

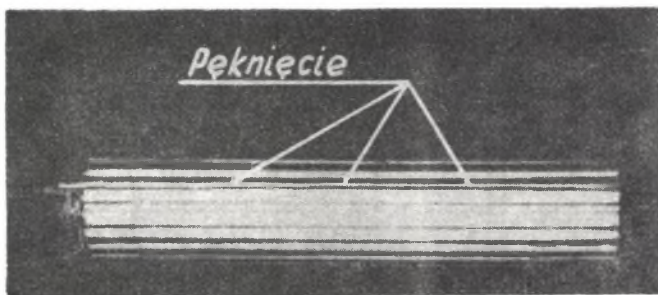
Józef Wojnarowski, Jan Żmuda  
Instytut Mechaniki i Podstaw  
Konstrukcji Maszyn

## WYZNACZANIE NAPRĘŻEŃ WŁASNYCH W RURACH STOJAKÓW HYDRAULICZNYCH O ZMIENNEJ GRUBOŚCI ŚCIANKI

**Streszczenie.** W pracy przeprowadzono pomiar naprężeń własnych w rurach walcowanych o zmiennej grubości ścianki, wykonanych ze stopu K63Cu i przeznaczonych do stojaków hydraulicznych. Stosując metodę kielicha i nacięć obwodowych, wyznaczono maksymalne naprężenia własne. Ponadto stwierdzono nie osiowosymetryczny rozkład naprężeń własnych w rurach.

### 1. Wstęp

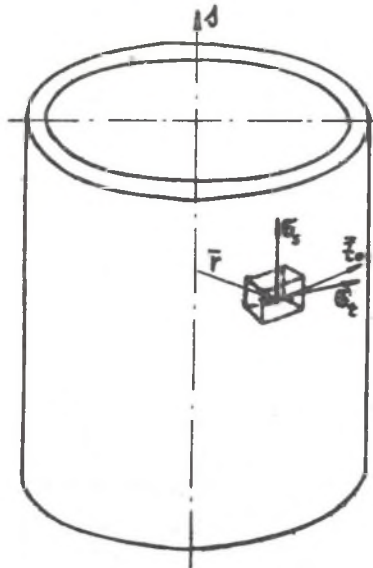
Klasyczna teoria sprężystości, oprócz przyjęcia ośrodka ciągłego jako makroskopowego, uśrednionego opisu różnego rodzaju pól, posługuje się również w zagadnieniach obliczeń konstrukcyjnych określonymi hipotezami. Jedną z nich jest założenie o naturalnym, nienaprężonym stanie ciała. Jest to równoznaczne z przyjęciem, że w ciele do czasu przyłożenia obciążeń powierzchniowych panuje beznaprężeniowy jego stan. W elementach konstrukcyjnych najczęściej występują stany naprężeń własnych, które mogą wywierać zarówno korzystny, jak i najczęściej ujemny wpływ na pracę konstrukcji. Niekorzystny wpływ naprężeń własnych uwidacznia się w powstawaniu niespodziewanych pęknięć (rys. 1). Badanie naprężeń własnych ma istotne znaczenie ze względu na dobór właściwych warunków procesu technologicznego, jak również z uwagi na określenie nośności elementu konstrukcyjnego. Określenie rozkładu naprężeń własnych można dokonać teoretycznie jak i doświadczalnie. Ścisłe rozwiązanie tego zagadnienia, nawet przy przyjęciu



Rys. 1. Odcinek rury ze wzdłużnym pęknięciem

szeregu warunków upraszczających, wymaga określenia tensora niezgodności odkształceń  $\varphi_{ij}$  i prowadzi do bardzo skomplikowanych zależności matematycznych [1]. Dlatego w dziedzinie naprężeń własnych dominują metody doświadczalne, które wykorzystują ważną cechę tych naprężeń, jaką jest wyrównoważanie się ich w określonej objętości ciała [2,3].

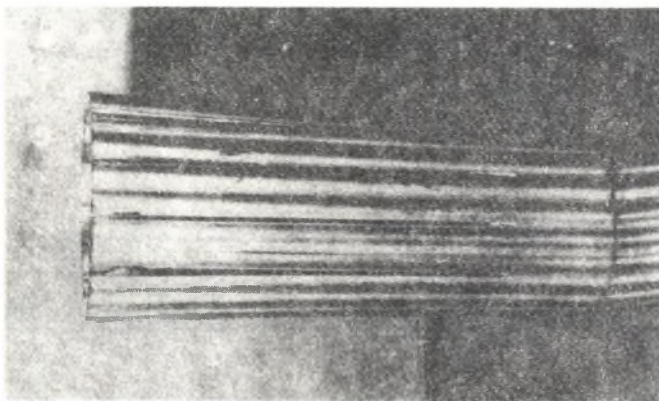
Celem pracy jest przedstawienie wyników badań naprężeń własnych pierwszego rodzaju w rurach duraluminiowych o specjalnym kształcie, stosowanych w górnictwie na cylindry stojaków hydraulicznych. Rury te podczas wytwarzania ulegają niejednorodnemu stanowi odkształcenia w przekroju ścianki, co jest powodem powstawania w nich znacznych naprężeń własnych. Potwierdzeniem tego są duże odkształcenia rur jako gotowych wytworów i liczne niespodziewane pęknięcia (rys. 1), prowadzące do znacznych strat materiałowych. Nasuwa się pytanie czy w badanych rurach wskutek naprężeń własnych powstają szczeliny w jakimś określonym czasie, czy też istnieją one w materiale rur w chwili ich wytwarzania, a dalej tylko się rozprzestrzeniają. W propagacji pęknięć duże znaczenie ma energia zakumulowana, której wartość zależy także od naprężeń własnych. Dlatego w pracy podjęto próbę oceny maksymalnych naprężeń własnych osiowych  $\sigma_s$  i obwodowych  $\sigma_t$  (rys. 2), przy założeniu płaskiego stanu naprężenia.



