

KONFERENCJA: MODELOWANIE GÓRNICZYCH MASZYN WYCIĄGOWYCH

9 - 10. XII. 1977

KAZIMIERZ GIERLOTKA

INSTYTUT PODSTAWOWYCH PROBLEMÓW

ELEKTROTECHNIKI I ENERGOELEKTRONIKI

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

GLIWICE

WPLYW STRUKTURY I NASTAW REGULATORA PRĘDKOŚCI
NA PRZEBIEGI PRZEJŚCIOWE TYRYSTOROWEJ MASZINY
WYCIĄGOWEJ

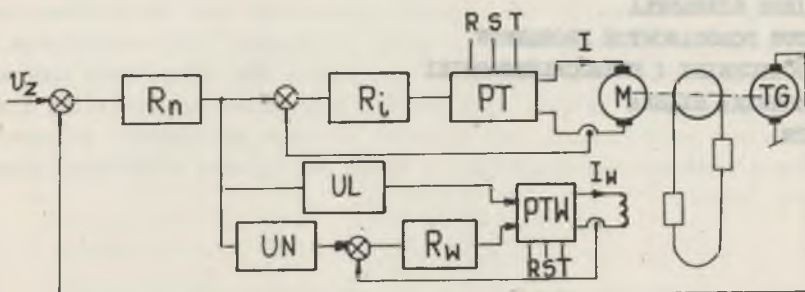
W referacie przedstawiono sposób doboru nastaw regulatora prędkości maszyny wyciągowej zapewniających maksymalne tłumienie pierwszej postaci drgań układu. Podano wyniki badań układu na maszynie analogowej.

1. Wprowadzenie

Duża elastyczność lin wyciągowych i wyrównawczych maszyn wyciągowych dla dużych głębokości wydobywania powoduje powstanie w stanach przejściowych drgań układu o znacznej amplitudzie. Drgania te są słabo tłumione przez układ mechaniczny i dlatego ważnym zagadnieniem jest budowa takiego układu regulacji maszyny wyciągowej, który minimalizował by ich amplitudę oraz zapewniał duże tłumienie przebiegów przejściowych. Najlepszą metodą byłoby wprowadzenie do układu regulacji dodatkowych sprzężeń zwrotnych np. od wydłużenia liny nośnej lub naprężeń w linie, jednakże trudności zarówno pomiaru tych wielkości jak i przesyłu sygnału od miejsca pomiaru do maszyny powodują, że układy takie nie są stosowane.

Na rys. 1 przedstawiono w sposób uproszczony typowy schemat obwodu zasilania i regulacji tyristorowej maszyny wyciągowej. Silnik wyciągowy prądu stałego M zasilany jest z nierwersyjnego przekształtnika tyristorowego $PT1$. Nawrót silnika realizowany jest przez rewersję prądu wzbudzenia. Układ regulacji składa się z nadrzędnej pętli prędkościowego sprzężenia zwrotnego z regulatorem prędkości R_n oraz wewnętrznych pętli regu-

lacji prądu twornika z regulatorem R_1 i pętli regulacji prądu wzbudzenia z elementem nieliniowym UN, członem logicznym UL oraz regulatorem prądu wzbudzenia R_w .



Rys. 1

Nastawy regulatorów w tyrystorowych układach napędowych dobiera się najczęściej według kryterium modułowego lub symetrycznego Kesslera. Kryteria te znajdują zastosowanie wówczas, gdy obiekt regulacji można przedstawić jako iloczyn członów inercyjnych bądź iloczyn członu całkującego i członów inercyjnych. Maszyna wyciągowa, szczególnie dla dużych głębokości wydobywania jest z uwagi na dużą elastyczność lin układem sprężystym. Nastawy regulatora prędkości maszyny wyciągowej obliczone wg kryterium modułowego bądź symetrycznego Kesslera przy założeniu absolutnej sztywności lin nie dają więc zadowalającej jakości przebiegów przejściowych w układzie i w praktyce dobór nastaw regulatora prędkości odbywa się najczęściej w sposób doświadczalny.

W artykule przeprowadzone zostanie analiza wpływu struktury (P lub PI) i nastaw regulatora prędkości na tłumienie pierwszej postaci drgań oraz podany zostanie sposób doboru nastaw regulatora prędkości zapewniających maksymalne tłumienie pierwszej postaci drgań liny.

2. Model matematyczny maszyny wyciągowej dla pierwszej postaci drgań

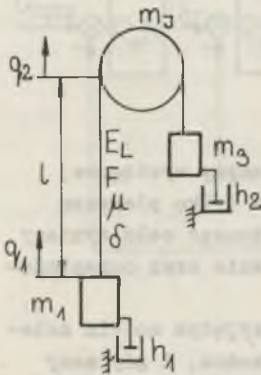
Maszyna wyciągowa jako obiekt regulacji jest układem niestacjonarnym, a liny wyciągowe i wyrównawcze jako elementy o stałych rozłożonych opisane są równaniami różniczkowymi cząstkowymi. W analizie układu wprowadza się najczęściej do modelu matematycznego maszyny wyciągowej uproszczenia, zakładając stałą długość lin w rozpatrywanym przedziale pracy maszyny oraz dyskretyzując linę i zastępując równania różniczkowe cząstkowe układem równań różniczkowych zwyczajnych.

Analiza układu oraz określenie nastaw regulatora prędkości zapewnia-

jących maksymalne tłumienie pierwszej postaci drgań prowadzona będzie na podstawie uproszczonego modelu maszyny wyciągowej dla pierwszej postaci drgań. Najważniejszymi punktami pracy maszyny ze względu na przebiegi dynamiczne są rozruch i hamowanie i dla tych stanów maszyny prowadzone będą dalsze rozważania.

