ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1964
Seria: GÓRNICTWO z. 12 Nr kol. 124

JAN ORLACZ

REGULATORY CIŚNIEŃ W HAMULCACH MASZYN WYCIĄGOWYCH

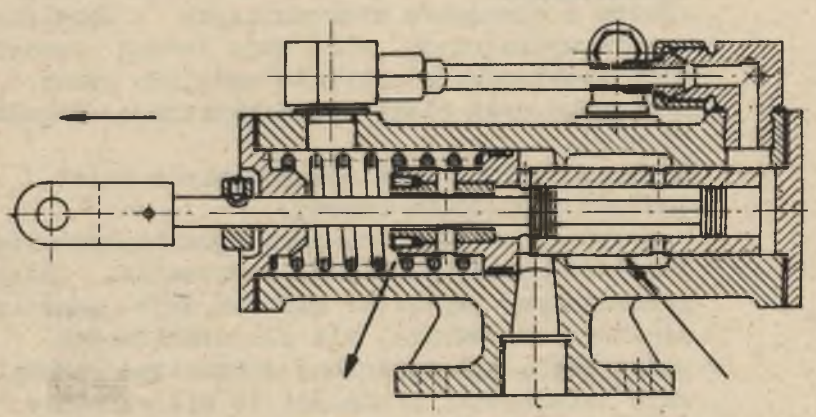
Streszczenie. Nowe rozwiązania konstrukcyjne układów i elementów sterowniczych kopalnianych maszyn wyciągowych, stwarzają szereg specyficznych problemów. W artykule omówiono pracę membranowego oraz elektropneumatycznego regulatora ciśnień.
Membranowy regulator posiada wiele zalet, jak taniość i prostota budowy.
W artykule wskazano na jego ograniczoną przydatność dla układów zdalnego sterowania. Elektropneumatyczny regulator ciśnień daje możliwości zdalnego sterowania, ale dla stabilności jego pracy muszą być spełnione stosunkowo skomplikowane zależności. Trudności te wielokrotnie rosną przy uwzględnieniu sił tarcia pominiętych w artykule.

1. KLASYCZNE REGULATORY CIŚNIEŃ STOSOWANE W KRAJOWYM GÓRNICTWIE

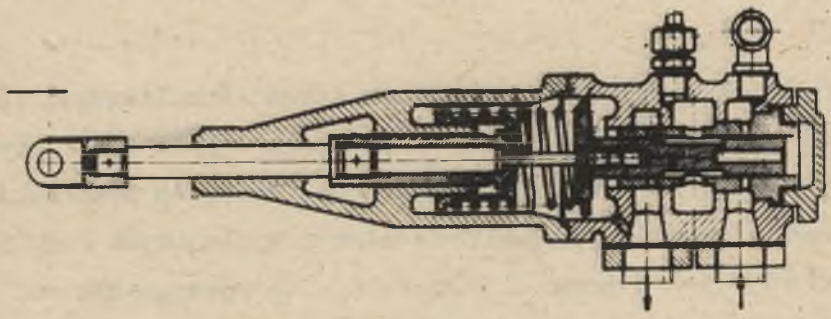
Dla uzyskania progresji w działaniu napędu hamulcowego, doprowadzenie sprężonego powietrza do cylindra odbywa się poprzez urządzenie zwane regulatorem ciśnienia. Przyjęte powszechnie w systemach sterowniczych hamulców maszyn wyciągowych regulatory ciśnień [2] typu Iversen i Schonfeld lub rozwiązania na nich wzorowane, są ogólnie znanymi konstrukcjami.

Konstrukcje te pokazane na rys. 1 i 2 aby mogły poprawnie pracować, wymagają spełnienia warunków, które nastręczają poważne trudności wykonawcze oraz eksploatacyjne jak:

1.1. Konieczność utrzymania wysokiej szczelności ruchomych elementów tj. tłoczków i tulei co wymaga bardzo starannego docierania.



Rys. 1. Regulator ciśnienia systemu Schönfeld



Rys. 2. Regulator ciśnienia systemu Iversen

1.2. Niedogodność ta pogłębiona jest koniecznością utrzymania współosiowości cylindrów o różnych średnicach.

1.3. Dla zapewnienia możliwie najniższych oporów własnych, przyjęły się w regulatorach jedynie uszczelnienia labirynkowe czułe na zużycie części w czasie eksploatacji oraz na zanieczyszczenia mechaniczne i chemiczne powietrza.

