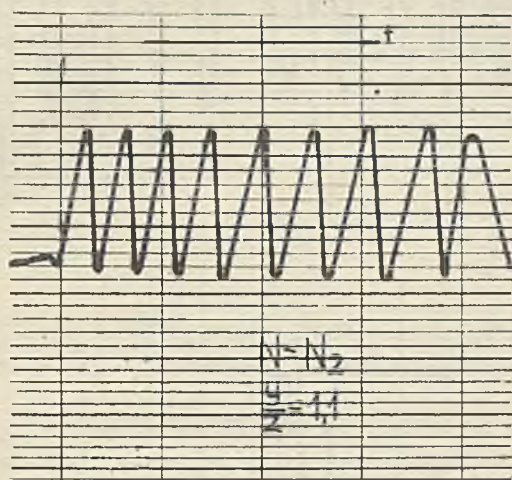
N	$\frac{y}{z} [-]$	$P_{we} [\text{atn}]$
N_0	∞	
N_1	$\geq 1,650$	$0,028 \leq P_{we} \leq 0,03 + 0,006 \left(\frac{y}{z}\right)$
N_2	$\geq 0,900$	$0,031 \leq P_{we} \leq 0,015 + 0,072 \left(\frac{y}{z}\right)$
N_3	$\geq 0,200$	$0,04 \leq P_{we} \leq 0,008 + 0,096 \left(\frac{y}{z}\right)$



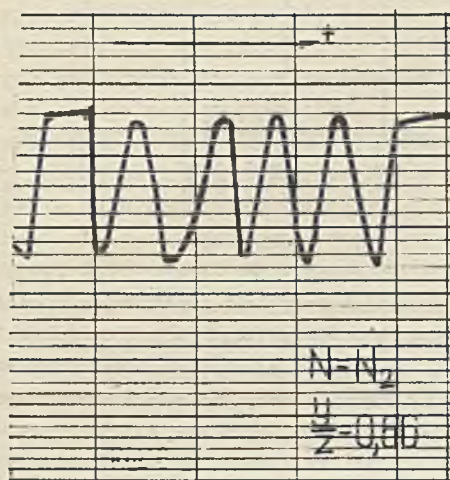
Rys. 4

Przeprowadzone eksperymenty wykazały, że dla nacisku N_0 układ był stabilny dla pełnych zmian $(\frac{V}{Z})$.

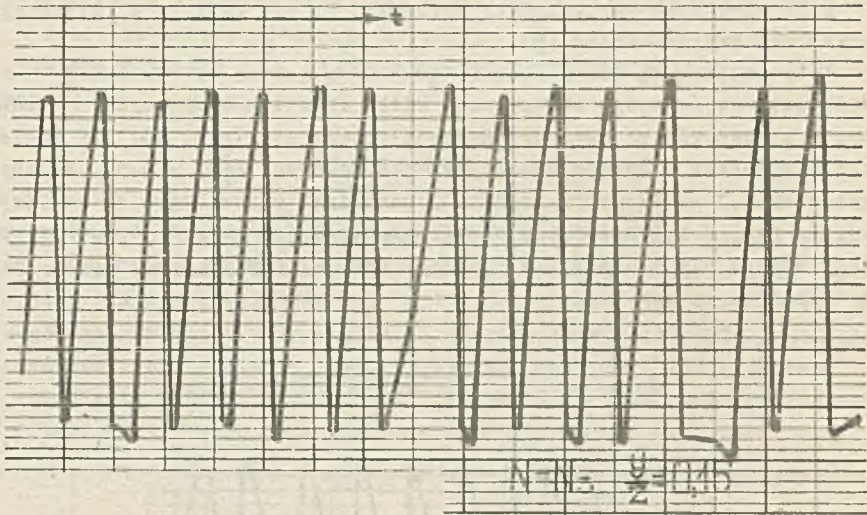
Przy nacisku N_1 dla wartości $(\frac{V}{Z}) = (\frac{V}{Z})_{\max}$ przy odpowiedniej zmianie ciśnienia wejściowego obserwowano kilka (dwa lub trzy) cykle zmian położenia siłownika, po czym układ stabilizował się (rys. 4). Dla nacisku N_2 układ pracował z cyklem granicznym dla wartości $(\frac{V}{Z}) \geq 0,55$. Zmiany Δx wynosiły 1,2 mm (wartość średnia), natomiast okres drgań 10 sek (rys. 5 i 6). Na rys. 7 i 8 przedstawiono fragmenty taśmy rejestratora rejestrującego zmiany ciśnienia P ilustrujące pracę siłownika dla różnych wartości N oraz $(\frac{V}{Z})$.