Wprowadzono następujące założenia upraszczające :

1. Układ wieloliniowy zastąpiono równoważnym układem jednoliniowym
2. Lina nosna od koła pędnego do naczynia wydobywczego znajdującego się w okolicy nadszybia jest idealnie sztywna
3. Liny wyrównawcze są idealnie sztywne
4. Długość lin w rozpatrywanym przedziale czasu są stałe
5. Poślizg liny na kole pędnym nie występuje
6. Strumień wzbudzenia silnika wyciągowego jest stały
7. Rezystancja i indukcyjność silnika wyciągowego są stałe



Rys.2

Schemat układu mechanicznego maszyny wyciągowej dla przyjętych założeń przedstawiony jest na rys.2, na którym oznaczono :

$$m_1 = m_s + m_u + m_{w1}$$

m_s - masa skipu

m_u - masa urobku

m_{w1} - masa lewej pętli liny wyrównawczej

m_J - zredukowana na promień koła pędnego masa wirnika silnika, sprzęgła, koła pędnego

$m_2 = m_{L2} + m_s + m_{w2}$ - masa prawej pętli liny wyciągowej, wyrównawczej i skipu

E_L - moduł sprężystości liny

F - przekrój liny równoważnej

μ - współczynnik tłumienia wewnętrznej liny

δ - masa jednostkowa liny $\left[\frac{kg}{m} \right]$

h_1, h_2 - współczynnik tarcia typu lepkiego naczyń wydobywczych

q_1 - przemieszczenie naczynia wydobywczego znajdującego się w okolicy podszybia

q_2 - przemieszczenie liniowe punktu na średnicy koła pędnego oraz skipu znajdującego się w okolicach nadszybia.

Uproszczony model matematyczny układu mechanicznego maszyny wyciągowej opisujący pierwszą postać drgań układu zostanie zbudowany na podstawie równań Lagrange'a przy wykorzystaniu metody Rayleigha [2].

Równania Lagrange'a odnoszą się do układów o skończonej liczbie stopni swobody. Ponieważ lina jest układem o nieskończonej liczbie stopni

swobody konieczne są pewne założenia. Według metody Rayleigha przyjmuje się, że charakter deformacji liny poddawanej dynamicznym oddziaływaniom jest odpowiednikiem charakteru jej deformacji przy naprężeniach statycznych [2].

Wykorzystując metodę Rayleigha można uzyskać następujący układ równań różniczkowych

$$\left(m_1 + \frac{m_{L1}}{2}\right) \ddot{q}_2(t) + h_1 \dot{q}_2(t) - \left(m_1 + \frac{m_{L1}}{2}\right) \ddot{u}_{C1}(t) - (h_1 + \mu_{L1}) \dot{u}_{C1}(t) - c_{L1} u_{C1}(t) = 0 \quad (1)$$

$$\left(m_2 + \frac{m_{L1}}{2}\right) \ddot{q}_2(t) + h_2 \dot{q}_2(t) - \frac{m_{L1}}{6} \ddot{u}_{C1}(t) + \mu_{L1} \dot{u}_{C1}(t) + c_{L1} u_{C1}(t) = \frac{2M(t)}{D} - m_u g \quad (2)$$

gdzie :

$$m_{L1} = \delta \cdot l \quad - \text{masa liny}$$

$$m_2 = m_J + m_3$$

$$c_{L1} = \frac{E \cdot F}{l}$$

$$\mu_{L1} = \frac{\mu E F}{l}$$

$$u_{C1}(t) = q_2(t) - q_1(t) \quad \text{wydłużenie liny wyciągowej}$$

$$D \quad - \text{średnica koła pędnego}$$

Otrzymany model matematyczny układu mechanicznego maszyny wyciągowej opisany równaniami (1) i (2) jest uproszczony, opisuje tylko pierwszą postać drgań, tym niemniej bardzo przydatny dla założonego celu syntezy regulatora prędkości zapewniającego maksymalne tłumienie oraz ograniczenie przeregulowań pierwszej postaci drgań układu.

Błąd częstotliwościowej pierwszej postaci drgań w tak przyjętym modelu zależy od stosunku masy liny do masy zawieszanej na jej końcu, i gdy masy te są równe wynosi 0,67 % [2].

Dokonując transformacji Laplace'a dla zerowych warunków początkowych równań (1) i (2) otrzymamy :

$$\left[\left(m_1 + \frac{m_{L1}}{2}\right)s^2 + h_1 s\right] q_2(s) - \left[\left(m_1 + \frac{m_{L1}}{2}\right)s^2 + (\mu_{L1} + h_1)s + c_{L1}\right] u_{C1}(s) = 0 \quad (3)$$

$$\left[\left(m_2 + \frac{m_{L1}}{2}\right)s^2 + h_2 s\right] q_2(s) + \left[-\frac{m_{L1}}{6} s^2 + \mu_{L1} s + c_{L1}\right] u_{C1}(s) = \frac{2M(s)}{D} - m_u g \quad (4)$$

