ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1977

Seria: GÓRNICTWO z. 83 Nr kol. 551

Jerzy ANTONIAK
Aleksander KADŁUCKI
Lech TOMSKI

POCZĄTKOWE UGIĘCIE STOJAKA HYDRAULICZNEGO

Streszczenie. W artykule zaprezentowano ścisłe metody określenia wielkości luzów oraz początkowego ugięcia stojaka hydraulicznego. Podano odpowiednie algorytmy niezbędne do obliczenia wymienionych parametrów stojaka. Z wykorzystaniem maszyny cyfrowej ODRA 1013 przeprowadzono obliczenia dla przyjętych danych. Procedura ustalenia początkowego ugięcia stojaka może być wkomponowana w program obliczeń wytrzymałościowych stojaka.
Pracę zamykają uwagi końcowe.

1. Wprowadzenie

Stateczność bądź nośność sprężystą siłowników hydraulicznych zastosowanych jako stojaki obudowy górniczej, jak i siłowników innego przeznaczenia analizuje się w pracach [1-11].

W modelach obliczeniowych dotyczących nośności, siłowniki traktuje się jako pręty lub belki z początkowym ugięciem. Wartość tego ugięcia przyjmowana jest nie w sposób ścisły, lecz jedynie szacunkowo [1-3, 5].

W niniejszej pracy podaje się bardziej ścisłą metodę określania początkowego ugięcia stojaka hydraulicznego, której procedura może być uwzględniona w programie obliczeń wytrzymałościowych stojaka.

Skojarzenie cylindra z tłoczyskiem (rdzennikiem) realizowane jest poprzez połączenie prowadnicowe ślizgowe. Pomiędzy prowadnicami osadzone są uszczelnienia. W prowadnicach ślizgowych występują luzy wynikające z technologii wykonania oraz ciśnienia medium w cylindrze. Luzy te powodują początkowe ugięcie stojaka.

2. Luzy

Całkowity luz (φ_C) w połączeniu prowadnicowym ślizgowym jest sumą luzu technologicznego (φ_T) i eksploatacyjnego (φ_E). Luz (φ_T) jest stały dla przyjętej technologii wykonania i określony z dokładnością do tolerancji pasowania. Luz eksploatacyjny zależy od konstrukcji i wymiarów

elementów obszaru połączenia oraz ciśnienia medium w cylindrze, co ogólnie możemy zapisać w postaci:

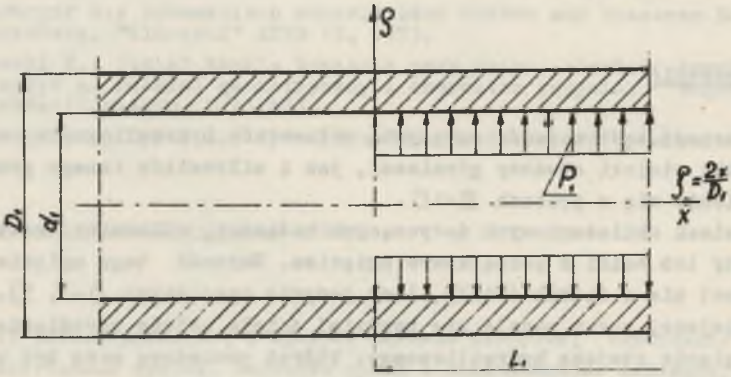
$$\varrho_E = \varrho_E(\Lambda, p),$$

gdzie Λ - charakteryzuje konstrukcję i wymiary elementów połączenia, a p - jest ciśnieniem medium w cylindrze.

Rozwiązania konstrukcyjne węzła przejściowego pomiędzy cylindrem i tłoczyskiem (rdzennikiem) podano w [7, 11]. W niniejszej pracy ograniczymy się do standardowego stojaka, którego cylinder może być modelowany grubościenną rurą o stałej grubości, poddaną na wewnętrznej powierzchni osiowo symetrycznemu normalnemu obciążeniu ciągłemu (rys. 1):

$$p_1(x) = p \quad \text{dla} \quad x \in \langle 0, l_1 \rangle$$

$$p_2(x) = 0 \quad \text{dla} \quad x \notin \langle 0, l_1 \rangle$$



Rys. 1. Model cylindra stojaka obciążony na powierzchni wewnętrznej

Promieniowe przemieszczenia wewnętrznej powierzchni cylindra określimy w oparciu o prace [12, 13]. Interesujący nas luz w obszarze połączenia prowadnicowego (x = X) obliczymy według poniżej przedstawionego schematu blokowego.