1.4. Bardzo utrudniona a czasem niemożliwa naprawa powodująca konieczność wymiany całego regulatora.

1.5. Trudności konstrukcyjne w rozwiązaniach zdalnego sterowania i automatyki w układach z zastosowaniem regulatorów w/w konstrukcji.

2. NOWE ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE REGULATORÓW CIŚNIEŃ

Omówione względy skłoniły do poszukiwania nowych rozwiązań regulatorów, przy czym można tu wyróżnić dwa kierunki [6].

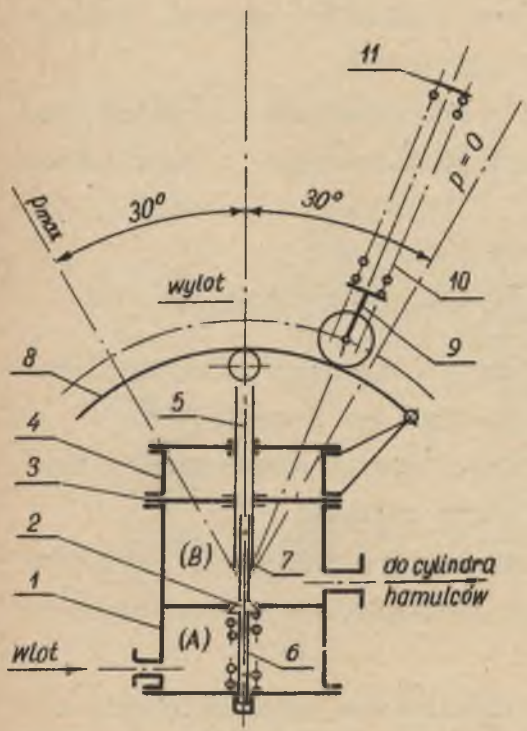
2.1. Regulatory dla urządzeń wyciągowych sterowanych bezpośrednio tzw. membranowe regulatory ciśnień.

2.2. Regulatory dla maszyn sterowanych zdalnie z możliwością użycia ich do automatyzacji wyciągów, są to regulatory elektropneumatyczne.

2.1.1. Membranowy regulator ciśnień dla bezpośredniego sterowania maszyn wyciągowych przedstawiony jest na rys. 3. Duża prostota konstrukcji, przy równoczesnej precyzji oraz niezawodność działania, stanowią główne zalety tego systemu.

Spawany cylinder (1) podzielony jest na dwie komory (A) i (B) rozdzielone zaworem (2). Komora (A) połączona jest z rurociągiem zasilającym z sieci sprężonego powietrza lub sprężarki.

Doprowadzenie powietrza z komory (A) do cylindra następuje przez otwarcie zaworu (2) i komorę (B) zamkniętą od góry membraną (3).



Rys. 3. Membranowy regulator ciśnienia

Membrana (3) mocowana jest na obwodzie między głowicą (4) a cylindrem (1) zaś częścią środkową łączy się z suwakiem (5), który dolną krawędzią spoczywa na wkładce uszczelniającej (7). Od góry suwak obciążony jest działaniem listwy (8). Pod działaniem siły wypadkowej od membrany (3) i nacisku listwy (8) suwak (5) może się przemieszczać względem trzpienia (6). Ruch suwaka (5) w górę powoduje spadek ciśnienia w przestrzeni (B) a tym samym i w cylindrze. Zmiana nacisku listwy (8) na suwak (5) dokonuje się w wyniku przemieszczania widełek (9), będących pod stałym naciskiem sprężyny (10), o potrzebny kąt w granicach $0 \div 60^{\circ}$.

Kąt ten odpowiada roboczemu skokowi jarzma (11), przy czym prawe skrajne położenie jarzma wywołuje spadek ciśnienia do

0 atn.

Lewe skrajne położenie pozwala osiągnąć ciśnienie maksymalne. Ta bezstopniowa regulacja daje potrzebną dla hamulca manewrowego progresję ciśnienia.