Silnik wyciągowy przy założeniu stałości strumienia wzbudzenia oraz przekształtnik tyrystorowy można opisać następującym układem równań

$$U(s) = \frac{K_{pT}}{1 + sT_o} U_{st}(s) \quad (5)$$

$$U(s) = \frac{2K_g}{D} s q_2(s) = R_g (1 + sT_g) I(s) \quad (6)$$

$$\dot{M}(s) = K_\phi I(s) \quad (7)$$

U - napięcie wyprostowane przekształtnika tyrystorowego

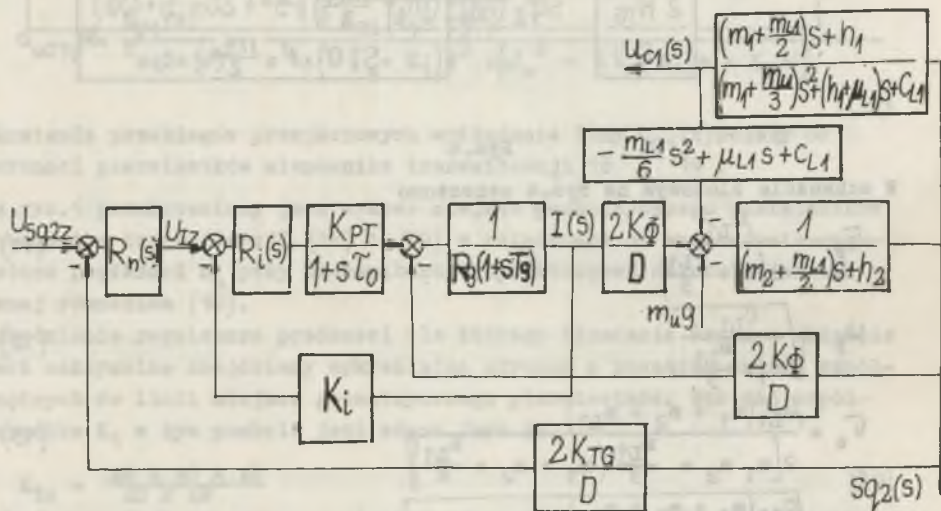
I - prąd twornika silnika wyciągowego

U_{st} - napięcie sterowania przekształtnika

K - stała silnika

R_{Σ}, T_{Σ} - całkowita rezystancja i stała czasowa obwodu głównego.

Na podstawie równań (3) + (7) na rys.3 przedstawiono schemat blokowy maszyny wyciągowej przedstawionej na rys.1, w którym pominięto obwód regulacji prądu wzbudzenia silnika wyciągowego



Rys.3

Założymy, że nastawy regulatora prądu zostały dobrane z kryterium symetrycznego Kesslera i wtedy transmitancja operatorowa zamkniętego obwodu regulacji prądu jest równa [1]

$$G_{z1}(s) = \frac{I(s)}{U_{1z}(s)} = \frac{1}{K_1} \frac{1}{2s^2 T_0^2 + 2sT_0 + 1} \quad (8)$$

W [3] wykazano, że błąd wynikający z przyjęcia $T_0 = 0$ oraz $h_1 = h_2 = 0$ jest pomijalnie mały przy analizie wpływu nastaw regulatora prędkości na przebiegi drgań liny w zamkniętym układzie regulacji.

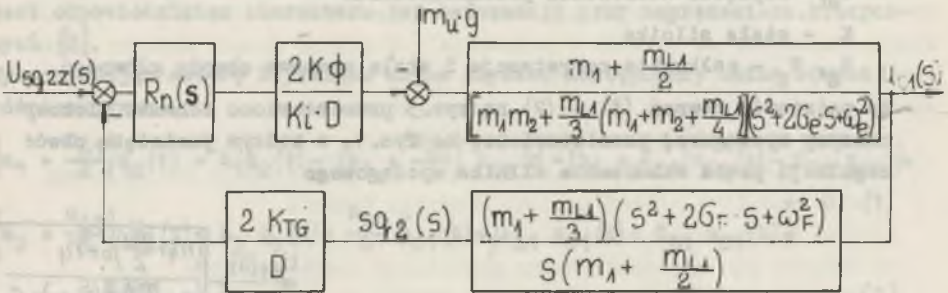
Przyjmijmy więc, że zamknięty obwód regulacji prądu jest członem proporcjonalnym o transmitancji operatorowej

$$G_{z1}(s) = \frac{1}{K_1} \quad (9)$$

oraz

$$h_1 = h_2 = 0 \quad (10)$$

Schemat blokowy maszyny wyciągowej po dokonanych uproszczeniach i przekształceniach przedstawiono na rys.4



Rys.4

W schemacie blokowym na rys.4 oznaczono

$$\sigma_F = \frac{\mu_{L1}}{2(m_1 + \frac{m_{L1}}{3})} \quad (11)$$

$$\omega_F = \sqrt{\frac{c_{L1}}{m_1 + \frac{m_{L1}}{3}}} \quad (12)$$

$$\sigma_e = \frac{\mu_{L1}(m_1 + m_2 + m_{L1})}{2[m_1 m_2 + \frac{m_{L1}}{3}(m_1 + m_2 + \frac{m_{L1}}{4})]} \quad (13)$$

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_{L1}(m_1 + m_2 + m_{L1})}{m_1 m_2 + \frac{m_{L1}}{3}(m_1 + m_2 + \frac{m_{L1}}{4})}} \quad (14)$$

3. Analiza układu z regulatorem prędkości typu P

Dla regulatora prędkości typu P o transmitancji operatorowej

$$R_n(s) = K_n \quad (15)$$

transmitancja operatorowa otwartego układu regulacji prędkości maszyny wyciągowej jest równa

$$G_{\text{otw}}(s) = K_1 \frac{(s + \sigma_F - j\sqrt{\omega_F^2 - \sigma_F^2})(s + \sigma_F + j\sqrt{\omega_F^2 - \sigma_F^2})}{s(s + \sigma_e - j\sqrt{\omega_e^2 - \sigma_e^2})(s + \sigma_e + j\sqrt{\omega_e^2 - \sigma_e^2})} \quad (16)$$

$$K_1 = \frac{4 K_n \cdot K_\phi \cdot K_{TG} (m_1 + \frac{m_{L1}}{3})}{K_i \cdot D^2 [m_1 m_2 + \frac{m_{L1}}{3} (m_1 + m_2 + \frac{m_{L1}}{4})]} \quad (17)$$