Wielkościami wejściowymi w algorytmie są:

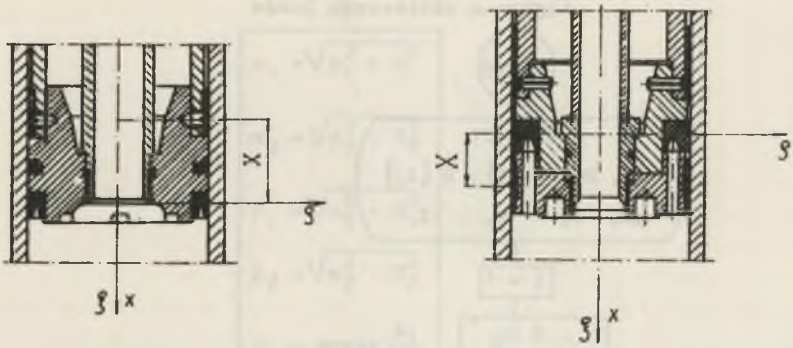
- parametry charakteryzujące rozważany stojak;

X - współrzędna określająca położenie elementu prowadzącego rdzennik w cylindrze od elementu uszczelniającego (początku układu rys. 2a, 2b),

d_1 [mm] - średnica wewnętrzna cylindra,

D_1 [mm] - średnica zewnętrzna cylindra,

ni - liczba Poissona,



Rys. 2. Przykłady określania współrzędnej położenia elementu prowadzącego rdzennik w cylindrze od elementu uszczelniającego

E [N/mm^2] - moduł sprężystości podłużnej,

P [N] - siła podłużna obciążająca stojak,

- dane liczbowe ujęte w tablicach wynikające z rozwiązania tego zagadnienia;

A - tablica jednowymiarowa o zakresie wskaźników [1:3], której elementy stanowią współczynniki wydrążenia rury $k = \frac{d_1}{D_1}$ (w praktyce dla stojaków hydraulicznych $k \geqslant 0,6$),

B - tablica [1:3, 1:7], elementami jej są współczynniki równań różniczkowych Eulera, warunkujących minimum energii potencjalnej odkształcenia rury, określonymi dla odpowiednich współczynników wydrążenia [12, 13].