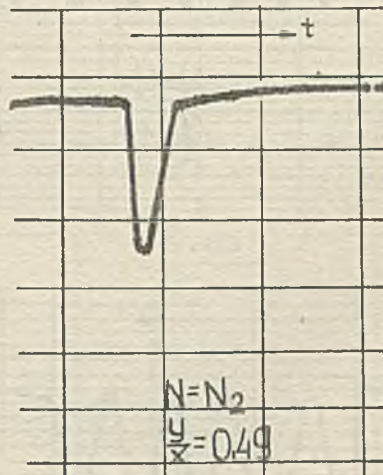
Rys. 5



Rys. 6



Rys. 7



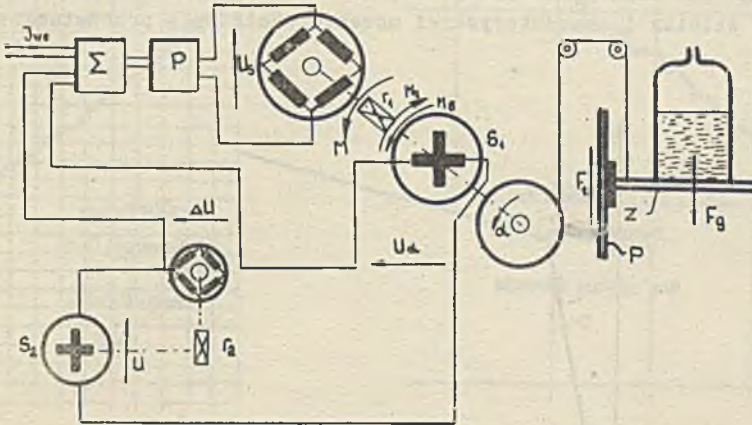
Rys. 8

Przy nacisku N_3 pracował z cyklem granicznym w całym zakresie wartości $(\frac{u}{v})$, wykonując skoki Δx o wartości ok. 2 mm. Rozbieżności pomiędzy wynikami otrzymanymi na drodze teoretycznej i eksperymentalnej można tłumaczyć głównie nieuwzględnieniem przy rozważaniach teoretycznych masy oraz tarcia lepkiego siłownika.

Nie bez wpływu na wyniki była również zależność tarcia statycznego i kinematycznego od położenia siłownika.

2. Badania wpływu suchego na pracę regulatora PJ systemu blokowego z organem wykonawczym firmy Askania

Na rysunku 9 przedstawiono schemat ideowy układu.



Rys. 9

P - wzmacniacz mocy, M_g - moment grawitacyjny, S_1 - selsyn sprzężenia zwrotnego, S_2 - selsyn członu dynamicznego, r_2 - przekładnia członu dynamicznego, r_1 - przekładnia organu wykonawczego

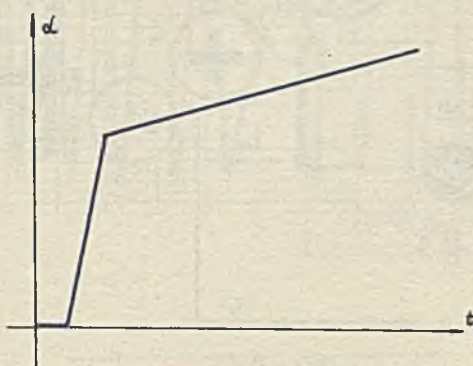
Wzmacniacz mocy posiada ujemne napięciowe i dodatnie prądowe sprzężenia zwrotne w celu zmiany charakterystyki mechanicznej silnika organu wykonawczego i tym samym uniezależnia się w pewnym stopniu od zmian obciążenia.