2.1.2. Ugięcie (y_o) membrany może być bardzo duże [1] w porównaniu z jej grubością (h), można więc pominąć jej sztywność na zginanie i traktować ją jako gibką błonę [4]. Przyjmując model wytrzymałościowy płyty kolistej równomiernie obciążonej o krawędziach utwierdzonych oraz uproszczenia wynikające z warunków błonowych można napisać układ równań ogólnych dla tego przypadku

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = \frac{1-\nu}{2r}\left(\frac{dy}{dr}\right)^2 - \frac{dy}{dr} \cdot \frac{d^2y}{dr^2}$$

$$\frac{Eh}{1-\nu^2} \frac{dy}{dr} \left[\frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} + \frac{1}{2}\left(\frac{dy}{dr}\right)^2\right] + \frac{1}{r} \int_0^R p.r.dr=0 \qquad (1)$$

gdzie (y) jest ugięciem, zaś (u) przemieszczeniem promieniowym. Według przybliżonego rozwiązania tego układu przy przyjęciu ułamka Poissona dla gumy twardej $\nu = 0,4$ ugięcie (y_o) w środku membrany [4] wynosi

$$y_o = 0,662\ R \sqrt[3]{\frac{p.R}{Eh}} \qquad (2)$$

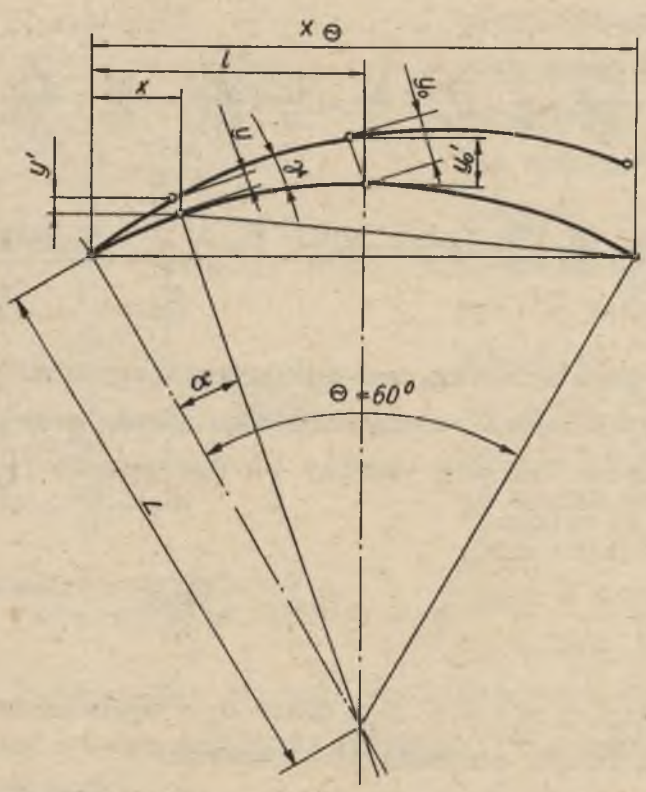
lub oznaczając: $R = 0,5\ D_w$ gdzie D_w - średnica wewnętrzna cylindra, na której mocowana jest membrana

$$y_o = 0,264\ D_w \sqrt[3]{\frac{p.D_w}{Eh}} \qquad (3)$$

Rozpatrując równowagę listwy (8) (rys. 3) oraz przyjmując uproszczenia dla małych wartości $\sphericalangle\gamma<30'$, $y_o = y_o'$ i $y = y'$ (rys. 4) otrzymamy wyrażenie na reakcję równoważącą działanie membrany przy zmianie położenia widełek obciążonych sprężyną.

$$P_c = y_o \cdot C \cdot \frac{x^2}{l^2} \tag{4}$$

C - stała sprężyny



Rys. 4. Schemat obciążenia listwy równoważącej

Można także wykazać:

$$x = L. \left(\sqrt{3} + tg \frac{\alpha}{2}\right).tg \frac{\alpha}{2} . \cos^2 \frac{\alpha}{2} \tag{5}$$

Przyjmując schemat jak na rys. 6 sumaryczna siła od membrany wyniesie:

$$P_M = P_1 + P_2 \tag{6}$$

gdzie:

P_1 - wypadkowa siła od ciśnienia (p) na membranę,

P_2 - wypadkowa siła od ciśnienia (p) na nakładki mocujące membranę w środku.