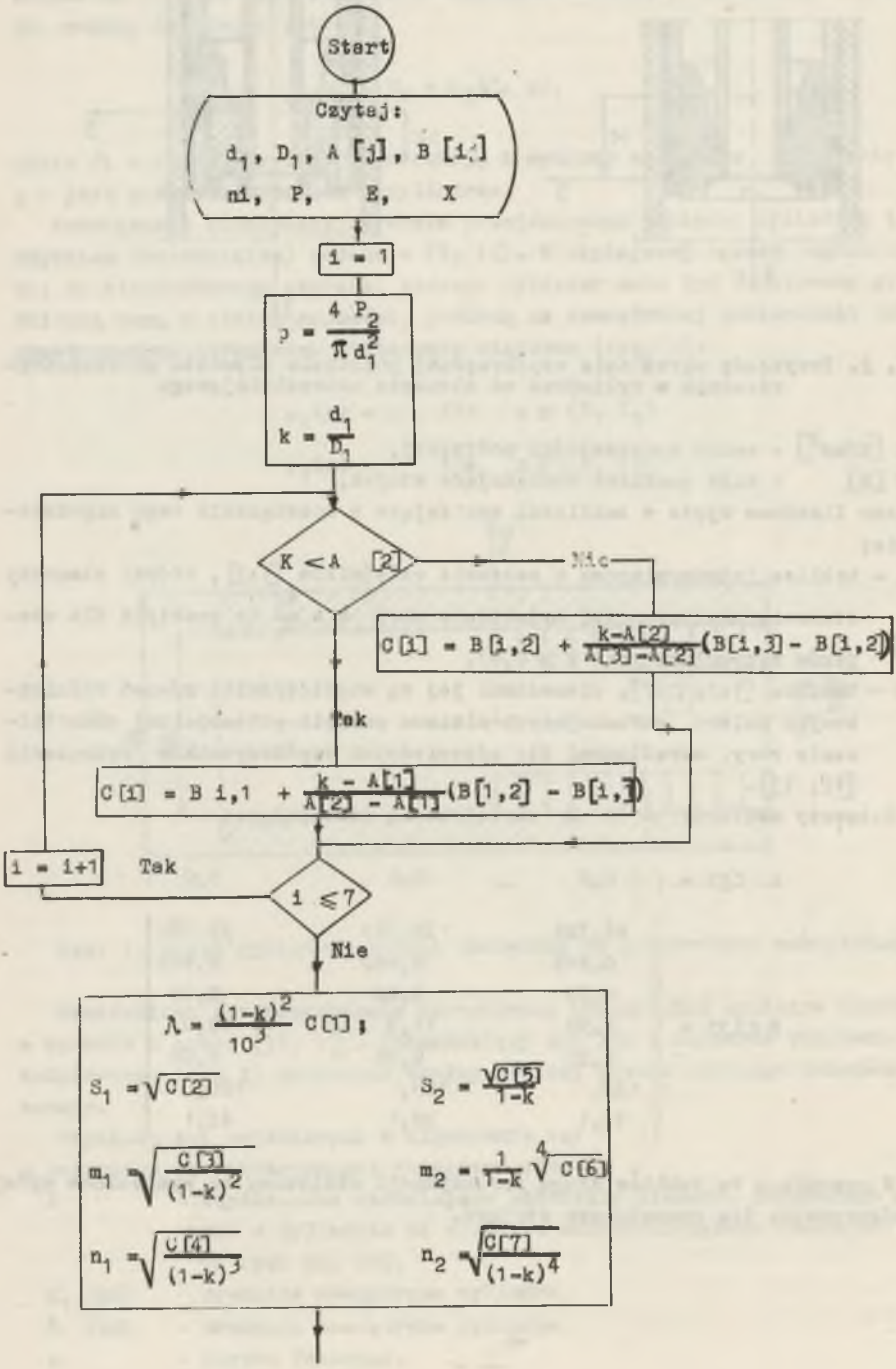
Elementy macierzy A i B określone są następująco:

$$A[j] = \begin{vmatrix} 0,6 & 0,8 & 1,0 \end{vmatrix}$$

$$B[ij] = \begin{vmatrix} 46,728 & 39,393 & 35,000 \\ 0,915 & 0,680 & 0,545 \\ 4,55 & 3,40 & 2,72 \\ 9,95 & 11,2 & 12,0 \\ 6,20 & 6,05 & 6,00 \\ 132, & 129, & 128, \\ 35,1 & 39,1 & 42,1 \end{vmatrix}$$

W oparciu o te tablice drogą aproksymacji obliczane są wymienione wyżej współczynniki dla rozważanego stojaka.