Transmitancja operatorowa zamkniętego układu regulacji prędkości maszyny wyciągowej z regulatorem prędkości typu P

$$G_{np}(s) = \frac{sq_2(s)}{Usq2z(s)} = \frac{2K_{TG} \cdot K_1 (s^2 + 2\sqrt{F} s + \omega_F^2)}{s^3 + (2\sqrt{e} + K_1) s^2 + (\omega_e^2 + 2\sqrt{F} \cdot K_1) s + K_1 \cdot \omega_F^2} \quad (18)$$

Jeżeli jako wielkość wyjściową przyjmiemy wydłużenie liny u_{C1} to transmitancja układu zamkniętego jest równa

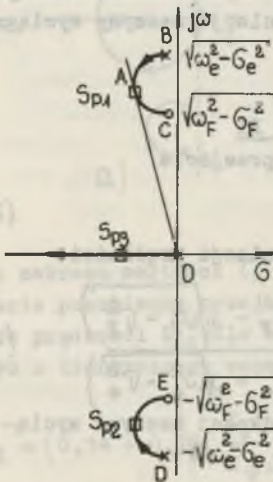
$$G_{u_{C1}P}(s) = \frac{u_{C1}(s)}{Usq2z(s)} = \frac{K_1 \frac{D(m_1 + \frac{m_{L1}}{2})}{2 K_{TG} (m_1 + \frac{m_{L1}}{2})} s}{s^3 + (2\sqrt{e} + K_1) s^2 + (\omega_e^2 + 2\sqrt{F} \cdot K_1) s + K_1 \cdot \omega_F^2} \quad (19)$$

Tłumienie przebiegów przejściowych wydłużenia liny $u_{C1}(t)$ zależy od wartości pierwiastków mianownika transmitancji 18 i 19.

Na rys.5 przedstawiony jest wykres miejsca geometrycznego pierwiastków mianownika transmitancji (18) i (19) w zależności od wzmocnienia regulatora prędkości K_m przy transmitancji operatorowej układu otwartego danej równaniem (16).

Wzmocnienie regulatora prędkości dla którego tłumienie drgań w układzie jest maksymalne znajdziemy wykreślając styczną z początku układu współrzędnych do linii miejsca geometrycznego pierwiastków. Wartość współczynnika K_1 w tym punkcie jest równa /rys.5/

$$K_{1m} = \frac{AB \times AO \times AD}{AC \times AE} \quad (20)$$



Rys.5

Znając K_{1m} można obliczyć wzmocnienie regulatora prędkości K_{nm} dla którego tłumienie przebiegów przejściowych w zamkniętym układzie regulacji prędkości maszyny wyciągowej z regulatorem typu P jest maksymalne.

$$K_{nm} = \frac{K_{1m} K_i D^2 \left[m_1 m_2 + \frac{m_{L1}}{2} \left(m_1 + m_2 + \frac{m_{L1}}{4} \right) \right]}{4 K_{\phi} \cdot K_{TG} \left(m_1 + \frac{m_{L1}}{2} \right)} \quad (21)$$

Wartość współczynnika K_{1m} przy której tłumienie pierwiastków s_{p1} i s_{p2} jest maksymalne można obliczyć także z wyrażenia szacunkowego wychodząc z następujących założeń (rys.5)

$$\frac{AB}{AO} = 1,1 - 1,2$$

$$AO \approx 0,5 (OC + OB) \approx 0,5(\omega_e + \omega_F)$$

$$AB \approx \omega_F + 0,5(\omega_F + \omega_e) = 0,5(\omega_e + 3\omega_F)$$

$$AO \approx \omega_e + 0,5(\omega_F + \omega_e) = 0,5(3\omega_e + \omega_F)$$

i stąd

$$K_{1m} = (0,55 \div 0,6) \frac{(\omega_e + \omega_F)(3\omega_e + \omega_F)}{(\omega_e + 3\omega_F)} \quad (22)$$

Podstawiając (22) do (21) otrzymamy po uwzględnieniu równań (12) i (14)

$$K_{nm} = (0,14 \div 0,15) \frac{K_1 D^2 (m_1 + m_2 + m_{L1}) \omega_F^2 (\omega_e + \omega_F) (3\omega_e + \omega_F)}{K \Phi K_{TG} \cdot \omega_e^2 (\omega_e + 3\omega_F)} \quad (23)$$

Jeżeli pierwiastek s_{p1} jest równy

$$s_{p1} = -\sigma_{p1} + j\omega_{p1}$$

to współczynnik tłumienia pierwiastków s_{p1} i s_{p2} obliczamy z zależności

$$\xi_{1,2} = \frac{\sigma_{p1}}{\sqrt{\omega_{p1}^2 + \sigma_{p1}^2}} \quad (24)$$

Z wykresu miejsca geometrycznego pierwiastków można również dla danego wzmocnienia regulatora prędkości znaleźć wartości pierwiastków i na podstawie ich współczynnika tłumienia określić szybkość zanikania przebiegów przejściowych w zamkniętym układzie regulacji maszyny wyciągowej

4. Analiza układu z regulatorem prędkości typu PI

Dla regulatora prędkości typu PI o funkcji przejścia

$$R_n(s) = K_{n1} \left(1 + \frac{1}{s T_n} \right) = K_{n1} \frac{s + \frac{1}{T_n}}{s} \quad (25)$$

transmitancja operatorowa otwartego układu regulacji prędkości maszyny wyciągowej jest równa

$$G_{oni}(s) = K_{p1} \frac{\left(s + \frac{1}{T_n} \right) \left(s + \sigma_F + j\sqrt{\omega_F^2 - \sigma_F^2} \right) \left(s + \sigma_F - j\sqrt{\omega_F^2 - \sigma_F^2} \right)}{s^2 \left(s + \sigma_e + j\sqrt{\omega_e^2 - \sigma_e^2} \right) \left(s + \sigma_e - j\sqrt{\omega_e^2 - \sigma_e^2} \right)} \quad (26)$$