Ponieważ:

$$P_1 = p \int_{R_1}^{R} \frac{R-r}{R-R_1} \, 2.\pi.r.dr \tag{7}$$

przy oznaczeniu $d = 2 R_1$ otrzymamy

$$P_1 = \frac{\pi.p}{3} \left(\frac{D_w^2}{4} + \frac{D_w.d}{4} - \frac{d^2}{2}\right) \tag{8}$$

oraz:

$$P_2 = \frac{\pi.d^2}{4}.p \tag{9}$$

Podstawiając wyrażenia (8) i (9) do (6) otrzymamy:

$$P_M = \frac{\pi.p}{12}.(D_w^2 + D_w^2 + d^2) \tag{10}$$

Musi zawsze zachodzić równowaga:

$$P_M = P_c$$

Porównując zależność (4) i (10) oraz podstawiając odpowiednio (3) i (5) otrzymamy wyrażenie na zmianę ciśnienie w funkcji kąta położenia widełek (9) (rys. 3)

$$p = \sqrt{\left[\frac{12 \cdot 0{,}264 \cdot D_w \cdot C}{\pi \cdot l^2 \cdot (D_w^2 + D_w \cdot d + d^2)}\right]^3 \cdot \frac{D_w \cdot L^6}{E \cdot h} \cdot \left[(\sqrt{3} + tg\frac{\alpha}{2}) \cdot tg\,\frac{\alpha}{2} \cdot \cos^2\frac{\alpha}{2}\right]^3} \qquad (11)$$

Ponieważ wielkości pod pierwiastkiem są stałe, charakterystyczne dla danej konkretnej konstrukcji można przyjąć oznaczenia:

$$A = \sqrt{\left[\frac{12 \cdot 0{,}264 \cdot D_w \cdot C}{\pi \cdot l^2 \cdot (D_w + D_w \cdot d + d^2)}\right]^3 \cdot \frac{D_w \cdot L^6}{E \cdot h}} \qquad (11a)$$

wtedy równanie (11) przyjmie uproszczoną postać:

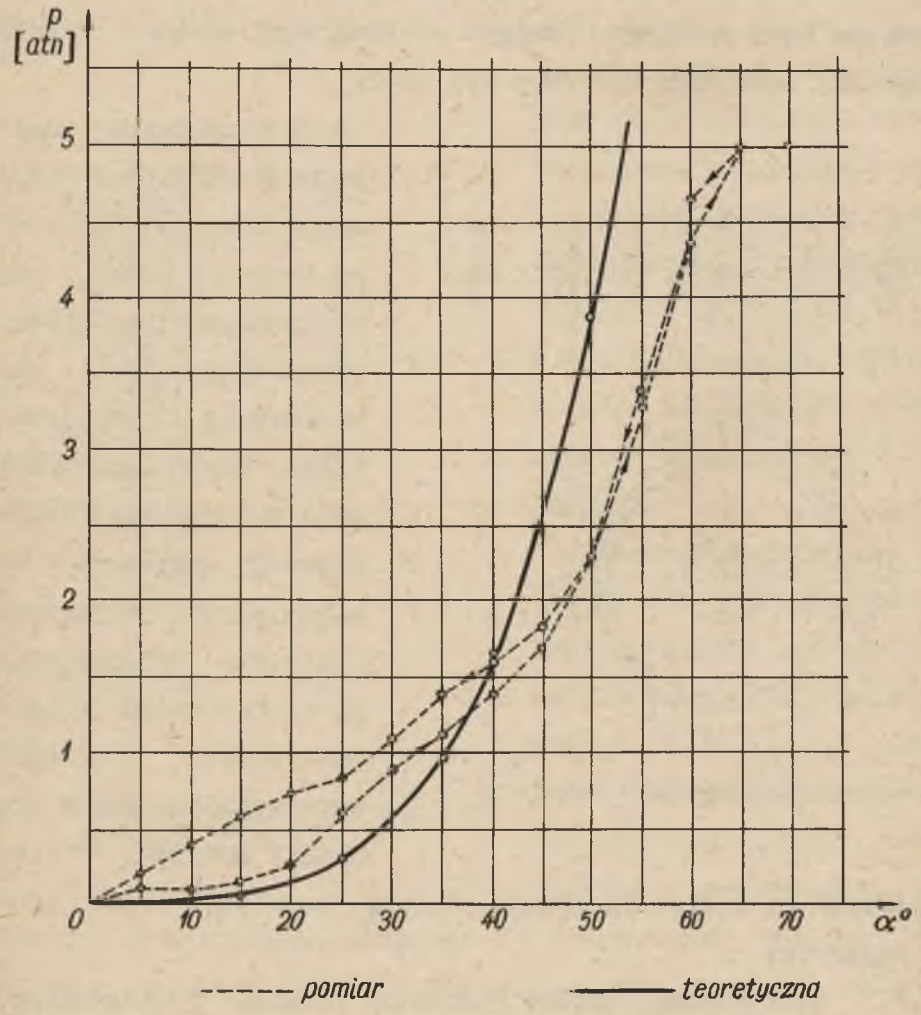
$$p(\alpha) = A \cdot \left[(\sqrt{3} + tg\,\frac{\alpha}{2})\; tg\,\frac{\alpha}{2} \cos^2\frac{\alpha}{2}\right]^3 - kG \cdot cm^{-2} \qquad (12)$$