Algorytm obliczania luzów



$$\alpha_1 = \sqrt{m_1^2 + s_1^2}$$

$$\alpha_2 = \sqrt{m_2^2 + s_2^2}$$

$$\beta_1 = \sqrt{m_1^2 - s_1^2}$$

$$\beta_2 = \sqrt{m_2^2 - s_2^2}$$

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \frac{\beta_1}{\alpha_1}$$

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{\beta_2}{\alpha_2}$$

$$a_1 = \frac{n_1 P}{4\sqrt{2}\,\alpha_1 m_1 \sin\varphi_1}$$

$$a_2 = \frac{n_2 p}{4\sqrt{2}\,\alpha_2 m_2 \sin\varphi_2}$$

$$b_1 = \alpha_1^2 - \beta_1^2$$

$$b_2 = \alpha_2^2 - \beta_2^2$$

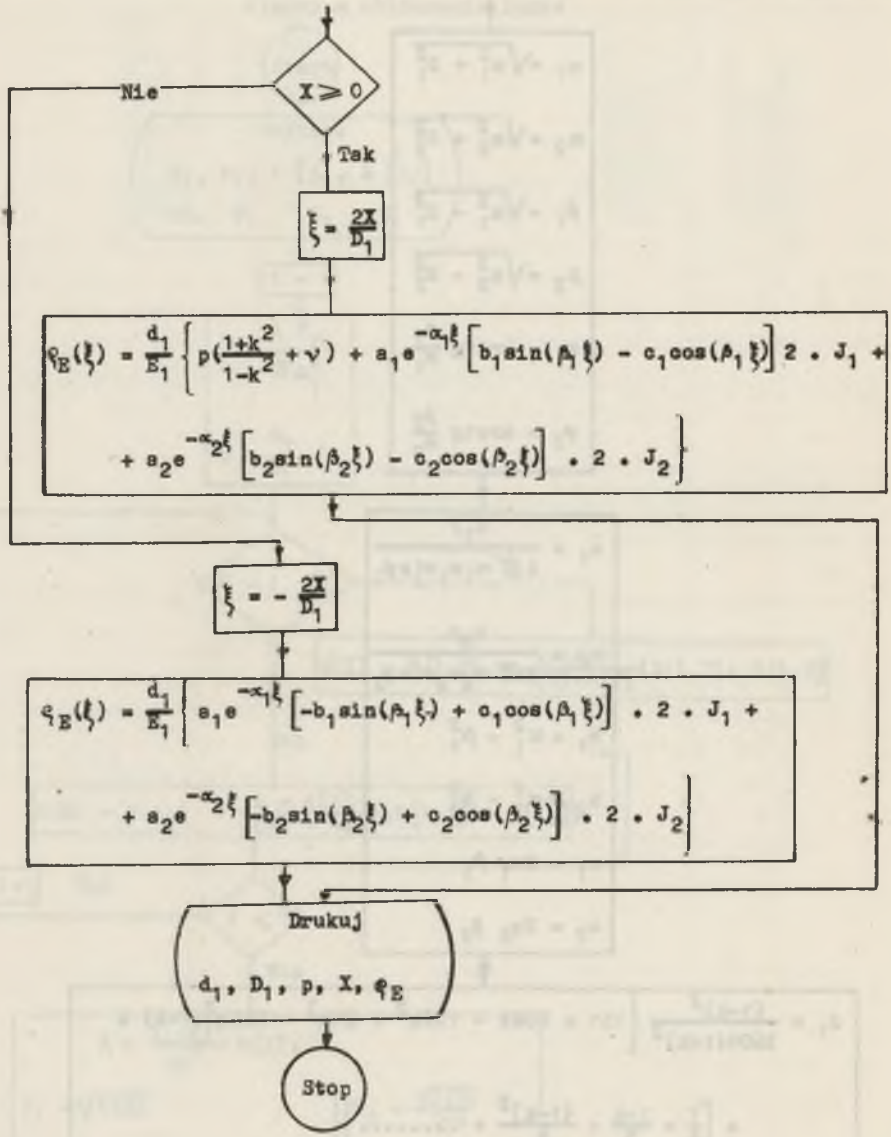
$$c_1 = 2\alpha_1 \beta_1$$

$$c_2 = 2\alpha_2 \beta_2$$

$$J_1 = \frac{(1-k)^2}{3600(1+k)^2} \left\{ 151 + 604k - 176k^2 + 21k^3 - 780k^2(1-k) \times \right.$$

$$\left. \times \left[\frac{1}{4} + \frac{1-k}{5} + \frac{(1-k)^2}{6} + \ldots\ldots\ldots \right] \right\}$$