Transmitancje zamkniętego układu regulacji prędkości maszyny wyciągowej z regulatorem prędkości typu PI są równe

$$G_{ni}(s) = \frac{K_{11} \cdot D \left(s + \frac{1}{T_n} \right) \left(s^2 + 2\sqrt{F} s + \omega_F^2 \right)}{2K_{TG} \left(s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4 \right)} \quad (27)$$

$$G_{uc11}(s) = \frac{K_{11} \cdot \omega \left(m_1 + \frac{m_{L1}}{2} \right) \left(s + \frac{1}{T_n} \right) s}{2 K_{TG} \left(m_1 + \frac{m_{L1}}{2} \right) \left(s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4 \right)} \quad (28)$$

gdzie

$$K_{11} = \frac{4 K_{ni} \cdot K_{\Phi} \cdot K_{TG} \left(m_1 + \frac{m_{L1}}{2} \right)}{K_1 \cdot D^2 \left[m_1 m_2 + \frac{m_{L1}}{2} \left(m_1 + m_2 + \frac{m_{L1}}{4} \right) \right]} \quad (29)$$

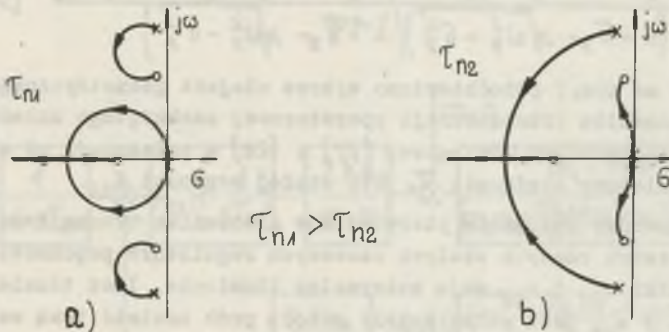
$$a_1 = 2\sqrt{e} + K_{11}$$

$$a_3 = K_{11} \left(\omega_F^2 + \frac{2\sqrt{F}}{T_n} \right)$$

$$a_2 = \omega_e^2 + K_{11} \left(2\sqrt{F} + \frac{1}{T_n} \right)$$

$$a_4 = \frac{K_{11} \cdot \omega_F^2}{T_n}$$

Wykres miejsca geometrycznego pierwiastków mianownika transmitancji (27) i (28) w zależności od wzmacnienia regulatora prędkości K_{n1} przy transmitancji układu otwartego (26) przedstawiono na rys. 6



Rys. 6

Dla zakresu wartości T_n dla których można uzyskać duże wartości tłumienia przebiegów przejściowych (rys.6a) wartość wzmacnienia regulatora prędkości K_{n1} dla którego tłumienie jest maksymalne można obliczyć z identycznego wzoru jak dla regulatora typu PI

$$K_{n1} = (0,14 \div 0,15) \frac{K_1 \cdot D^2 \left(m_1 + m_2 + m_{L1} \right) \omega_F^2 \left(\omega_e + \omega_F \right) \left(3\omega_e + \omega_F \right)}{K_{\Phi} \cdot K_{TG} \omega_e^2 \left(\omega_e + 3\omega_F \right)} \quad (30)$$

Jeżeli w schemacie blokowym maszyny wyciągowej (rys.4) oznaczymy

$$R_n(s) = K_{ni} \frac{1 + s\tau_n}{s\tau_n}$$

$$\frac{2K\phi \left(m_1 + \frac{mL_1}{3}\right) \left(s^2 + 2\sqrt{F}s + \omega_F^2\right)}{K_i \cdot D^2 \left[m_1 m_2 + \frac{mL_1}{3} \left(m_1 + m_2 + \frac{mL_1}{4}\right)\right] \left(s^2 + 2\sqrt{e} \cdot s + \omega_e^2\right)} = B(s) \quad (31)$$

$$\frac{2K_{TG}}{D} = H(s) \quad (32)$$

to funkcję przejścia zamkniętego układu regulacji prędkości maszyny wyciągowej można napisać po przekształceniach w postaci

$$G_{ni}(s) = \frac{\frac{1 + s\tau_n}{H(s)}}{1 + \frac{\tau_n}{K_{ni}} \frac{s[1 + K_{ni} B(s) \cdot H(s)]}{B(s) \cdot H(s)}}$$

Oznaczamy

$$E(s) = \tau_n \frac{s[1 + K_{ni} B(s) \cdot H(s)]}{K_{ni} B(s) \cdot H(s)} \quad (33)$$

Po podstawieniu (31) i (32) do (33) po przekształceniach otrzymamy

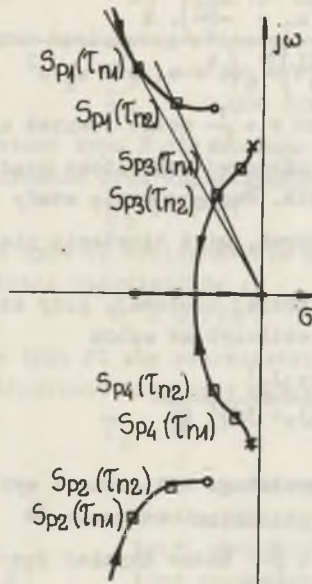
$$E(s) = \frac{\tau_n}{K_{41}} \frac{s[s^3 + (2\sqrt{e} + K_{41})s^2 + (\omega_e^2 + 2\sqrt{F}K_{41})s + K_{41}\omega_F^2]}{(s + \sqrt{F} + j\sqrt{\omega_F^2 - \sqrt{F}^2})(s + \sqrt{F} - j\sqrt{\omega_F^2 - \sqrt{F}^2})} \quad (34)$$

Na podstawie (34) na rys. 7 przedstawiono wykres miejsca geometrycznego pierwiastków mianownika transmitancji operatorowej zamkniętego układu regulacji prędkości maszyny wyciągowej (27) i (28) w zależności od stałej czasowej regulatora prędkości τ_n dla stałej wartości K_{41} .