dla $\alpha = 0 \quad P_o = 0$

$\alpha = \Theta = 60^o \quad p_\Theta = A\,(\frac{4}{4})^3 = A$

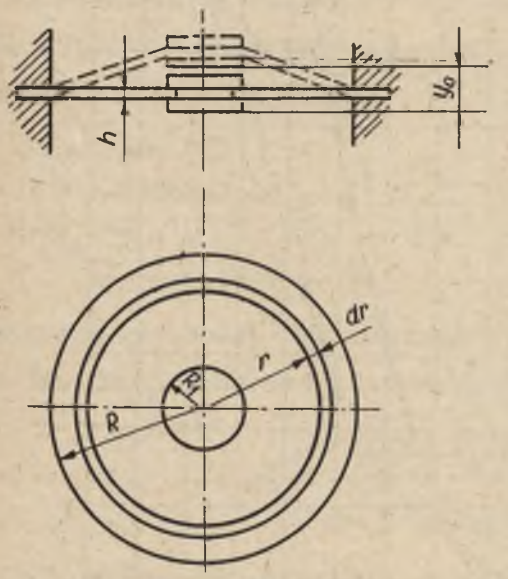
Na wykresie (rys. 5) zestawiono krzywe otrzymane z pomiarów urządzenia prototypowego (linia przerywana) oraz krzywą wg zależności (12) dla tego urządzenia (linia ciągła).

Pomiary przeprowadzono przy zastosowaniu czterech różnych membran. Przeprowadzono także próby z pięcioma dalszymi ich wariantami.



Rys. 5. Zmiana ciśnienia w zależności od położenia dźwigni sterującej membranowego regulatora ciśnień

Do pomiaru ciśnienia użyto manometru klasy 0,6.
Do pomiaru kąta położenia dźwigni sterowniczej został użyty uniwersalny kątomierz optyczny typ KO-2.



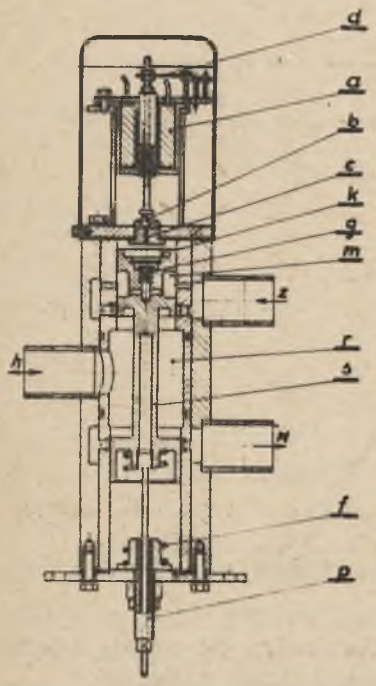
Rys. 6. Schemat ugięcia membrany

We wszystkich przypadkach charakter otrzymanej krzywej był podobny, lecz nie udało się otrzymać prostoliniowej charakterystyki. Dla sterowania bezpośredniego, wspomniana wyżej wada nie posiada decydującego znaczenia i wymaga jedynie przyzwyczajenia się maszynisty. Tę niedogodność równoważą zalety ruchowe streszczające się w prostocie budowy, niewrażliwości na zanieczyszczenia, łatwej regulacji oraz prostej naprawie.

2.2.1. Elektropneumatyczny regulator ciśnień przedstawiony na rys. 7 pod względem możliwości zastosowania do układów sterowania zdalnego, posiada niewątpliwie najwięcej zalet spośród dotychczasowych rozwiązań.