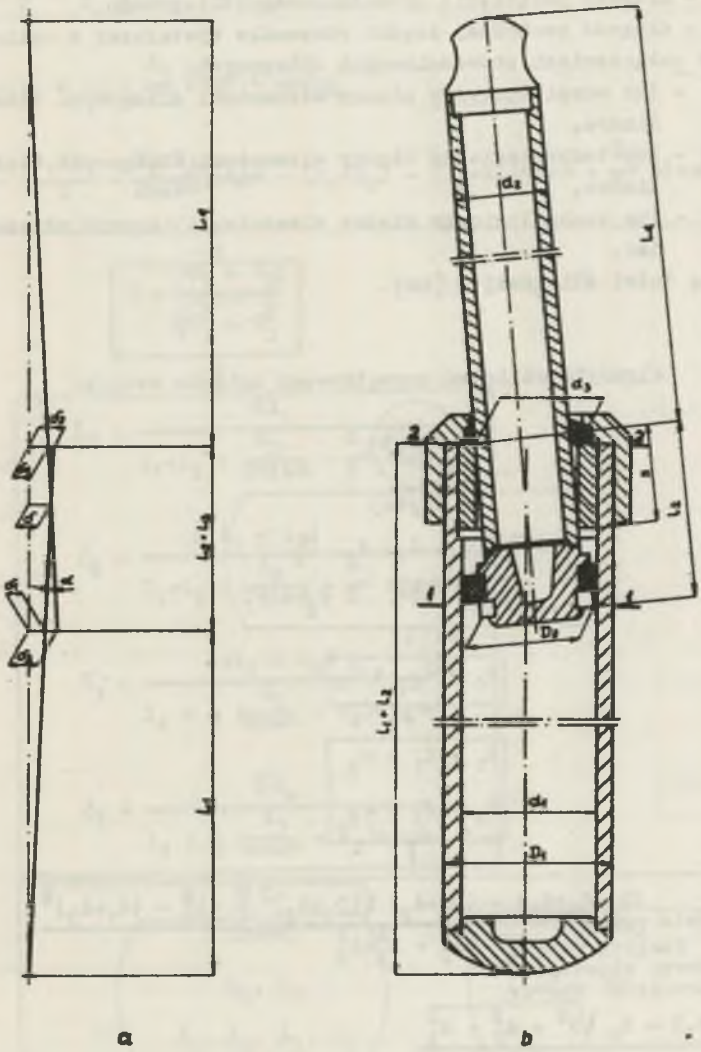
$$J_2 = \frac{(1-k)^4}{120(1+k)} \left[\frac{\lambda}{(1-k)^2} (15{,}1 + 2{,}8k + 2{,}1k^2) - 0{,}35(1+k) \right]$$



3. Początkowe ugięcie

Początkowe ugięcia $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ (rys. 3a) określimy z zależności geometrycznych ustroju (rys. 3b), które opisane są następującymi wielkościami:

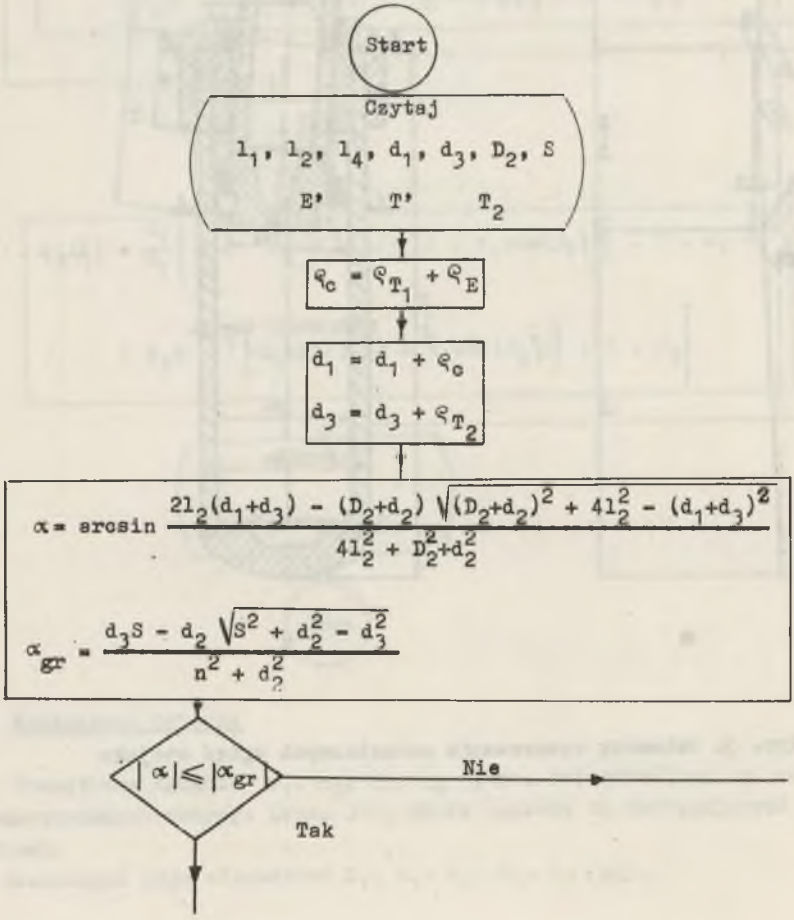
- średnicami jego elementów: D_1, d_1, d_2, d_3, D_2 [mm],



