

NOŚNOŚĆ SPRĘŻYSTA STOJAKA HYDRAULICZNEGO

LECH T O M S K I (CZĘSTOCHOWA)

W pracy określono fizyczny i matematyczny model stojaka zmechanizowanej obudowy górniczej, uwzględniający długość i lokalną odkształcalność połączenia przewodnicowego ślizgowego oraz luzu technologiczne i eksploatacyjne tego połączenia. Przeprowadzono obliczenia numeryczne nośności sprężystej stojaka.

WSTĘP

W literaturze dotyczącej wytrzymałości stojaków hydraulicznych oraz siłowników hydraulicznych o podobnej budowie, lecz o innym przeznaczeniu, traktuje się je jako pręty lub belki z początkowym ugięciem o skokowo zmiennej sztywności na zginanie [1–3]. W pracach [4 i 5] przyjmuje się dalsze uproszczenia w postaci nieskończonej sztywności cylindra. W publikacji [6] podjęto próbę uwzględnienia obciążenia części siłownika na długości prowadzenia tłoczyska w cylindrze.

W praktyce realizuje się różne rozwiązania konstrukcyjne omawianych ustrojów [7], które nie mogą być ujęte w sposób ścisły w modelach obliczeniowych. Jakość takich nowych rozwiązań konstrukcyjnych weryfikowana jest głównie doświadczalnie.

W pracy [8] zaproponowano model stojaka w postaci pręta z przegubem sprężystym, ujmującym w przybliżeniu lokalne oddziaływanie jego elementów.

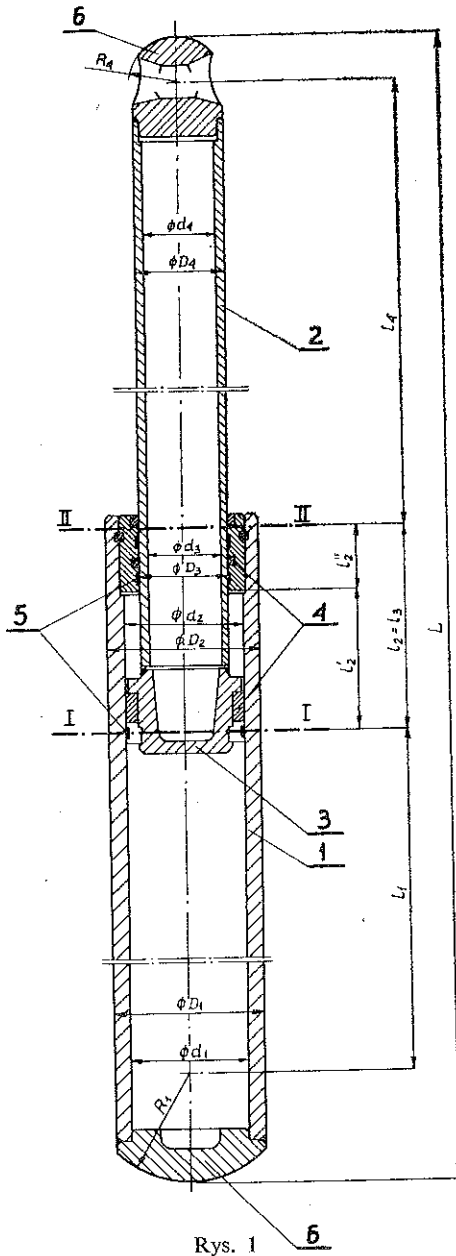
W literaturze naukowej można spotkać cały szereg rozwiązań zagadnień stateczności i nośności, drgań i innych zagadnień dotyczących prętów i belek o skokowo zmiennej sztywności na zginanie, otrzymanych metodami przybliżonymi [9–11] lub w sposób ścisły. W metodzie ścisłej [12] stosuje się na ogół podział pręta lub belki na odcinki, w których sztywność jest stała. Następnie po rozwiązaniu równania dla każdego odcinka, przy wybranych niewiadomych parametrach, wykorzystuje się warunki ciągłości na brzegach sąsiednich odcinków. Otrzymuje się układ równań, którego rozwiązaniem są poszukiwane niewiadome.

Należy podkreślić, [13] że niewiele prac odnosi się do przypadków wzajemnych oddziaływań elementów rozważanych układów.

W niniejszej pracy określono fizyczny i matematyczny model hydraulicznego stojaka zmechanizowanej obudowy górniczej, uwzględniający w sposób możliwie pełny cechy ustroju rzeczywistego. Ujęto wpływ oddziaływania pomiędzy elementami stojaka, długość przekrywania się cylindra i tłoczyska oraz luzów technologicznych i eksploatacyjnych na nośność sprężystą stojaka.

1. MODEL

Zasadniczymi elementami stojaka hydraulicznego* (rys. 1) jest cylinder (1), rurowe tłoczysko (2) zakończone tłokiem (3). Tłok i tłoczysko są uszczelnione (4) i prowadzone ślizgowo (5) w cylindrze. Stojaki osadzone są w obudowie zmechanizowanej za pomocą przegubów kulistych (6).



Rys. 1

Dla pokładów wysokich tłoczysko może być przedłużone odrębnym elementem zwanym «przedłużaczem». Takich stojaków nie rozpatrujemy w niniejszej pracy.

Budując model fizyczny stojaka, rozpatrujemy właściwości charakteryzujące istotę współpracy pomiędzy poszczególnymi jego elementami i całego układu z obudową oraz oddziaływanie na niego medium. Prowadzi to do wyróżnienia następujących cech: 1) w połączeniu przewodnicowym ślizgowym występują luzy wynikające z technologii wykonania oraz ciśnienia medium w cylindrze, co powoduje początkowe ugięcie (rys. 4); 2) dla ugiętej postaci układu po początkowym przemieszczeniu elementów w granicach luzu następuje oddziaływanie cylindra z tłokiem i tłoczyskiem przez części połączenia przewodnicowego.

Względy konstrukcyjne oraz niewielki wpływ niektórych czynników uzasadniają pominięcie następujących sił: 1) sił tarcia pomiędzy uszczelnieniami i prowadzeniem ślizgowym a elementami stojaka; 2) sił ciężkości stojaka; 3) oddziaływania uszczelnień na stojak.

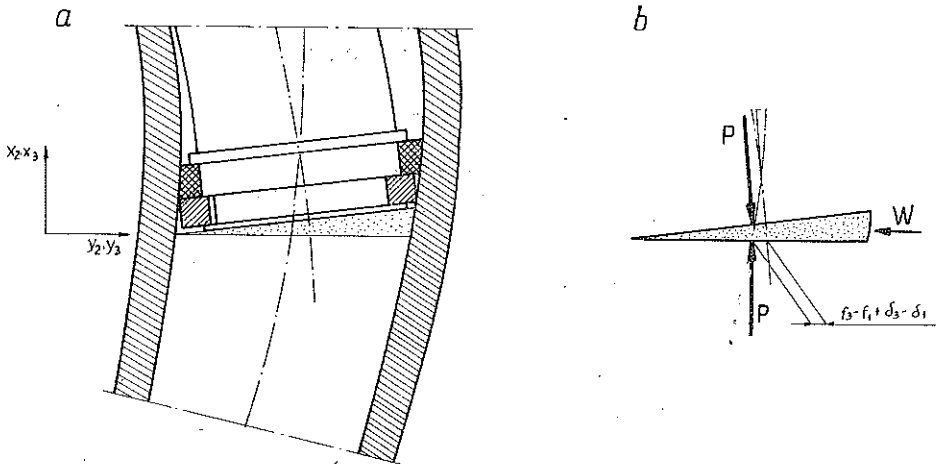
W rozpatrywanych stojakach obudowy zmechanizowanej pomija się także wpływ sił tarcia w zakończeniach kulistych cylindra i tłoczyska. Prowadzi to do przegubowego podparcia stojaka przy jego długości wybocheniowej $l = L - (R_1 - R_4)$, gdzie L jest całkowitą długością stojaka, a R_1 i R_4 są promieniami kulistych zakończeń cylindra i tłoczyska (rys. 1).