Proporcjonalny do prądu w cewce elektromagnesu (a) nacisk rdzenia na zawór (b) daje regulowaną wartość ciśnienia w komorze (k). Pod działaniem tego ciśnienia z jednej strony oraz

nacisku sprężyny z drugiej strony tłok (S) zajmuje odpowiednie położenie łączące króciec dolotowy (Z) poprzez komorę (r) z cylindrem hamulca manewrowego poprzez króciec (h). Wzrostowi prądu sterującego w cewce (a) odpowiada wzrost ciśnienia w komorze (k), odcięcie dopływu z króćca (Z), a następnie połączenie cylindra hamulca manewrowego poprzez komorę (r) z króćcem (w) na "wylot".

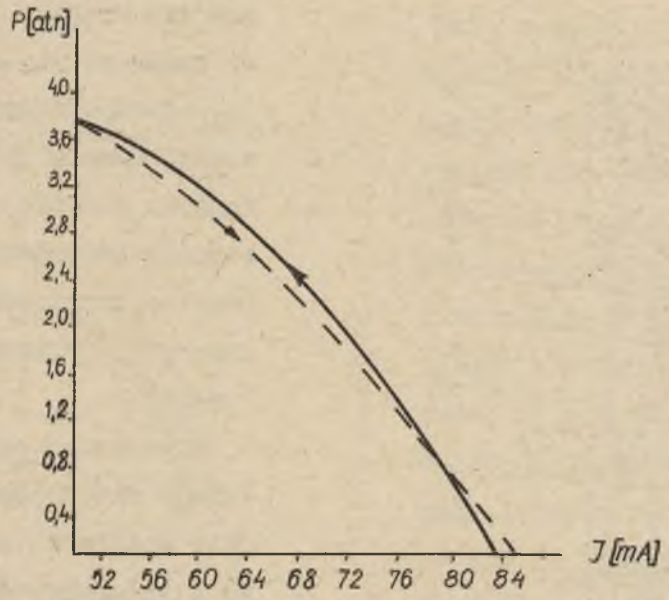


Rys. 7. Elektropneumatyczny regulator ciśnień

Sterowania cewki (a) dokonuje się potencjometrem co daje możliwość bezstopniowego i progresywnego przebiegu regulacji ciśnienia hamowania. W omówionym ruchu tłok (s) będzie zajmował zawsze położenie wynikające z równowagi sił od ugięcia sprężyny (f) i wypadkowej nacisku działającego na górną powierzchnię suwaka oraz jego dwie różne powierzchnie środkowe.

Przebieg zmiany ciśnienia w zależności od wartości prądu sterującego pokazano na rys. 8. Górna krzywa obrazuje przebieg zmiany ciśnienia w zależności od prądu sterującego przy napełnianiu cylindra hamulcowego powietrzem.

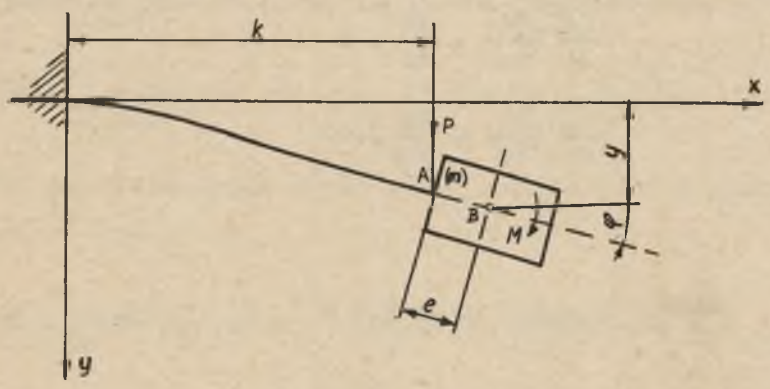
Dolna krzywa odpowiada zmianie ciśnienia w zależności od prądu sterującego przy opróżnianiu cylindra hamulcowego z powietrza.



Rys. 8. Przebieg zmiany ciśnienia w zależności od prądu sterującego elektropneumatycznego regulatora ciśnień

2.2.2. Zespół (rys. 7) złożony z zaworu (b) i działającej nań sprężyny (d) można sprowadzić do uproszczonego układu (rys. 9) masy (m) oraz sprężyny [5]. Masa (m) przytwierdzona jest do sprężyny. Wzięto tu pod uwagę małe drgania masy (m) w płaszczyźnie xy. Założono, że środek ciężkości (B) masy (m) znajduje się na przedłużeniu stycznej do osi sprężyny w punkcie (A). Masę sprężyny pominięto. Położenie masy (m) na płaszczyźnie xy może być określone ugięciem (y) końca (A) sprężyny, oraz kątem (φ) utworzonym przez styczną do zakrzywionej osi pręta w punkcie (A). Ugięcia (y) końca sprężyny odpowiada

uogólniona siła poprzeczna (P). Współrzędnej (φ) odpowiada moment zginający (M) działający w punkcie (A). Układ posiada dwa stopnie swobody.