Rys. 3. Schematy wyznaczania początkowych ugięć stojaka

- długościami trzech wyodrębnionych elementów stojaka:
  - l_1 [mm] - długość części cylindra poddanej ciśnieniu medium,
  - l_2 [mm] - długość połączenia prowadnicowego ślizgowego,
  - l_4 [mm] - długość swobodnej części rdzennika wystającej z cylindra,
- luzami w połączeniach prowadnicowych ślizgowych:
  - ϱ_E [mm] - luz eksploatacyjny między elementami ślizgowymi tłoka i cylindra,
  - ϱ_{T_1} [mm] - luz technologiczny między elementami ślizgowymi tłoka i cylindra,
  - ϱ_{T_2} [mm] - luz technologiczny między elementem ślizgowym rdzennika i tulei,
- długością tulei ślizgowej S [mm].

Algorytm obliczeń początkowego ugięcia stojaka



$$\varphi_1 = \frac{d_1}{2} - \frac{D_2}{2}\cos\alpha - (l_2+l_4)\sin\alpha$$

$$\varphi_2 = l_1 + l_2 - \frac{d_3}{2}\,\mathrm{ctg}\alpha + \frac{d_2}{2\sin\alpha}$$

$$\varphi_3 = \left(\frac{d_1+d_3}{2} - \frac{D_2+d_2}{2\cos\alpha}\right)\mathrm{ctg}\alpha - (l_1+l_2) - (l_2+l_4)\cos\alpha + \frac{D_2}{2}\sin\alpha$$

$$\delta = \frac{|\varphi_1 + \varphi_2|}{\sqrt{\varphi_1^2 + \varphi_3^2}}$$

$$\delta_1 = \frac{\delta l_1}{l_1+l_2 + \frac{d_2}{2\sin\alpha} - \frac{d_3}{2}\,\mathrm{ctg}\alpha}$$

$$\delta_2 = \frac{\delta(l_1 + l_2)}{l_1+l_2 + \frac{d_2}{2\sin\alpha} - \frac{d_3}{2}\,\mathrm{ctg}\alpha}$$

$$\delta_3 = \frac{\delta(l_2 + l_4)}{l_4 + \frac{1}{2}\left(\frac{d_3}{\cos\alpha} - d_2\right)\mathrm{ctg}\alpha}$$

$$\delta_4 = \frac{\delta l_4}{l_4 + \frac{1}{2}\left(\frac{d_3}{\cos\alpha} - d_2\right)\mathrm{ctg}\alpha}$$

Drukuj

φ_c, l_2

δ_1, δ_2, δ_3, δ_4

Drukuj
Błędny projekt połączenia prowadnicowego ślizgowego

Stop

Wprowadzony do schematu blokowego warunek $|\alpha| \leq |\alpha_{gr}|$ ogranicza zakres rozwiązań do przypadków prawidłowego prowadzenia rdzennika w cylindrze, tj. kiedy styk obu elementów występuje w przekroju 1-1 i 2-2.

4. Przykłady obliczeń

Na podstawie obu schematów blokowych napisano program w języku Fala na maszynę EMC Odra 1013.

Obliczenia przeprowadzono dla następujących podstawowych danych:

1. Średnice cylindra i rdzennika:

$D_1 = 200$ [mm] $d_1 = 170$ [mm]

$D_2 = 170$ [mm] $d_2 = 158$ [mm]

$d_3 = 158$ [mm]

2. Moduł sprężystości podłużnej:

$E = 2{,}1 \cdot 10^5$ [N/mm^2]

3. Luzy technologiczne:

$\varphi_{T_1} = \varphi_{T_2} = 0{,}06$ [mm]

4. Długość tulei ślizgowej:

$S = 70$ [mm]