Na wale organu wykonawczego znajduje się selsyn sprzężenia zwrotnego S_1 oraz taroza połączona cięgnem z podstawą Z, na której umieszczony jest zbiornik z wodą. Przy pracującym silniku podstawa ślizga się po przewodnicy P zmieniając tym samym położenie zbiornika.

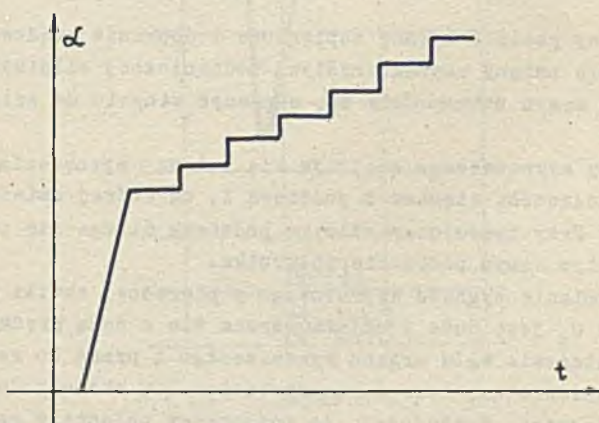
Po skokowej zmianie sygnału wejściowego w pierwszej chwili napięcie podawane na silnik U_g jest duże i silnik obraca się z dużą prędkością, szybko zmieniając położenie wału organu wykonawczego i przez to selsyna S_1 . Powoduje to pojawienie się sprzężenia zwrotnego U_{Δ} , które podawane jest do członu dynamicznego. Zakładając, że początkowe położenie selsyna jest zerowe, napięcie $U \propto \Delta U$ i wchodzi na jedno z wejść zmienno-napięciowych sumatora. Szybkość silnika organu wykonawczego maleje, wzrasta natomiast szybkość obrotowa silnika członu dynamicznego S_2 .

Regulator przechodzi na całkującą część odpowiedzi na skok jednostkowy. Dla tej części charakterystyki napięcie ΔU posiada stałą wartość i silnik organu wykonawczego obraca się ze stałą prędkością. Odpowiedź na skok jednostkowy przedstawia rys. 10. W trakcie badania układu stwierdzono, że odpowiedź na skoki jednostkowe dla sygnałów powodujących opadanie zbior-

nika są zbliżone do odpowiedzi na skok jednostkowy przedstawiony na rys. 10, natomiast dla sygnałów o znaku przeciwnym, przy których ruch zbiornika następuje w górę posiadają charakterystyczne "schodki" w części oalkującej (rys. 11). Przebiegi rzeczywiste przedstawiają rys. 12 i 13. Wyjaśnienie tego zjawiska można przeprowadzić rozpatrując charakterystyki mechaniczne silnika i charakterystyki momentu obciążenia przedstawiono na rys. 14.