Rys. 9. Schemat zaworu regulatora elektropneumatycznego

Przy przyjęciu współrzędnych uogólnionych y i φ, dla belki utwierdzonej na jednym końcu otrzymuje się:

$$y = -\frac{Pk^3}{3EJ} - \frac{Mk^2}{2EJ}$$

$$\varphi = -\frac{Pk^2}{2EJ} - \frac{Mk}{EJ} \qquad (13)$$

gdzie:

EJ - sztywność sprężyny przy zginaniu w płaszczyźnie xy.

Energię kinetyczną masy (m) można wyrazić

$$K = \frac{1}{2} \cdot m\left[i^2(\varphi')^2 + (y' + e\varphi')^2\right] \qquad (14)$$

gdzie:

i - ramię bezwładności masy (m) względem osi środka (B).

Podstawiając wyrażenie na energię kinetyczną do równań ruchu Lagrane'a drugiego rodzaju we współrzędnych uogólnionych (y, φ) otrzymamy:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial y'}\right) - \frac{\partial K}{\partial y} = P$$
$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \varphi'}\right) - \frac{\partial K}{\partial \varphi} = M \tag{15}$$

a stąd:

$$m(y'' + e\varphi'') = P$$
$$m\left[ey'' + (e^2 + i^2)\varphi''\right] = M \tag{16}$$

Po podstawieniu (16) do układu (13) otrzymamy

$$y = \frac{m_{\bullet}k^3}{3_{\bullet}E_{\bullet}J}(y'' + e\varphi'') - \frac{m_{\bullet}k^2}{2_{\bullet}E_{\bullet}J}\left[ey'' + (e^2 + i^2)\varphi''\right]$$
$$\varphi = \frac{m_{\bullet}k^3}{2_{\bullet}E_{\bullet}J}(y'' + e\varphi'') - \frac{m_{\bullet}k}{E_{\bullet}J}\left[ey'' + (e^2 + i^2)\varphi''\right] \tag{17}$$

Jest to układ dwu równań jednorodnych drugiego rzędu o współczynnikach stałych nie zawierający pierwszych pochodnych funkcji y i φ. Dla takiego układu można znaleźć całki szczególne w postaci:

$$y = H_1 \cdot \cos(bt + \psi)$$
$$\varphi = H_2 \cdot \cos(bt + \psi) \tag{18}$$

Podstawiając równania (18) do układu (17) otrzymamy układ równań jednorodnych liniowych ze względu na H_1 i H_2.

$$H_1\left(\frac{2\cdot m\cdot k^3+3\cdot m\cdot k^2\cdot e}{6EJ}\cdot b^2-1\right)+H_2\left[\frac{2\cdot m\cdot k^3\cdot e+mk(e^2+i^2)}{2\cdot E\cdot J}\cdot b^2\right]=0$$

$$H_1\left(\frac{m\cdot k^2+2\cdot m\cdot k\cdot e}{2\cdot E\cdot J}\cdot b^2\right)+H_2\left[\frac{m\cdot k^2\cdot e+m\cdot k(e^2+i^2)}{2\cdot E\cdot J}b^2-1\right]=0 \qquad (19)$$

Układ ma rozwiązanie różne od $H_1 = H_2$ heżeli i wyznacznik układu $\Delta(b^2) = 0$

$$\begin{vmatrix} \frac{2\cdot m\cdot k^3+3m\cdot k^2\cdot e}{6E\cdot J}\cdot b^2-1, & \frac{2\cdot m\cdot k^3\cdot e+3\cdot m\cdot k^2(e^2+i^2)}{6\cdot E\cdot J}\cdot b^2 \\ \frac{m\cdot k^2+2\cdot m\cdot k\cdot e}{2\cdot E\cdot J}\cdot b^2, & \frac{m\cdot k^2\cdot e+m\cdot k(e^2+i^2)}{2\cdot E\cdot J}\cdot b^2-1 \end{vmatrix}=0 \qquad (20)$$