* Konstrukcję przedstawionego stojaka przyjęto na podstawie dostępnych katalogów wydanych przez producentów krajowych i zagranicznych.

W stojakach pojedynczych wpływ tarcia w miejscach zamocowania staje się istotny. Takie przypadki podparcia analizowano w pracy [2].

Model matematyczny stojaka budujemy opierając się na teorii drugiego rzędu małych odkształceń dla podłużnie zginanych prostych prętów o skokowo zmiennych przekrojach poprzecznych [14].

W pierwszej kolejności rozpatrujemy obciążenie elementów stojaka. Siły ciśnienia, działające na wewnętrzną powierzchnię ugiętego cylindra, zamieniają się równoważnie na siłę podłużną P (por. Dodatek). W obszarze zakończenia tłoka w cylindrze w wy-



Rys. 2

niku początkowego ugięcia i przemieszczeń wywołanych oddziaływaniami stykowymi elementów stojaka następuje względne przesunięcie osi cylindra i tłoczyska oraz wzajemne odchylenie stycznych do ich odkształconych osi (rys. 2a). Konsekwencją tego jest pojawienie się w układzie siły W i momentu M (rys. 2b i 4) odpowiednio równych:

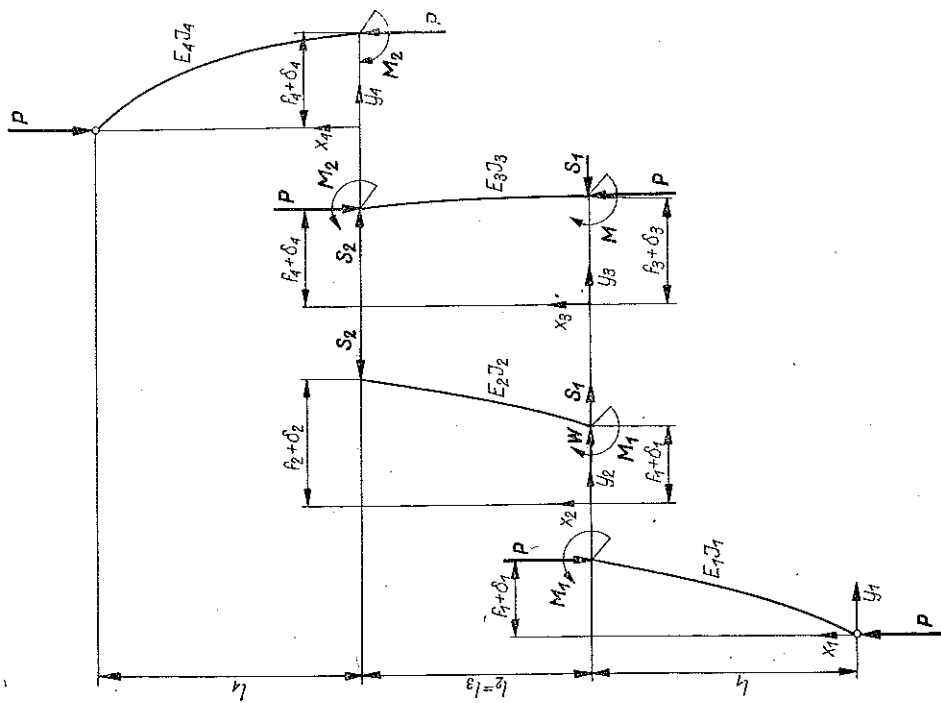
$$(1.1) \quad \begin{aligned} W &= -P\alpha_{c3}, \\ M &= P(f_3 - f_1 + \delta_3 - \delta_1). \end{aligned}$$

Wzajemne oddziaływanie elementów stojaka w przedstawionym ujęciu globalnym sprowadzamy [15] w dwóch przekrojach I—I i II—II do więzów sprężystych, obciążonych skupionymi siłami wypadkowymi S_1 i S_2 (rys. 1). Przyjmujemy, że ich charakterystyka jest odcinkami liniową (rys. 3) i opisana wzorami

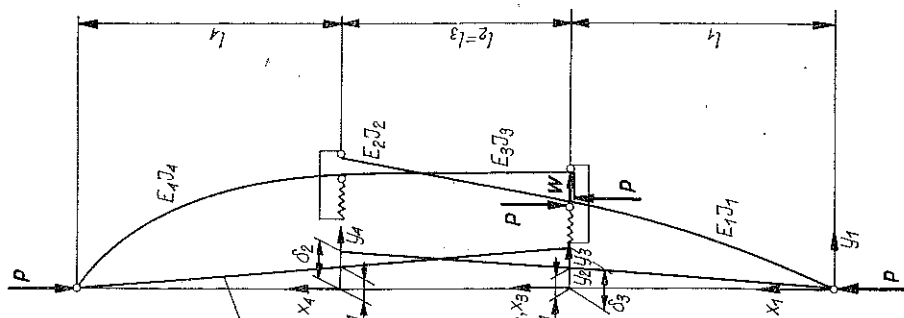
$$(1.2) \quad S_i = u_i C_{1i} + (C_{2i} - C_{1i}) H_i - u_{0i} (C_{2i} - C_{1i}) H_i, \quad i = 1, 2, \dots,$$

gdzie

$$\begin{aligned} u_1 &= f_3 - f_1, \\ u_2 &= f_2 - f_4, \\ H_i &= H_i(u_i - u_{0i}) = \begin{cases} 0, & \text{jeżeli } u_i \leq u_{0i}, \\ 1, & \text{jeżeli } u_i > u_{0i}. \end{cases} \end{aligned}$$

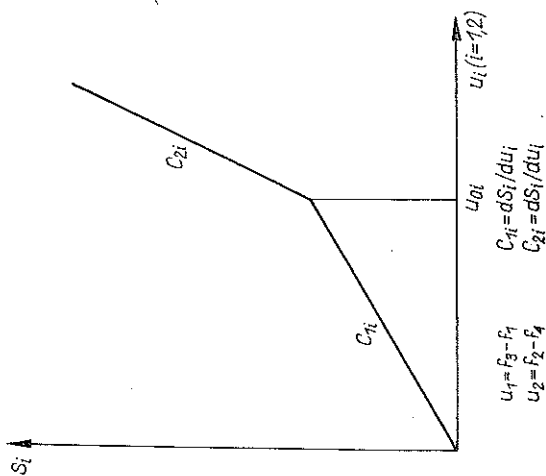


Rys. 5



Rys. 4

Początkowe ugięcia $y_{pi}(x)$



R. ys. 3

Zbudujemy fizyczny model stojaka (rys. 4), uwzględniając: 1) wyróżnione cechy układu rzeczywistego, 2) uproszczenia wynikające z pominięcia wpływów wcześniej wymienionych czynników, 3) założenia teorii drugiego rzędu małych odkształceń oraz 4) oddziaływania ośrodka.