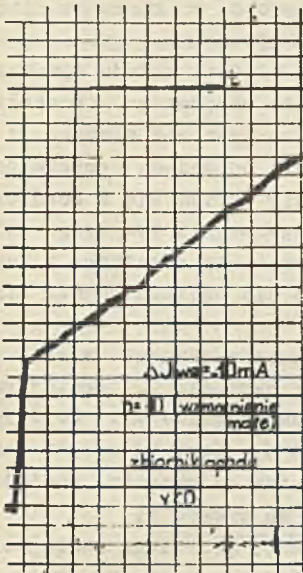


Rys. 10

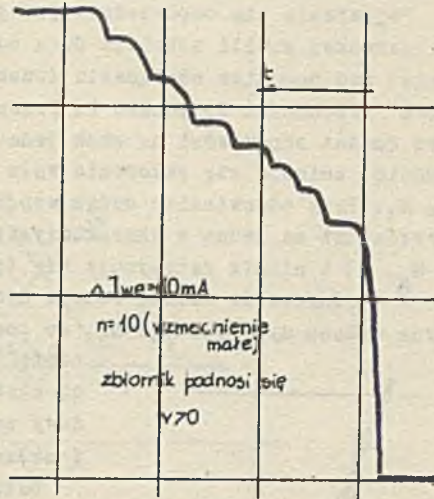


Rys. 11

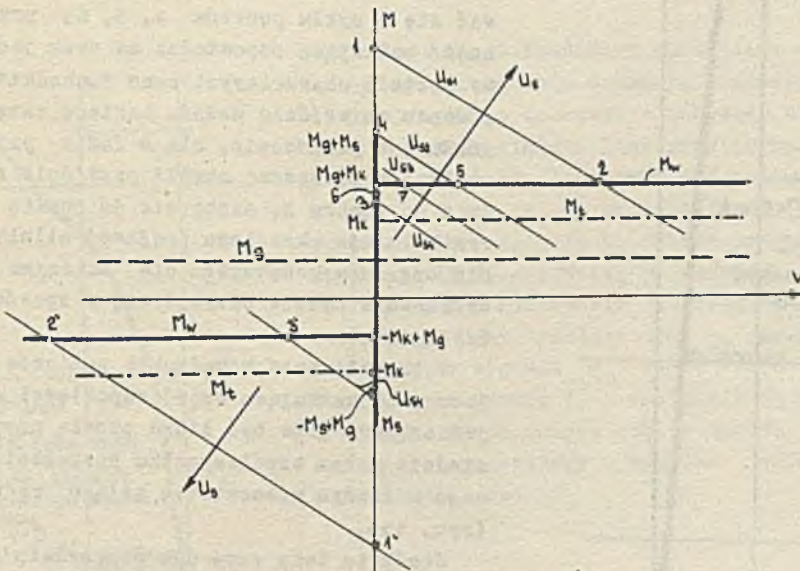
Moment obciążenia silnika organu wykonawczego M_w jest sumą momentu o charakterze tarcia suchego M_t pochodzącego od siły tarcia F_t powstającej w miejscu styku podstawy Z z prowadnicą P oraz momentu grawitacyjnego pochodzącego od ciężaru podstawy zbiornika i oleocy w nim zawartej.



Rys. 12



Rys. 13



Rys. 14

Dodatkowo istnieje wyraźna różnica pomiędzy momentem tarcia suchego statycznego a momentem tarcia suchego kinematycznego. Charakterystyki mechaniczne silnika przedstawia natomiast rodzina prostych, przy czym para-

metrem jest sygnał sterujący silnik U_g . Przy ruchu w kierunku dodatnim zbiornik podnosi się, przy ruchu w kierunku ujemnym opada.