Po rozwiązaniu otrzymamy równanie częstości drgań własnych

$$b_{1,2}^2=\frac{6E\cdot J}{m\cdot k^2}\cdot\frac{1}{1+\frac{3e}{k}+\frac{3(e^2+i^2)}{k^2}\pm\sqrt{\left[1+\frac{3e}{k}+\frac{3(e^2+i^2)}{k^2}\right]^2-\frac{3\cdot i^2}{k^2}}} \qquad (21)$$

Jeżeli zamocowanie zwory na sprężynie wykonać jako punktowe t.z. $e\to 0$, $i\to 0$

$$b_1=\sqrt{\frac{3EJ}{mk^3}},\quad b_2=\infty \qquad (22)$$

Jak wiadomo z teorii drgań [5] nawet przy bardzo małej amplitudzie siły wymuszającej można osiągnąć rezonans układu jeżeli częstość siły wymuszającej (n) będzie bliska częstości drgań własnych (b) układu, zwłaszcza przy braku tłumienia lub małej jego intensywności.

Cewka (a) elektromagnesu regulatora (rys. 7) zasilana jest napięciem z prostownika poprzez potencjometr. Ponieważ nie zastosowano tu filtracji napięcia, frekwencja sieci przemysłowej 50 $\pm$ 2 Hz może stać się źródłem wymuszenia drgań o częstości (n) zależnej od rodzaju zastosowanego prostownika.

W omawianym regulatorze ciśnień nie zastosowano także żadnego konstrukcyjnego elementu tłumiącego, najskuteczniejszym więc sposobem uniknięcia rezonansu będzie takie konstrukcyjne dobranie elementów aby częstość drgań własnych (b) była małą w porównaniu z częstością siły wymuszającej.
W każdym razie stosunek tych wielkości winien być kilkakrotny i nie mniejszy od trzech.

$$n > 3b$$

Warunek ten musi być spełniony przy równoczesnym zachowaniu statycznej równowagi układu,

WNIOSKI

1. Membranowy regulator ciśnień może znaleźć szerokie zastosowanie w układach sterowania bezpośredniego.
2. Stosowanie tego systemu w układach zdalnego sterowania jest utrudnione.
3. Obliczenia i konstrukcja elektropneumatycznego regulatora ciśnień winny oprócz warunków statycznych uwzględnić dynamikę układu.
4. Celowymi i koniecznymi są dalsze opracowania dynamiki tego układu obejmujące całość mechanizmu.

LITERATURA

[1] Bieżanow B.N.: Pnewmaticzeskie mechanizmy. Maszgiz 1957.

[2] Popowicz O.: Transport kopalniany. Cz. 4 Górnictwo T. IX WGH Katowice 1957.

[3] Prandtl: Dynamika przepływów. PWN Warszawa 1956 r.

[4] Timoszenko S., Winowsky-Krieger S.: Teoria Płyt i Powłok Wyd. Arkady 1962 r.

[5] Ziemba S.: Analiza drgań. PWN Warszawa 1957 r.

[6] ZKMPW Gliwice: Dokumentacja techniczna G46-64A, G43-128 oraz Komunikat Nr 41.

РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ В ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВАХ ШАХТНЫХ ПОДЬЁМНЫХ МАШИН

Р е з ю м е

Новые конструкционные решения управляющих систем и деталей шахтных подъёмных машин ставят ряд специфических вопросов. В статье сделано анализ работы двух типов регуляторов давления. Мембранный регулятор давления имеет много преимуществ, как дешевизна и простота. В статье доказано, что нет практических возможностей его применения для дистанционного управления. Электропневматический регулятор давления даёт возможности дистанционного управления, но для стабильности его работы должны быть

исполнены относительно сложные зависимости. Эти затруднения увеличиваются при учёте сил трения, которых не принимается во внимание в статье.

THE PREASURE CONTROLLERS OF MINING WINDERS BRACKETS

S u m m a r y

The new designing soluction of control system and details of mining winders create a lot of specific problems. In the article the analysis of diaphragem and electropneumatic controllers of preasure, was made.

The diaphragem controller has a lot of advantages, like a low cost and simple construction. In the article it was showed that there is a lot of difficulties to use it for remote control. The electropneumatic controller of preasure, gives the possibilities of remote control, but for its working stability comparatively complicated dependencies must be kept. This difficulties will grow up when overlocked in the article forces of friction to be taken into consideration.