Rozdzielimy przekrojami myślowymi tłoczysko, cylinder oraz ich części na długości połączenia przewodnicowego (rys. 5). Siły poprzeczne S_1 i S_2 są siłami oddziaływania elementów stojaka. Moment gnący M , siły podłużne P oraz siła poprzeczna W są siłami wynikającymi z oddziaływania ośrodka na stojak. Przyjmując oznaczenia, podane na rysunkach 4 i 5, z równań równowagi obliczamy siły S_1 i S_2 :

$$(1.3) \quad S_1 = P [\alpha_{c3} + (f_1 + \delta_1)/l_2], \quad S_2 = P(f_1 + \delta_1)/l_2,$$

gdzie $\alpha_{c3} = y'_{c3}(0)$.

2. PODŁUŻNE ZGINANIE

Część pręta modelującego połączenie przewodnicowe ma dwie różne sztywności na zginanie przekroju poprzecznego. Wynika to z konstrukcji tego połączenia. W podanym tu przykładowym rozwiązaniu konstrukcyjnym tego węzła (rys. 1) na długości l_2 przyjmujemy sztywność obliczoną następująco [16]:

$$E_2 J_2 = \frac{E_2' J_2' l_1' + E_2'' J_2'' l_2''}{l_2},$$

gdzie $E_2' J_2'$ i $E_2'' J_2'' l_2''$ oznaczają odpowiednie sztywności na zginanie oraz długości cylindra i cylindra łącznie z tuleją ślizgową (rys. 1).

Inne rozwiązania konstrukcyjne [7], w których np. nie ma tulei ślizgowej, a cylinder ma zwiększoną średnicę zewnętrzną na odcinku połączenia przewodnicowego, także mogą być ujęte w programach obliczeń wytrzymałościowych stosowanych w niniejszej pracy.

Analogicznie wyznaczamy sztywność zastępczą tłoczyska na długości l_3 , wynikającą z różnych sztywności rury tłoczyska i tłoka.

Linie ugięcia poszczególnych części stojaka opisane są układem jednorodnych następujących równań różniczkowych:

$$(2.1) \quad \begin{aligned} E_i J_i \frac{d^4 y_i(x_i)}{dx_i^4} + P \frac{d^2 y_i(x_i)}{dx_i^2} & \quad \text{dla } i=1, 3, 4, \quad x \in \langle 0, l_i \rangle, \\ E_2 J_2 \frac{d^4 y_2(x_2)}{dx_2^4} = 0 & \quad \text{dla } x \in \langle 0, l_2 \rangle. \end{aligned}$$

Całkami ogólnymi tych równań są funkcje

$$(2.2) \quad \begin{aligned} y_1(x_1) &= A_{i1} + A_{i2} x_i + A_{i3} \sin k_i x_i + A_{i4} \cos k_i x_i, \\ y_2(x_2) &= \sum_{j=1}^4 A_{2,j} x_2^{j-1}, \end{aligned}$$

gdzie $E_i J_i l_i$ odpowiada sztywności zginania i długości poszczególnych odcinków cylindra i tłoczyska, $k_i = \sqrt{P/E_i J_i}$.

Przemieszczenia i momenty gnące na brzegach każdego odcinka stojaka (rys. 5), wyrażone jako funkcje niewiadomych parametrów f_1, f_2, f_3, f_4 , wynoszą:

dla części cylindra obciążonego ciśnieniem wewnętrznym

$$(2.3)_1 \quad y_1(0)=0, \quad y_1'(0)=0, \quad y_1(l_1)=f_1, \quad y_1'(l_1)=-k_1^2(f_1+\delta_1);$$

dla części cylindra w połączeniu przewodnicowym ślizgowym

$$(2.3)_2 \quad y_2(0)=f_1, \quad y_2''(0)=-k_2^2(f_1+\delta_1), \quad y_2(l_2)=f_2, \quad y_2''(l_2)=0;$$

dla części tłoczyska i tłoka w połączeniu

$$(2.3)_3 \quad y_3(0)=f_3, \quad y_3''(0)=-k_3^2(f_3-f_1+\delta_3-\delta_1), \quad y_3(l_2)=f_4, \\ y_3''(l_2)=-k_3^2(f_4+\delta_4);$$

dla tłoczyska poza połączeniem przewodnicowym

$$(2.3)_4 \quad y_4(0)=f_4, \quad y_4''(0)=-k_4^2(f_4+\delta_4), \quad y_4(l_4)=0, \quad y_4''(l_4)=0.$$

Po uwzględnieniu warunków brzegowych (2.3) w rozwiązaniach ogólnych (2.2) otrzymamy następujące rzędne całkowitej linii ugięcia poszczególnych części stojaka:

$$(2.4) \quad y_{c1}(x_1) = (f_1 + \delta_1) \frac{\sin k_1 x_1}{\sin k_1 l_1}, \\ y_{c2}(x_2) = f_1 + \left[\frac{f_2 - f_1}{l_2} + \frac{1}{3} k_2^2 l_2 (f_1 + \delta_1) \right] x_2 - \frac{k_2^2}{2} (f_1 + \delta_1) x_2^2 + \\ + \frac{k_2^2}{6} \frac{f_1 + \delta_1}{l_2} x_2^3 + \frac{\delta_1}{l_1} (l_1 + x_2), \\ y_{c3}(x_3) = (f_1 + \delta_1) \frac{l_2 - x_3}{l_2} + \left[\frac{f_4 + \delta_4}{\sin k_3 l_2} - \left(f_3 - f_1 + \delta_4 \left(1 + \frac{l_2}{l_4} \right) - \delta_1 \right) \times \right. \\ \left. \times \operatorname{ctg} k_3 l_2 \right] \sin k_3 x_3 + \left[f_3 - f_1 + \delta_4 \left(1 + \frac{l_2}{l_4} \right) - \delta_1 \right] \cos k_3 x_3, \\ y_{c4}(x_4) = (f_4 + \delta_4) \cos k_4 x_4 - (f_4 + \delta_4) \operatorname{ctg} k_4 l_4 \sin k_4 x_4.$$

Ugięcie całkowite $y_{ci}(x_i)$ jest sumą ugięcia początkowego $y_{pi}(x_i)$ i ugięcia $y_i(x_i)$ wywołanego obciążeniem zewnętrznym.