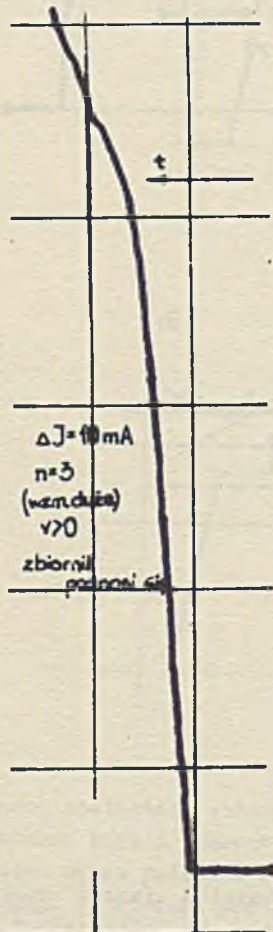
Pojawienie się odpowiednio dużego sygnału na wejściu układu sprawia, że w pierwszej chwili istnieje duża nadwyżka momentu napędowego (mechanicznego) nad momentem obciążenia (punkt 1) silnik zaczyna się obracać i układ przechodzi do punktu 2. Praca w tym punkcie odpowiada proporcjonalnej części odpowiedzi na skok jednostkowy. Silnik obraca się z dużą prędkością, zmienia się położenie wału organu wykonawczego i tym samym selsyna S_1 . Przy odpowiednio dużym współczynniku sprzężenia zwrotnego n układ przechodzi na jedną z charakterystyk znajdującą się poniżej punktu ($M_k + M_g, 0$) i silnik zatrzymuje się (pkt 3).

W międzyczasie silnik osłonu dynamicznego zaczyna obracać wirnik selsyna osłonu dynamicznego S_2 , co powoduje wzrost napięcia U , zmniejszenie napięcia ΔU i wzrost sygnału U_g . Po dojściu do wartości sygnału U_{g2} (pkt 4) moment napędowy staje się większy od momentu obciążenia i układ przechodzi do punktu 5.

Dalsza praca układu przebiega analogicznie jak poprzednio: rośnie napięcie U wzrasta napięcie ΔU , maleje U_g i układ zatrzymuje się np. w punkcie 6. Dalsza praca układu będzie odbywać się w cyklu punktów 4, 5, 6, przez co część obciążająca odpowiedzi na skok jednostkowy posiada charakterystyczne "schodki". Przy podaniu na wejście układu takiego samego sygnału jak poprzednio, ale o fazie przeciwnej nastąpi w pierwszej chwili przejście z punktu 1 do punktu 2, następnie do punktu 3, w którym istnieje określona prędkość silnika. Silnik organu wykonawczego nie zatrzyma się i całkowanie będzie odbywać się w sposób ciągły (rys. 12).

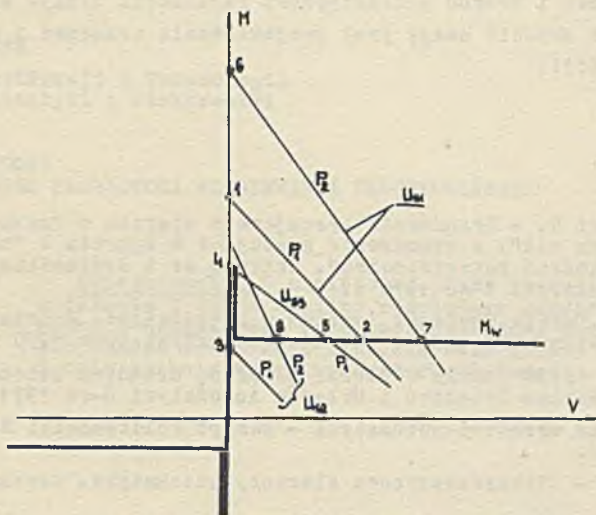
W trakcie przeprowadzania pomiarów stwierdzono, że obciążająca część odpowiedzi na skok jednostkowy może być linią prostą przy odpowiednio małym współczynniku sprzężenia zwrotnego n (dużym wzmożeniu całego regulatora) (rys. 15).

Wtedy to taka sama jak poprzednio zmiana położenia selsyna sprzężenia zwrotnego powoduje mniejszą zmianę napięcia U_g i układ przechodzi z punktu 2 do punktu np. 7, w którym całkowanie przebiega w sposób ciągły.