5. Całkowita długość stojaka:

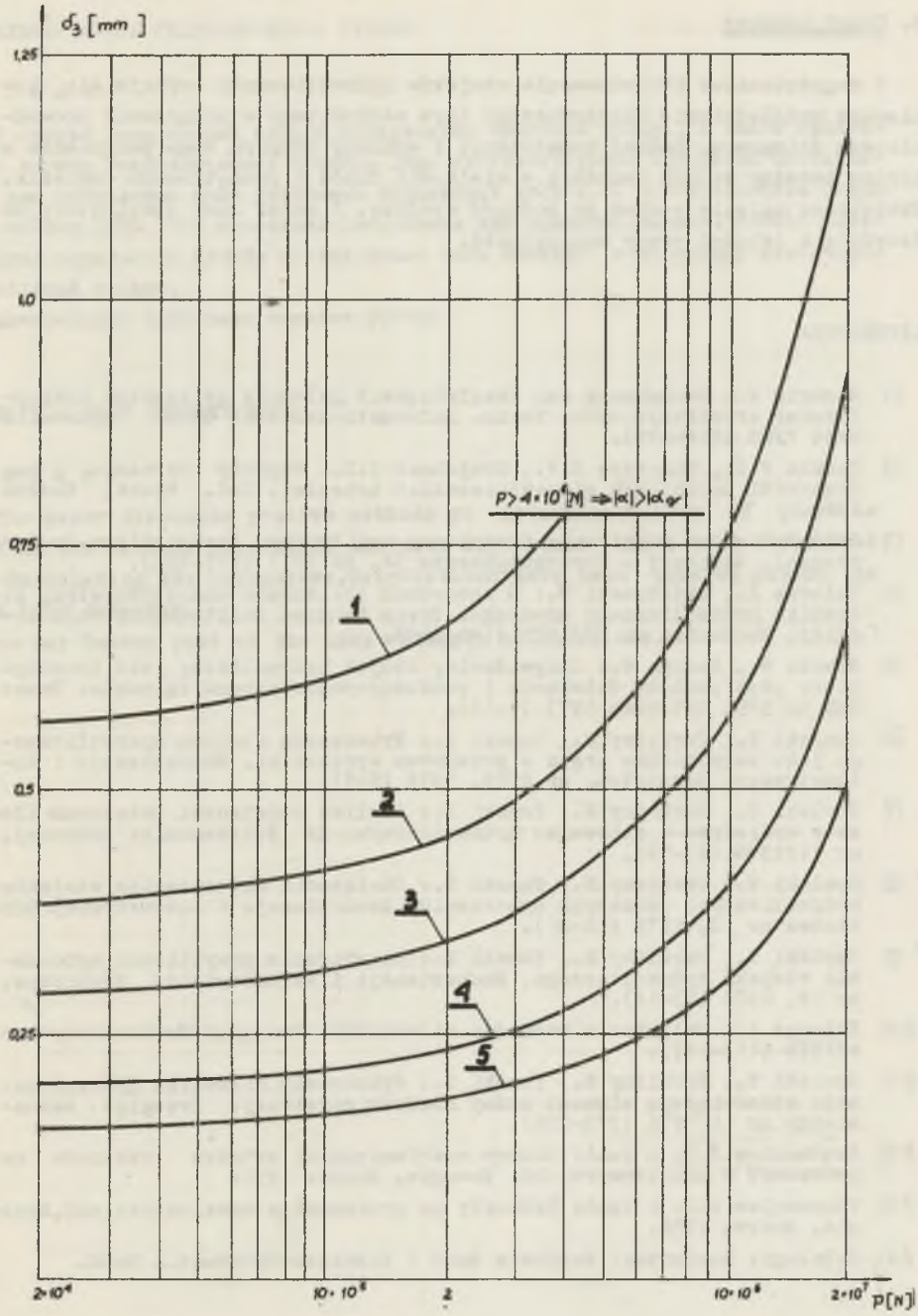
$l = l_1 + l_2 + l_4 = 4000$ [mm]

6. Długości poszczególnych elementów stojaka dla różnych długości połączenia prowadnicowego ślizgowego (stopnia pokrycia l_2)

Tablica 1

Krzywa	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_4 [mm]
1	1350	100	2550
2	1325	150	2525
3	1300	200	2500
4	1250	300	2450
5	1200	400	2400

W oparciu o przeprowadzone obliczenia przedstawiono na rys. 4 w skali półlogarytmicznej ugięcie δ_3 w funkcji obciążenia P dla różnych długości l_2 (tablica 1).