Funkcje (2.4) zawierają cztery niewiadome wielkości f_1, f_2, f_3, f_4 . Własności geometryczne układu narzucają dwa warunki równości kątów ugięcia:

$$(2.5) \quad y'_{c1}(l_1) = y'_{c2}(0), \\ y'_{c3}(l_2) = y'_{c4}(0).$$

Pozostałe dwa równania otrzymamy z porównania prawych stron wzorów (1.2) i (1.3). Uwzględniając, że $\alpha_{c3} = y'_{c1}(0)$, otrzymamy

$$(2.6) \quad \begin{aligned} P[y'_{c3}(0) + (f_1 + \delta_1)l_2] &= (f_3 - f_1)[C_{11} + (C_{21} - C_{11})H_1] - u_{01}(C_{21} - C_{11})H_1, \\ P(f_1 + \delta_1)l_2 &= (f_2 - f_4)[C_{12} + (C_{22} - C_{12})H_2] - u_{02}(C_{21} - C_{11})H_1. \end{aligned}$$

Dla wyznaczenia niewiadomych f_1, f_2, f_3, f_4 otrzymamy następujący układ równań liniowych:

$$(2.7) \quad [K]\{f\} = [B]\{\delta\} + \{g\},$$

gdzie macierze i wektory tego układu określone są następująco:

$$[K] =$$

$$= \begin{bmatrix} k_1 \operatorname{ctg} k_1 l_1 + \frac{1}{l_2} - \frac{1}{3} k_2^2 l_2, & -\frac{1}{l_2}, & 0, & 0 \\ -\frac{1}{l_2} + \frac{k_3}{\sin k_3 l_2}, & 0, & -\frac{k_3}{\sin k_3 l_2}, & k_3 \operatorname{ctg} k_3 l_2 + k_4 \operatorname{ctg} k_4 l_4 \\ -(1 + P \cdot B_1 k_3 \operatorname{ctg} k_3 l_2), & 0, & 1 + P B_1 k_3 \operatorname{ctg} k_3 l_2, & -P B_1 \frac{k_3}{\sin k_3 l_2} \\ -P B_2 \frac{1}{l_2}, & 1, & 0, & -1 \end{bmatrix},$$

przy czym $B_i = [C_{11} + (C_{21} - C_{11})H_1]^{-1}$, $i = 1, 2$

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{1}{l_1} + \frac{1}{3} k_2^2 l_2 - k_1 \operatorname{ctg} k_1 l_1, & 0 \\ \frac{1}{l_2} - \frac{k_3}{\sin k_3 l_2}, & \left(1 + \frac{l_2}{l_4}\right) \frac{k_3}{\sin k_3 l_2} - (k_3 \operatorname{ctg} k_3 l_2 + k_4 \operatorname{ctg} k_4 l_4) \\ P B_1 k_3 \operatorname{ctg} k_3 l_2, & P B_1 k_3 \left[\frac{1}{\sin k_3 l_2} - \left(1 + \frac{l_2}{l_4}\right) \operatorname{ctg} k_3 l_2 \right] \\ \frac{P}{l_2} B_2, & 0 \end{bmatrix},$$

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{Bmatrix}, \quad \{\delta\} = \begin{Bmatrix} \delta_1 \\ \delta_4 \end{Bmatrix}, \quad \{g\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ u_{01} B_1 (C_{21} - C_{11}) H_1 \\ -u_{02} B_2 (C_{22} - C_{12}) H_2 \end{Bmatrix}.$$

Po rozwiązaniu układu (2.7) i podstawieniu do wzorów (2.4) możemy obliczyć momenty gnące w dowolnym przekroju stojaka.

3. NOŚNOŚĆ SPRĘŻYSTA

Z kolei określimy nośność sprężystą [17] stojaka, tj. obciążenie wywołujące pierwsze odkształcenia plastyczne w którymkolwiek punkcie cylindra lub tłoczyska.

Ograniczamy się do małych ugięć, pomijamy więc wpływ krzywizny cylindra (od podłużnego zginania) ma rozkład naprężeń od ciśnienia ośrodka. Stan naprężenia w cylindrze obliczamy jako superpozycję stanów wywołanych ciśnieniem ośrodka na osi prostoliniowej i momentem gnącym. Pomijamy wpływ sił poprzecznych. Rozważamy stojak hydrauliczny (rys. 1), którego cylinder może być modelowany grubościenną rurą o stałej grubości, poddaną na wewnętrznej powierzchni osiowo symetrycznemu obciążeniu ciągłemu:

$$\begin{aligned} P_1(x) &= p & \text{dla } x \in \langle 0, l_1 \rangle, \\ P_2(x) &= 0 & \text{dla } x \in \langle 0, l_2 \rangle. \end{aligned}$$

Stan naprężenia w takiej rurze wyznaczamy na podstawie prac [18 i 19].

Moment gnący w dowolnym przekroju jest uzależniony od początkowego ugięcia stojaka. A to z kolei przy ustalonych wymiarach stojaka jest funkcją całkowitego luzu w połączeniu przewodnicowym. Ten luz jest sumą technologicznego (ustalonego z góry) i luzu wynikającego z przemieszczenia promieniowego wewnętrznej powierzchni cylindra, który jest funkcją ciśnienia medium.

Mając określony luz całkowity w przekrojach I—I i II—II (rys. 1), obliczamy (z zależności geometrycznych ustroju) początkowe ugięcie stojaka $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ [20].

Nośność sprężystą stojaka określamy z warunku

$$\sup \sigma_T(x) \wedge (\sup \sigma_{cw}(x) \vee \sup \sigma_{cz}(x)) \leq R_e,$$

gdzie $\sigma_T(x)$ oznacza funkcję rozkładu naprężeń na zewnętrznej powierzchni tłoczyska, a $\sigma_{cw}(x)$ i $\sigma_{cz}(x)$ oznaczają naprężenia zastępcze odpowiednio na wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni cylindra. Oprzemy się przy tym na hipotezie energii odkształcenia postaciowego.

4. PRZYKŁADY LICZBOWE

W celu wyznaczenia nośności sprężystej stojaka jak też innej interesującej nas wielkości (np. sił oddziaływania S_1 i S_2 , ugięcia całkowitego itp.) ułożono program w języku FALA na maszynie EMC Odra 1013. Wyniki obliczeń numerycznych w głównej mierze mają zilustrować przyjęty model i częściowo określić wpływ wielkości geometrycznych na nośność sprężystą stojaka. Pierwszą część obliczeń odносimy do stojaka o ustalonych wymiarach poprzecznych oraz stałej długości całkowitej. Badamy tu wpływ długości połączenia przewodnicowego l_2 , luzów technologicznych ρ_{1i} oraz charakterystyk więzów sprężystych C_{1i} i C_{2i} na nośność sprężystą P_0 i siły oddziaływania elementów stojaka S_1 i S_2 . Określamy także rozkład maksymalnych naprężeń zastępczych wzdłuż wysokości stojaka. Druga część obliczeń dotyczy wpływu długości przekrycia cylindra i tłoczyska oraz wymiarów poprzecznych elementów stojaka na wartość sił P_0 oraz S_1 i S_2 .