Rys. 15

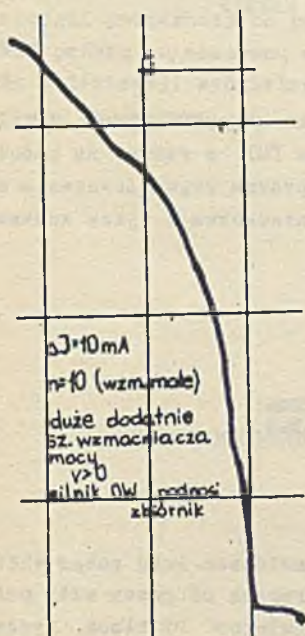
Trzeprowadzone pomiary wykazały, że na jakość pracy układu wpływa również zmiana charakterystyk mechanicznych silnika poprzez zmianę współczyn-



Rys. 16

nika dodatniego prądowego sprzężenia zwrotnego. Przy odpowiednio dobranym współczynniku tego sprzężenia całkowanie odbywało się również w sposób ciągły. Ilustruje to rysunek 16.

Przy małym współczynniku dodatniego sprzężenia zwrotnego p_1 po pojawieniu się na wejściu silnika napięcia U_{s1} układ przechodzi z punktu 1 do 2, a później pracuje w cyklu punktów 3, 4, 5 i całkowanie odbywa się w sposób schodkowy. Przy współczynniku p_2 po takiej samej zmianie sygnału U_s układ przechodzi z punktu 6 do punktu 7, a następnie do punktu 8, w którym praca odbywa się w sposób ciągły. Przebieg rzeczywisty sygnału wyjściowego przedstawia rys. 17.



Rys. 17

3. Podsumowanie

Istnienie różnicy pomiędzy tarcie suchym statycznym a tarcie suchym kinematycznym może spowodować niestabilną pracę niektórych u-

urządzeń automatyki lub też może doprowadzić do nieciągłej pracy urządzeń mających z założenia pracować w sposób ciągły. Może to mieć wpływ na żywotność urządzeń i dobroć automatycznej regulacji. Wydaje się, że na aspekty te warto zwrócić uwagę przy projektowaniu urządzeń i układów automatycznej regulacji.

LITERATURA

1. Krzyżanowski R. - Urządzenia pracujące w oparciu o "zasadę porównania uogólnionych sił", a urządzenia pracujące w oparciu o "zasadę porównania uogólnionych przemieszczeń". Referat nr 4 Seminarium Urządzeń i Układów Automatyki G-oc 1970 r.
2. Kubit S. - Tarcie Coulomba (suche) w urządzeniach automatyki. Referat nr 1 Seminarium Urządzeń i Układów Automatyki G-oc 1970 r.
3. Kubit S. - Wpływ tarcia Coulomba na pracę urządzeń automatyki. Referat nr 21 Seminarium Urządzeń i Układów Automatyki G-oc 1971 r.
4. Laboratorium urządzeń automatyki - skrypt Politechniki Śląskiej. Gliwice 1968 r.
5. Bajorek Z. - Elektromaszynowe elementy automatyki. Warszawa 1969 r.

Rękopis złożono w Redakcji w dniu 20.X.1971 r.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ СУХОГО ТРЕНИЯ НА РАБОТУ НЕКОТОРЫХ УСТРОЙСТВ АВТОМАТИКИ

Р е з ю м е

В статье подано результаты исследований влияния нагрузки типа сухое трение на работу исполнительного устройства фирмы ГУТ а также на работу регулятора ИМ блочной системы с исполнительным органом фирмы Аскания. В обоих случаях существовала разница между сухим статическим и сухим кинематическим трением.

INFLUENCE OF COULOMBS FRICTION ON THE ACTION OF CERTAIN CONTROL EQUIPMENT RESULTS OF RESEARCH

S u m m a r y

In this paper are given results seaching of influence lood power which have a nature of Coulomb s friction on the performance of power with positioner of GUT firm and on the performance of regulator PI block system with final control unit of Askania firm. In both case are difference between static friction and kinematic friction.