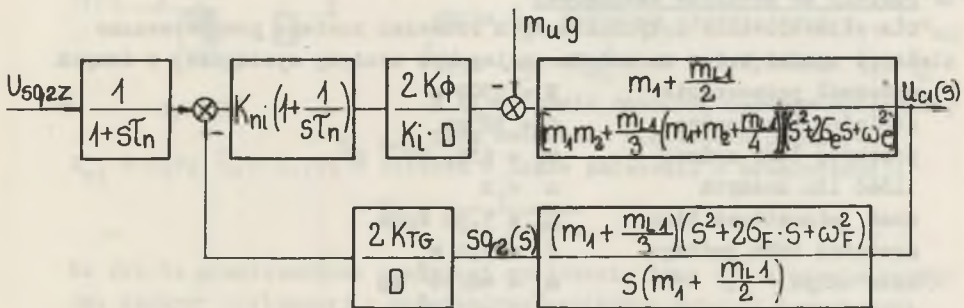
Na rys. 7 przedstawiono położenie pierwiastków mianownika transmitancji (27) i (28) dla dwóch różnych stałych czasowych regulatora prędkości. Dla τ_{n1} pierwiastki s_{p1} i s_{p2} mają maksymalne tłumienie, lecz tłumienie pierwiastków s_{p3} i s_{p4} jest małe. Należy metodą prób znaleźć taką wartość stałej czasowej regulatora prędkości τ_n dla której tłumienie wszystkich pierwiastków byłoby możliwie duże.

W mianowniku transmitancji operatorowych (27) i (28) występuje człon forsujący $s + \frac{1}{\tau_n}$, który powoduje powstanie dużych przeregulowań wydłużenia liny wyciągowej i prędkości maszyny wyciągowej. Działanie członu forsującego $s + \frac{1}{\tau_n}$ można skompensować znaną metodą, przez zastosowanie w torze zadawania prędkości filtru o transmitancji (rys. 8)

$$G_F(s) = \frac{1}{1 + s\tau_n} \quad (35)$$



Rys. 7



Rys. 8

Wtedy transmitancje operatorowe zamkniętego układu regulacji prędkości obrotowej maszyny wyciągowej z regulatorem typu PI są równe

$$G_{niP}(s) = \frac{K_{11} D (s^2 + 2\sigma_F s + \omega_F^2)}{2 K_{TG} T_n (s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4)} \quad (36)$$

$$G_{uc1F}(s) = \frac{K_{11} \cdot D \left(m_1 + \frac{m_{11}}{2} \right) \cdot s}{2K_{TG} \cdot \left(m_1 + \frac{m_{11}}{3} \right) \tau_n \left(s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4 \right)} \quad (37)$$

Częściową kompensację członu $s + \frac{1}{\tau_n}$ można również uzyskać przez dobranie takiej wartości stałej czasowej regulatora prędkości, by pierwiastki s_{p3} i s_{p4} były rzeczywiste. Rezygnuje się wtedy z maksymalnego tłumienia przebiegów przejściowych, gdyż tłumienie pierwiastków s_{p1} i s_{p2} jest mniejsze.

w [3] wykazano, że wartość stałej czasowej, przy której występuje pierwiastek podwójny można obliczyć ze wzoru

$$\tau_{np} = (22 \div 24) \frac{\omega_F^2 (\omega_e + \omega_F)}{(\omega_e + \omega_F)(\omega_e + 3\omega_F) S_{\alpha}^2} \quad (38)$$

gdzie

S_{α} - wartość zera rzeczywistego obliczona z wyrażenia 3 stopnia ze względu na s w liczniku równania 34

Dobłą kompensację członu $s + \frac{1}{\tau_n}$ można uzyskać już dla stałej czasowej

$$\tau_n = 2 \tau_{np}$$

5. Pomiary na maszynie analogowej

Dla zilustrowania dotychczasowych rozważań zostaną przedstawione niektóre wyniki badań na modelu analogowym maszyny wyciągowej o danych

wysokość podnoszenia	$H = 1300 \text{ m}$
średnica liny nośnej	$d = 30 \text{ mm}$
przekrój liny nośnej	$S_1 = 635 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
ilość lin nośnych	$n = 8$
masa jednostkowa liny	$\delta = 5,35 \text{ kg/m}$
średnica koła pędnego	$D = 3,6 \text{ m}$
masa skipu	$m_s = 40 \cdot 10^3 \text{ kg}$
masa urobku	$m_u = 40 \cdot 10^3 \text{ m}$
moduł sprężystości liny	$E_L = 10,5 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$
współczynnik tłumienia liny	$\mu = 0,0118 \text{ s}$
współczynnik tarcia	$h_1 = h_2 = 1,5 \cdot 10^3 \text{ N.s/m}$