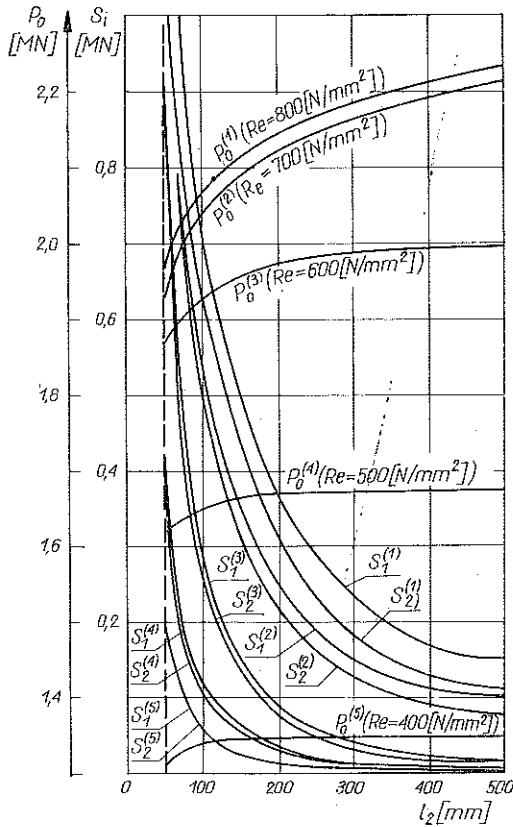
Obliczenia zasadnicze przeprowadzamy dla następujących podstawowych danych:

1. Średnice zewnętrzne i wewnętrzne poszczególnych części stojaka (rys. 1 i 4): $D_1 = D_2 = 200$ [mm], $d_1 = d_2 = 170$ [mm], $D_3 = D_4 = 158$ [mm], $d_3 = d_4 = 134$ [mm].
2. Moduł sprężystości podłużnej: $E_i = 2,1 \cdot 10^5$ [N/mm²], $i = 1, \dots, 4$.
3. $u_{0i} = 0,3$ [mm]

Pozostałe dane zamieszczono w tablicy 1.

Tablica 1

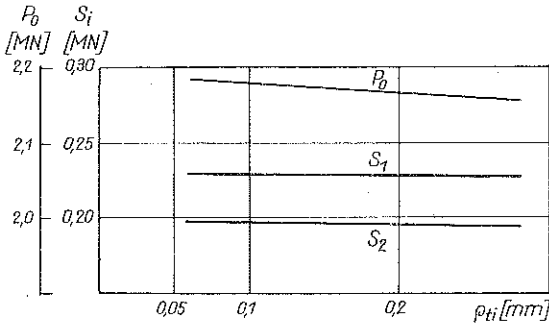
Przykład	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_4 [mm]	Łuz technologiczny [mm]	C_{i1} $\left[\frac{N}{mm} \right]$	C_{i2} $\left[\frac{N}{mm} \right]$
I (rys. 6)	1400- $l_2/2$	zmiennie	2600- $l_2/2$	0,06	10^∞	10^∞
II (rys. 7)	1250	300	2450	zmienny	10^∞	10^∞
III (rys. 8)	1250	300	2450	0,06	10^5	zmiennie



Rys. 6

Wyniki obliczeń odnoszące się do wpływu długości połączenia przewodnicowego na nośność sprężystą P_0 i siły oddziaływania elementów stojaka przedstawiona rysunku 6.

Dla stojaków, w których o nośności sprężystej decyduje tłoczysko ($Re=800$ i 700 $[N/mm^2]$), w badanym przedziale zmian długości połączenia przewodnicowego l_2 następuje wzrost nośności sprężystej ($P_0^{(1)}, P_0^{(2)}$) oraz znaczny spadek sił S_1 i S_2 . Gdy o nośności decyduje cylinder (dla $Re=600, 500$ i 400 $[N/mm^2]$), zmiany P_0

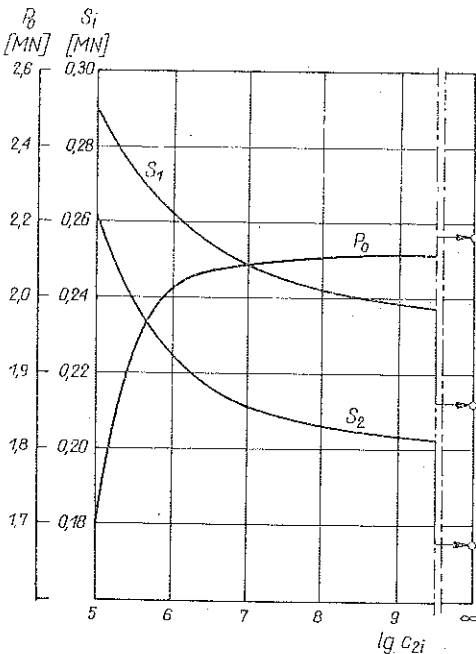


Rys. 7

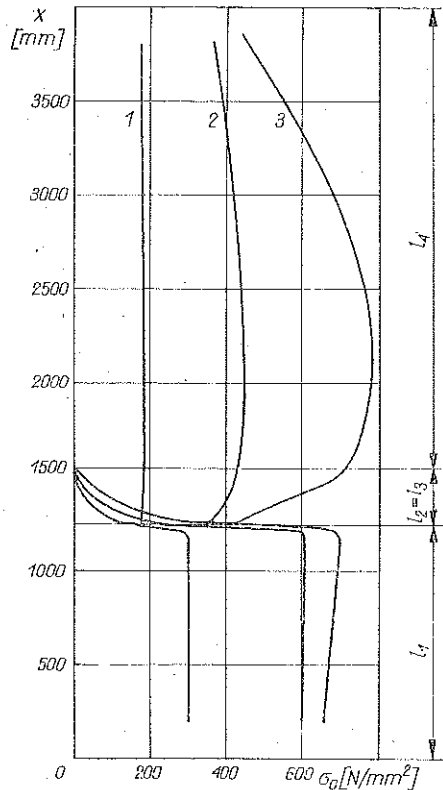
są minimalne; natomiast istotne znaczenie mają S_1 i S_2 .

Na rys. 7 podano wykresy P_0, S_1 i S_2 jako funkcji luzu technologicznego w połączeniu przewodnicowym ρ_{i1} . Przyjęty zakres wartości ρ_{i1} odpowiada rzeczywistym warunkom wykonania i eksploatacji stojaków. Wielkość technologicznego luzu nie ma znaczącego wpływu na nośność sprężystą P_0 oraz siły S_1 i S_2 .

Wykresy przedstawione na rysunku 8 dotyczą wpływu sztywności więzów sprężystych C_{2i} na P_0 oraz S_1 i S_2 . Obliczenia przeprowadzono dla sztywności $L_{2i} \in (10^5, \infty)$ przy ustalonej sztywności c_{1i} . Wpływ sztywności c_{1i} jest niewielki i odpowiada w przybliżeniu wpływowi luzu technologicznego (przy $u_{oi} = \rho_{i1}$).