Rys. 4. Ugięcie δ_3 stojaka w funkcji obciążenia P dla różnych długości l_2

5. Uwagi końcowe

W zagadnieniach projektowania stojaków hydraulicznych wydaje się konieczne uwzględnianie rzeczywistego luzu całkowitego w połączeniu prowadnicowym ślizgowym. Rodzaj konstrukcji i wymiary obszaru tego połączenia w bardzo istotny sposób decydują o wielkości luzów i początkowego ugięcia. Początkowe ugięcie wpływa na nośność stojaka. Z kolei luzy eksploatacyjne decydują o jakości pracy uszczelnień.

LITERATURA

[1] Schurig W.: Berechnung der Tragfahigkeit gelenkig gelagerter hydraulischer Arbeitszylinder. Techn. Informationsdienst ORSTA hydraulik Heft 1/69 (414-419).

[2] Chorin W.N., Mamontow S.W., Grejchman J.L.: Woprosy rasczota i nadieżnosti szachtnych gidrawliczeskich kriepiej. Izd. Nauka, Moskwa 1970.

[3] Puhl H.G.: Zur statischen Berechnung unf Prufung nachgiebiger Grubenstempel, Gluckauf - Forschungshefte 34. H6 1973 (237-244).

[4] Kulesza A., Ziółkowski W.: O sposobach obliczania charakterystyki siłownika hydraulicznego prostego. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Mechanika nr 22/1973 (149-169).

[5] Sikora W., Konopa W.: Indywidualny stojak hydrauliczny jako dwustopniowy pręt poddany ściskaniu i podłużno-poprzecznemu zginaniu. Prace GIG nr 599, Katowice 1973 (1-19).

[6] Opolski T., Parkitny R., Tomski L.: Wyboczenie stojaka hydraulicznego jako zagadnienie pręta z przegubem sprężystym. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 8/69, 1974 (5-7).

[7] Opolski T., Parkitny R., Tomski L.: Analiza podatności połączenia tłoka z cylindrem w siłowniku hydraulicznym. ZN Politechniki Łódzkiej, nr 11/1975 (53-59).

[8] Opolski T., Parkitny R., Tomski L.: Obciążenia dopuszczalne stojaków hydraulicznych poddanych wyboczeniu. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 10, 1975 (18-21).

[9] Opolski T., Parkitny R., Tomski L.: Rozwiązanie przybliżone wyboczenia stojaka hydraulicznego. Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa, nr 12, 1975 (13-14).

[10] Kulesza A.: Obliczanie nośności siłowników. Przegląd Mechaniczny nr 4/1976 (113-117).

[11] Opolski T., Parkitny R., Tomski L.: Wyboczenie siłownika hydraulicznego stanowiącego element nośny obudowy górniczej. Przegląd Mechaniczny nr 11/1976 (373-375).

[12] Ponomariew S.D. i inni: Osnowy sowriemiennych metodow rasczota na procznost w maszinostrojeni. Maszgiz, Moskwa 1950.

[13] Ponomariew S.D. i inni: Rasczoty na procznost w maszinostrojeni, Maszgiz, Moskwa 1958.

[14] Katalogi: Rheinstahl Wannheim GmbH i Klockner-Ferromatik GmbH.

НАЧАЛЬНЫЙ ИЗГИБ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СТОЙКИ

Р е з ю м е

В статье даны точные методы определения величины зазора, а также начального изгиба гидравлической стойки. Даны ссответствующие алгоритмы необходимые для вычисления выше указанных параметров стойки. С использованием цифровой машины ОДРА 1013 проведено вычисления для принятых данных. Способ определения начального изгиба стойки может быть введена в программу устойчивых вычислений стойки.
Заключительные замечания кончают работу.

HYDRAULIC PROP PRIMARY SAGS

S u m m a r y

The paper discusses precise methods to determine values of plays as well as the primary prop sags. Adequate algorithms have been determined for calculating the parameters.Calculations have been carried out by the ODRA 1013 computer.
These may become part of the prop strength calculations.