Dane silnika wyciągowego i układu zasilania

$P_n = 7500 \text{ kW}$	$K = 101,2 \text{ Nm/A}$	$K_{pT} = 122 \text{ V/V}$
$I_n = 8000 \text{ A}$	$R_g = 10,5 \cdot 10^{-3} \Omega$	$\tau_o = 10^{-3} \text{ s}$
$U_n = 1000 \text{ V}$	$T_g = 52,0 \cdot 10^{-3} \text{ s}$	$K_1 = 5 \cdot 10^{-4} \text{ V/A}$

$$n_n = 91 \text{ obr/min} \quad m_j = 35 \cdot 10^3 \text{ kg} \quad K_{TG} = 0,9 \text{ V s}$$

Dla rozruchu maszyny wyciągowej obliczono

$$\begin{aligned} \omega_e &= 2,74 \text{ 1/s} & \omega_F &= 2,04 \text{ 1/s} \\ \Gamma_e &= 0,044 \text{ 1/s} & \Gamma_F &= 0,024 \text{ 1/s} \end{aligned}$$

Wzmocnienie regulatora typu P dla którego tłumienie drgań w czasie rozruchu jest maksymalne oraz współczynnik tłumienia pierwiastków :

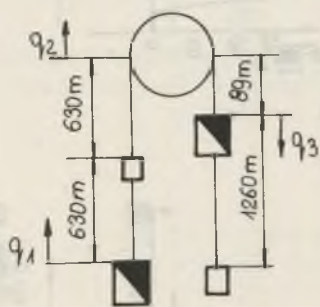
$$K_n = 8,7 \text{ V/V} \quad \xi_p = 0,191$$

Nastawy regulatora typu PI obliczone dla maksymalnego tłumienia oraz współczynnik tłumienia pierwiastków :

$$K_{ni} = 8,7 \text{ V/V} \quad \tau_n = 0,79 \text{ s} \quad \xi = 0,385$$

Nastawy regulatora typu PI aby pierwiastki s_{p1} i s_{p2} (rys.7) były rzeczywiste i współczynnik tłumienia pierwiastków s_{p3} i s_{p4} :

$$K_{ni} = 8,7 \text{ V/V} \quad \tau_n = 4 \text{ s} \quad \xi = 0,222$$



Rys. 9

Model analogowy układu mechanicznego zbudowano dla układu o pięciu stopniach swobody, uwzględniając również sprężystość liny wyrównawczej.

Schemat podziału liny oraz długości poszczególnych jej odcinków dla połowy drogi rozruchu przedstawiono na rys.9

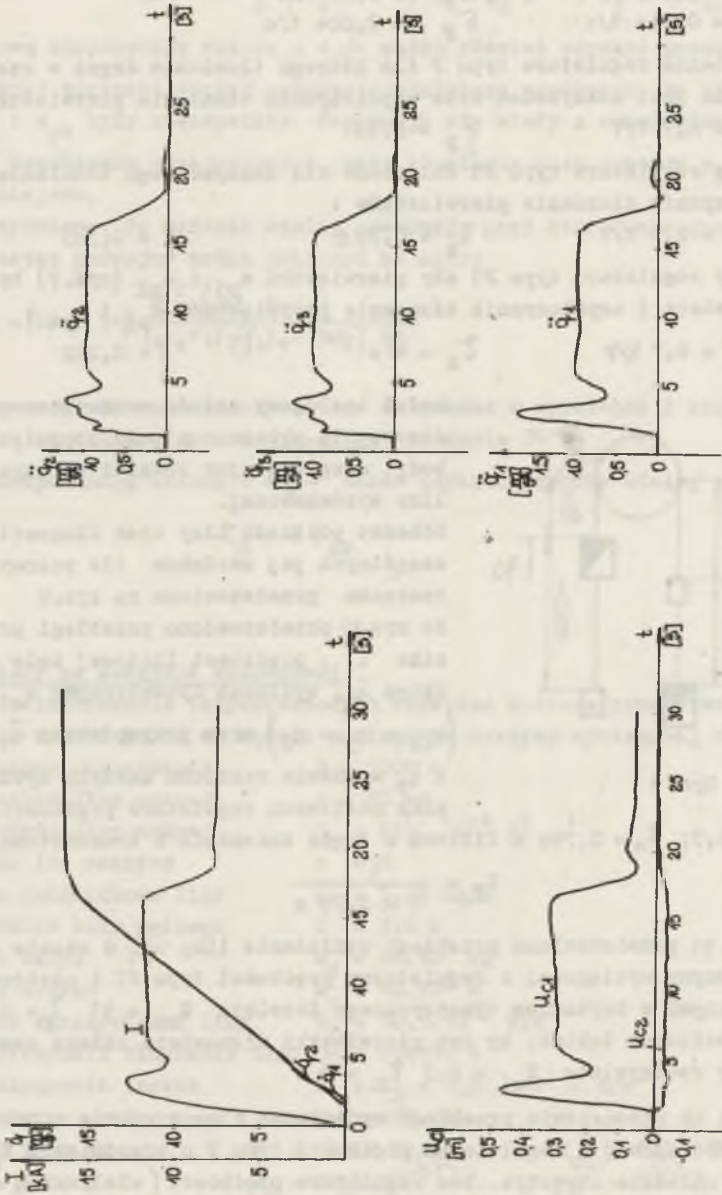
Na rys.10 przedstawiono przebiegi prądu silnika I , prędkości liniowej koła \dot{q}_2 oraz skipu \dot{q}_1 , wydłużeń dynamicznych u_{c1} i u_{c2} ($u_{c2} = q_3 - q_2$) oraz przyspieszeń \ddot{q}_1 , \ddot{q}_2 i \ddot{q}_3 w czasie rozruchu maszyny wyciągowej przy nastawach regulatora prędkości