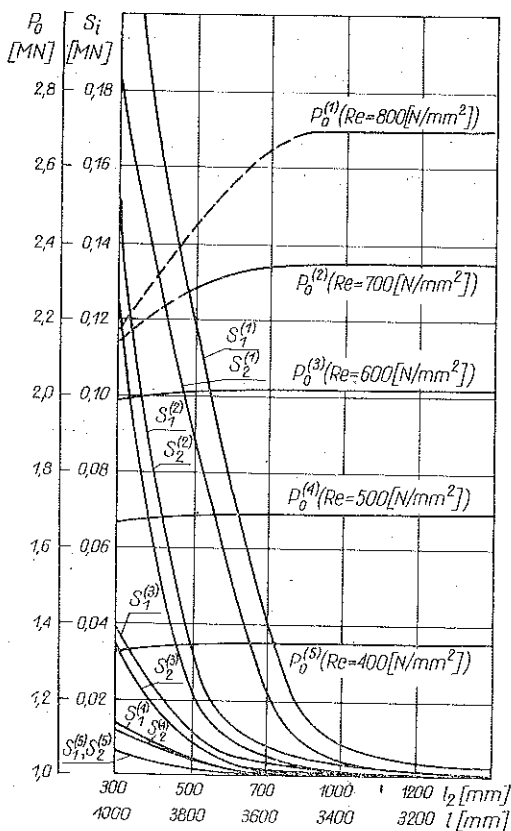
Rys. 8



Rys. 9

Rzeczywistą wartość C_{21} dla ustalonej konstrukcji stojaka możemy otrzymać z lokalnych rozwiązań oddziaływania jego elementów [15]. Nośność sprężysta stojaka P_0 oraz siły oddziaływania S_1 i S_2 wykazują znaczne zmiany w zależności od sztywności więzów sprężystych C_{21} .

Na rys. 9 podano rozkład maksymalnych naprężeń zastępczych σ_0 dla sił $P = 1,0; 2,0$ i $2,18$ [MN], co odpowiada 45,6; 92,2 i 99,8% wartości nośności sprężystej. Z przedstawionych wykresów wynika, że można tak projektować stojak, aby w stanie krytycznym wyętnienie tłoczyska było znacznie większe niż cylindra. Zniszczenie układu nastąpi w tym przypadku na skutek uszkodzenia tłoczyska.



Rys. 10

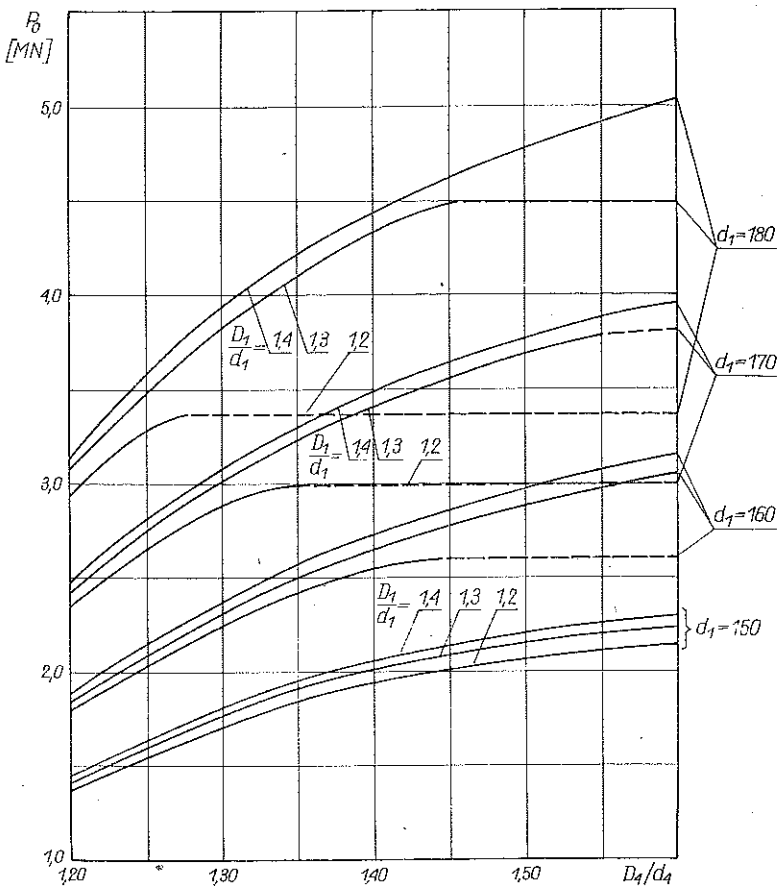
Wyniki obliczeń wpływu długości wsunięcia tłoczyska w cylinder na nośność P_0 i siły oddziaływania S_1 i S_2 przy różnych wartościach granic plastyczności materiału Re — przedstawiono na rys. 10. Gdy o nośności sprężystej stojaka decyduje cylinder zmiany jej są proporcjonalne do granicy plastyczności i niewielkie w zależności od długości przekrycia cylindra i tłoczyska (l_2). W przypadku ograniczenia nośności przez wyętnienie tłoczyska (linie przerywane na rys. 7) nośność wzrasta wraz ze zwiększeniem długości l_2 (dane do obliczeń zamieszczono w tabelicy 2, przykład 4).

Tablica 2

Przy- kład	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_4 [mm]	Re [N/mm ²]	$D_1=D_2$ [mm]	$d_1=d_2$ [mm]	$D_3=D_4$ [mm]	$d_3=d_4$ [mm]
IV (rys. 10)	zmiennie	zmiennie	zmiennie	zmiennie	200	170	158	134
V (rys. 11)	1250	300	2450	80	zmiennie	zmiennie	zmiennie	zmiennie

$$E_t = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2, \quad (C_{1i})^{-1} = (C_{2i})^{-1} = 0, \quad \rho_{ti} = 0,06 \text{ mm}, \quad u_{0i} = 0,3 \text{ mm}$$

Na rys. 11 podano wyniki nośności stojaka w zależności od wymiarów poprzecznych cylindra i tłoczyska. Obliczenia wykonano dla wartości średnic wewnętrznych cylindra d_1 równych 150, 160, 170 i 180 [mm] oraz dla ilorazów D_1/d_1 wynoszących 1,2; 1,3 i 1,4. Średnicę zewnętrzną tłoczyska przyjęto: $D_4 = (d_1 - 12)$ [mm]. Pozostałe dane zamieszczono w tablicy 2 (przykład V).



Rys. 11

Jeżeli o maksymalnym wyężeniu stojaka decyduje tłoczek (linie ciągłe, rys. 11), to zmiana jego sztywności zginania pociąga za sobą odpowiednie zmiany nośności. W przypadku gdy nośność stojaka ogranicza cylinder (linie przerywane, rys. 11), nośność jego prawie ulega stabilizacji.

UWAGI KOŃCOWE

Przedstawiony w niniejszej pracy model stojaka hydraulicznego pozwala na uwzględnienie w obliczeniach wytrzymałościowych następujących wielkości charakteryzujących rzeczywisty ustrój: 1) długości połączenia przewodnicowego ślizgowego, 2) stykową odkształcalność połączenia oraz 3) luzy technologiczne i eksploatacyjne.

Nośność sprężysta stojaka zależy w różnym stopniu od tych wielkości. Luzy techniczne dopuszczalne wpływają bezpośrednio w sposób nieznaczny, natomiast długość i sztywność połączenia cylindra i tłoczyska decyduje istotnie o nośności.

Przedstawiony model określa także siły oddziaływania elementów połączenia przewodnicowego ślizgowego, które muszą być uwzględnione w projektowaniu elementów tego połączenia.

Obok zasadniczych obliczeń numerycznych ilustrujących cechy przyjętego modelu zamieszczono wyniki obliczeń przeprowadzone dla różnych: 1) wartości granicy plastyczności materiału cylindra i tłoczyska, 2) długości całkowitych stojaka oraz 3) zależności między sztywnością na zginanie cylindra i tłoczyska. Wyniki obliczeń wskazują na możliwość optymalizacji konstrukcji stojaków. Problem ten jednakże przekracza ramy niniejszej pracy i będzie tematem odrębnej publikacji.

DODATEK

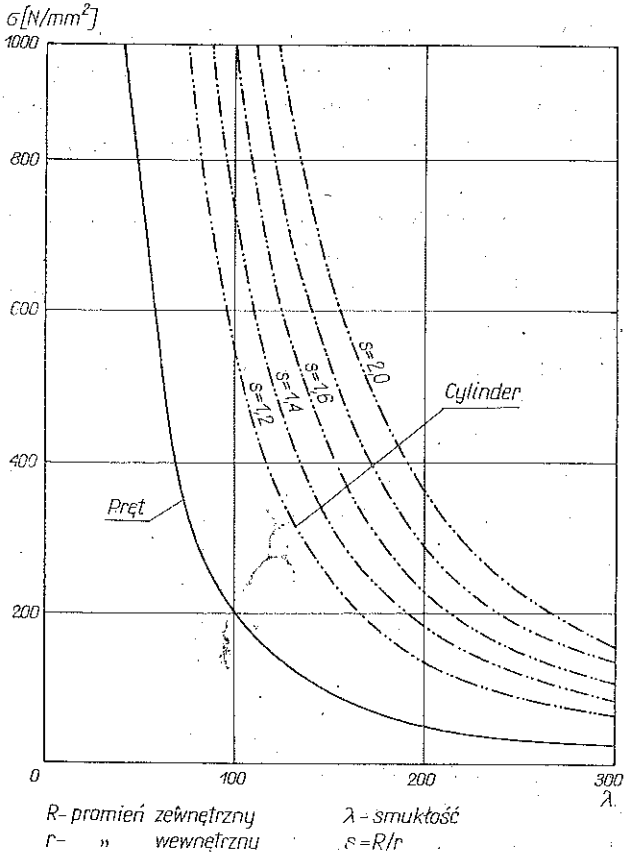
W ujęciu Eulera wyboczenie grubościennego cylindra zakończonego tlokiem, na który działa siła osiowa, wywołująca ciśnienie cieczy, jest równoważna wyboczeniu pręta obciążonego siłą podłużną [21]. Przy jednakowych sztywnościach, sposobach podparcia i siłach osiowych w cylindrze i pręcie — materiał cylindra będzie jednak bardziej wyężony (rys. D1). Porównamy zatem zachowanie się cylindra i pręta w stanie pokrytycznym. Określimy także dla cylindra dokładność teorii opartej na przybliżonym równaniu linii ugięcia z dokładnością uzyskaną na podstawie teorii wychodzącej z równania ścisłego. Rozpatrzmy cylinder podparty przegubowo.

Zgodnie z [22] wyodrębniony element medium ograniczony na linii środkowej długością łuku ds , oddziałuje na cylinder siłą $Pd\varphi$ (rys. D2). Wielkość $Pd\varphi$ możemy zastąpić obciążeniem ciągłym $q_1(\xi)$ i $q_2(\eta)$ w sposób następujący:

$$(D.1) \quad \begin{aligned} q_1(\xi) d\xi &= P \cos \varphi d\varphi, \\ q_2(\eta) d\eta &= P \sin \varphi d\varphi. \end{aligned}$$

Moment gnący w przekroju B (rys. D2) wynosi

$$(D.2) \quad M(x) = P(1 - \cos \varphi_0) y + P \sin \varphi_0 x + \int_0^x P \frac{d\varphi}{ds} (x - \xi) d\xi + \\ + \int_0^x P \frac{d\eta}{d\xi} \frac{d\varphi}{ds} (y - \eta) d\xi.$$



Rys. D1

Po zróżniczkowaniu funkcji (D.2) względem zmiennej x i uwzględnieniu ścisłego równania różniczkowego linii ugięcia otrzymamy:

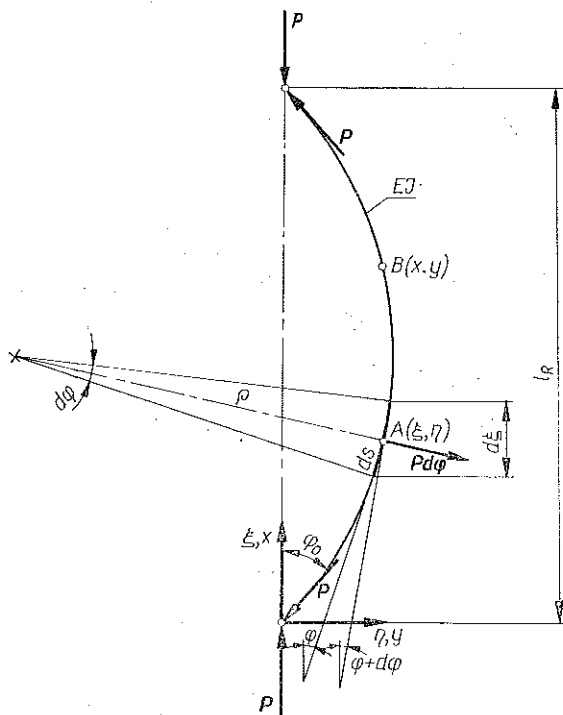
$$(D.3) \quad \frac{d}{dx} \left(\frac{d\varphi}{ds} \right) = - \frac{P}{EJ} \frac{dy}{dx}$$

Po scałkowaniu równania (D.3) przy warunku brzegowym $M(0) = 0$ równanie różniczkowe linii ugięcia cylindra przyjmie postać

$$(D.4) \quad \frac{y''}{(1 + y'^2)^{3/2}} = - \frac{Py}{EJ}$$

Jak widzimy jest to ściśle równanie różniczkowe linii ugięcia pręta o stałej sztywności na zginanie EJ , podpartego przegubowo, obciążonego siłą osiową P [23]. Dlatego dla cylindra, analogicznie jak dla pręta [23] możemy w teorii małych ugięć przyjąć przybliżone równanie różniczkowe