$K_{ni} = 8,7$; $\tau_n = 0,79 \text{ s}$ z filtrem w torze zadawania o transmitancji

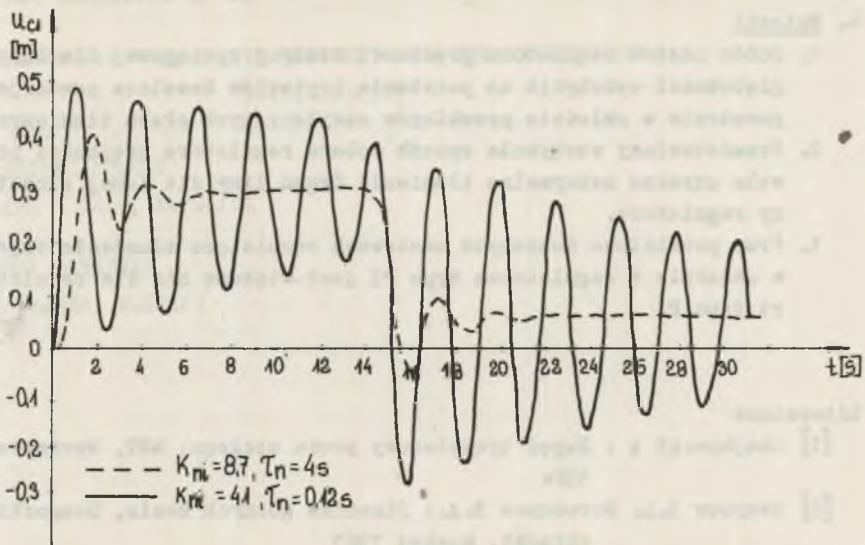
$$K_p = \frac{1}{1 + 0,79 \text{ s}}$$

Na rys.11 przedstawiono przebiegi wydłużenia liny u_{c1} w czasie rozruchu maszyny wyciągowej z regulatorem prędkości typu PI i nastawami obliczonymi z kryterium symetrycznego Kesslera $K_{ni} = 41$ $\tau_n = 0,12 \text{ s}$ oraz nastawami takimi, by dwa pierwiastki mianowicie układu zamkniętego były rzeczywiste $K_{ni} = 8,7$ $\tau_n = 4 \text{ s}$.

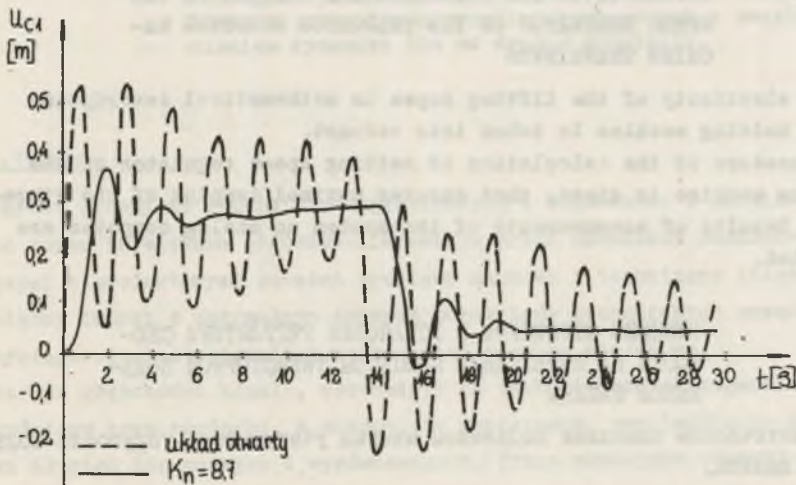
Rysunek 12 przedstawia przebiegi wydłużenia liny w czasie rozruchu maszyny wyciągowej z regulatorem prędkości typu P o wzmocnieniu $K_n = 8,7$ oraz w układzie otwartym, bez regulatora prędkości (wielkością zadaną było napięcie U_{1z} - rys.3).



Rys.10



Rys. 11



Rys. 12

6. Wnioski

1. Dobór nastaw regulatora prędkości maszyny wyciągowej dla dużych głębokości wydobycia na podstawie kryteriów Kesslera powoduje powstanie w układzie przebiegów oscylacyjnych słabo tłumionych.
2. Przedstawiony wartykule sposób doboru regulatora prędkości pozwala uzyskać maksymalne tłumienie drgań liny dla danej struktury regulatora.
3. Przy prawidłowo dobranych nastawach regulatora tłumienie drgań w układzie z regulatorem typu PI jest większe niż dla regulatora typu P.

Literatura

- [1] Czajkowski A : Napęd tyrystorowy prądu stałego, WNT, Warszawa 1974
- [2] Davydov B.L. Sorodumov B.A.: Dynamika gornych masin, Gosgortiechizdat, Moskwa 1961
- [3] Gierlotka K.: Dynamika napędów elektrycznych maszyn wyciągowych dla głębokich szybów. Rozprawa doktorska. Gliwice 1977

INFLUENCE OF THE STRUCTURE AND SETTING OF THE SPEED REGULATOR ON THE THYRISTOR HOISTING MACHINE TRANSIENTS

The elasticity of the lifting ropes in mathematical description of the hoisting machine is taken into account. The procedure of the calculation of setting speed regulator of the hoisting machine is given, that ensures maximal damping of the vibrations. Results of measurements of the system on analog computer are presented.

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ И УСТАНОВКИ РЕГУЛЯТОРА СКОРОСТИ НА ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ ТИРИСТОРНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

В математическом описании подъёмной машины учитывается упругость подъёмного каната.

Приводится способ расчёта установки регулятора скорости, дающий максимальное демпфирование колебаний системы. Излагаются результаты исследований проведённых с помощью аналоговой вычислительной машины.