$$(D.5) \quad EJ \frac{d^2 y(x)}{dx^2} + Py(x) = 0.$$

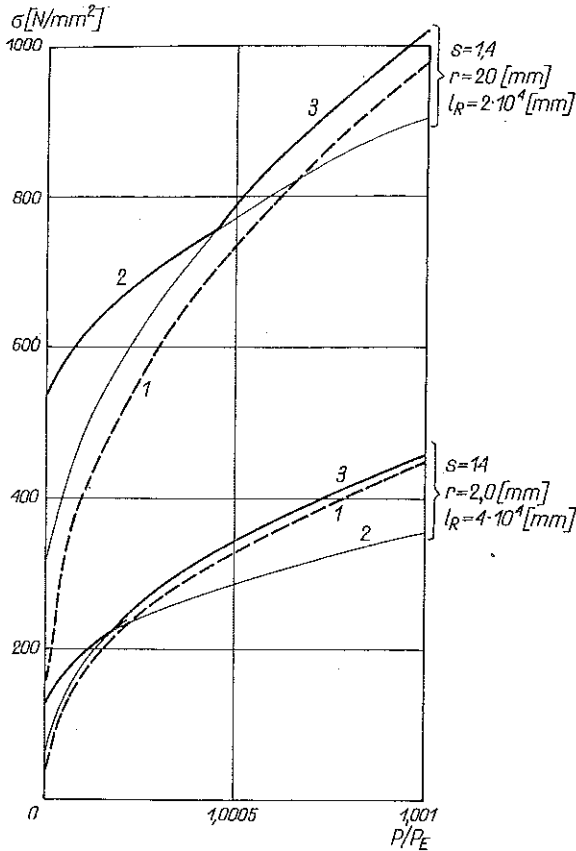


Rys. D2

W zagadnieniach stateczności i podłużnego zginania siłowników, będziemy cylinder traktować jako pręt obciążony siłą osiową P , przyjmując przy tożsamych kinematycznych warunkach brzegowych równoważną z (D.5) postać równania różniczkowego

$$(D.6) \quad EJ \frac{d^4 y(x)}{dx^4} + P \frac{d^2 y(x)}{dx^2} = 0.$$

Wykorzystując wzory na wartości maksymalnej rzędnej ugiętego cylindra i pręta [23], określimy naprężenia pod obciążeniem P , przewyższającym wartości siły krytycznej P_E . Porównawcze obliczenia przeprowadzamy dla wybranych danych (rys. D3). Można zauważyć, że w stanie pokrytycznym następuje wyrównanie gradientu naprężeń na zewnętrznej ścianie cylindra i odpowiadającego mu pręta, mimo że dla obciążeń do wartości siły krytycznej wyężenie cylindra jest dużo większe niż pręta. Fakt ten można również wykorzystać w projektowaniu siłowników hydraulicznych.



Rys. D3

1. Maksymalne naprężenie zredukowane w przęciu; 2. Maksymalne naprężenie zredukowane na wewnętrznej powierzchni cylindra; 3. Maksymalne naprężenie zredukowane na zewnętrznej powierzchni cylindra

LITERATURA CYTOWANA W TEKŚCIE

1. H. G. PÜHL, *Zur statischen Berechnung und prüfung nachgiebiger Grubenstempel*, Glückauf, Forschungshefte 34, H 6, 237–244, 1973.
2. В. Н. Хорин, С. В. Мамонтов, И. Л. Тейхман, *Вопросы расчёта и надёжности шахтных гидравлических крепей*, Изд. Наука, Москва 1970.
3. W. SIKORA, W. KONOPA, *Indywidualny stojak hydrauliczny jako dwustopniowy przęt poddany ścisłkaniu i podłużno-poprzecznemu zginaniu*, Praca GIG nr 599, Katowice 1–19, 1973.
4. W. SCHURIG, *Berechnung der Tragfähigkeit gelenkig gelagerter hydraulischer Arbeitszylinder*, Techn. Informationsdienst ORSTA Hydraulik Heft, 1, 414–419, 1969.
5. A. KULESZA, W. ZIÓŁKOWSKI, *O sposobach obliczania charakterystyki siłownika hydraulicznego prostego*, Prace nauk. PW, Mechanika 22, 149–169, 1973.
6. A. KULESZA, *Obliczanie nośności siłowników*, Przegl. Mech., 4, 113–117, 1976.
7. *Katalog, Hemscheidt Longwall Support Systems Hermann Hemscheidt*, Maschinenfabrik, Wuppertal Western Germany.
8. T. OPOLSKI, R. PARKITNY, L. TOMSKI, *Wyboczenie stojaka hydraulicznego jako zagadnienie przęta z przegubem sprężystym*, Mech. i Autom. Górnictwo 8/69, 6–7, 1974.

9. S. ARCHER, *Consistent matrix formulations for structural analysis using finite element techniques*, AIAA Journal, 3, 10, 1910–1918, 1965.
10. M. BLUMENFELD, C. VOICU, H. GHEORGHIU, *Le calcul par approximations successives de la force critique de flambement des poutres droites par la méthode des trois inconnues*, ZAMM 51, T 39-T 43, 1971.
11. H. B. HARRISON, *Post-buckling analysis of non-uniform elastic columns*, Inter. J. for Numerical Methods in Engineering, 7, 195–210, 1973.
12. A. N. KOUNADIS, *Beam-columns of varying gross section under lateral harmonic loads*, Ingenieur Archiv, 44, 1, 43–51, 1975.
13. TSAI-CHEN SOONG, *Column supported by side-beams*, J. of the Engineering Mechanics Division, EM 6, 1217–1226, 1973.
14. V. BREZINA, *Stateczność prętów konstrukcji metalowych*, Arkady, Warszawa 1966 [tłum. z jęz. czeskiego].
15. L. TOMSKI, *Lokalne oddziaływania elementów stojaka hydraulicznego* [w przygotowaniu].
16. J. JAROSZ, *Iteracyjna metoda obliczania naprężeń w wysięgnikach teleskopowych*, Przegl. Mech., 2, 52–56, 1975.
17. M. MROWIEC, M. ŻYCZKOWSKI, *Nośność sprężysta rurociągu grubościennego*, Rozpr. Inżyn., 10, 3, 517–520, 1962.
18. С. Д. Пономарёв, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарёв и др., *Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении*, Расчеты при статической нагрузке, глава 15, Машгиз 1950.
19. С. Д. Пономарёв, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарёв, В. М. Микушин, Н. Н. Малнин, В. И. Феодосьев, *Расчеты на прочность в машиностроении*, т. 2, глава 5, Машгиз 1958.
20. J. ANTONIAK, A. KADŁUCKI, L. TOMSKI, *Początkowe ugięcie stojaka hydraulicznego* [w druku].
21. В. И. Феодосьев, *Десять лекций-бесед по сопротивлению материалов*, Изд. Наука, Москва 1969.
22. T. OPOLSKI, R. PARKITNY, L. TOMSKI, *Obciążenia dopuszczalne stojaków hydraulicznych podanych wyoboczeniu*, Mech. i Autom. Górnictwa, 10/83, 18–21, 1975.
23. M. T. HUBER, *Stereomechanika techniczna*, PZWS, Warszawa 1951.

Резюме

УПРУГАЯ НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ДВУЧАСТИЧНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СТОЙКИ

В работе определена физическая и математическая модель гидравлической стойки механизированной горной крепи, учитывающая существенные свойства реальной системы. Описаны взаимодействия между элементами стойки. Точное решение продольного изгиба стойки получено в виде системы алгебраических уравнений. Проведены численные расчеты упругой несущей способности стойки.

SUMMARY

ELASTIC CARRYING CAPACITY OF A HYDRAULIC PROP

The physical and mathematical model of a prop in mechanized linings of mine gangways is outlined; it takes account of the length and local deformability of the slide joint and its necessary clearance.

Results of numerical computations of the carrying capacity are presented.

INSTYTUT PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN
POLITECHNIKI CZESTOCHOWSKIEJ

Praca została złożona w Redakcji dnia 24 listopada 1976 r.