Rys. 2. Przyjęty rozkład naprężeń

## 2. Ustalenie metody pomiaru i podstawy teoretyczne określenia naprężeń własnych

Do badań naprężeń własnych w rurach stosuje się różne metody [4 - 6] W pracy zastosowano metodę kielicha i nacięć poprzecznych [6], polegającą na zaburzeniu stanu równowagi naprężeń własnych w rurze, przez podzielenie jej na określoną ilość naciętych pasków. W każdym z tych pasków ustala się nowy stan równowagi, którego odzwierciedleniem jest zmiana kształtu. Zgodność odkształceń odcinka rury w całości prowadzi do niezgodności przemieszczeń poszczególnych pasków.



Rys. 3. Zdjęcie odcinka rury z podłużnymi nacięciami

Pomiar rzeczywistych odkształceń poszczególnych elementów, pozwala ocenić na podstawie równań teorii sprężystości wartość naprężeń własnych przy spełnieniu równań nierozdzielności odkształceń. Przyjęto następujące założenia:

- materiał rury jest izotropowy,
- ścianka rury jest cienka, co pozwala zaniedbać składowe naprężeń promieniowych,
- naprężenia główne są wzdłużne i obwodowe,
- rura ma okrągłą powierzchnię zewnętrzną, lecz grubość jej ścianki jest zmienna,
- ugięcie pojawia się bez udziału sił poprzecznych.

Zgodnie z przyjętą metodą, rozważmy wycięty pasek rury (rys. 3), który wskutek naruszenia nierozdzielności odkształceń w rurze odkształcił się pod wpływem działania naprężeń własnych. Wycinek ten można traktować jako belkę utwierdzoną jednym końcem. Schemat wyciętego paska rury przedstawia rys. 4. Aby wywołać odpowiednie ugięcie wyciętego paska rury, należy do jego końca przyłożyć parę sił o momencie  $M_y$  równym

$$M_y = E' I_y \frac{1}{\rho}, \quad (1)$$

gdzie

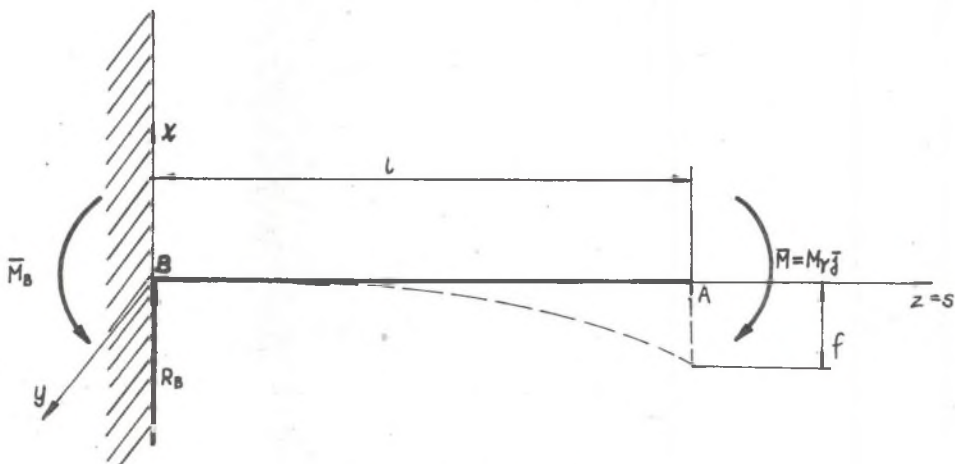
$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2}$$

$E$  - moduł Younga,

$\nu$  - współczynnik Poissona,

$I_y$  - moment bezwładności pola przekroju poprzecznego paska,

$\rho$  - promień krzywizny osi odkształconego paska.



Rys. 4. Model naciętego paska

Para sił o momencie  $\bar{M}_y$  do chwili wycięcia paska, jest równoważona wypadkowym momentem ogólnym układu sił, pochodzącym od naprężeń własnych pozostałej części rury, czyli

$$M_y = \sigma_s \cdot W_y = \sigma_s \cdot \frac{I_y}{e}, \quad (2)$$

gdzie

$\sigma_s$  - wartość naprężeń własnych osiowych w skrajnych włóknach paska,

$W_y$  - wskaźnik wytrzymałości na zginanie,

$e$  - odległość włókien skrajnych, od osi obojętnej.

Porównując zależność (1) i (2) otrzymuje się

$$\sigma_s = E' \cdot \frac{e}{\rho}, \quad (3)$$

Na podstawie warunków geometrycznych, przy założeniu małych ugięć paska, promień krzywizny można wyrazić zależnością

$$\rho = \frac{l^2}{2 \cdot f}, \quad (4)$$

gdzie

$l$  - jest długością, zaś  $f$  - strzałką ugięcia paska rury.

Podstawiając zależność (4) do (3) otrzymuje się

$$\sigma_s = \frac{2 E' \cdot e \cdot f}{l^2}. \quad (5)$$

Zgodnie z przyjętą techniką pomiarów wzór na strzałkę ugięcia przyjmuje postać

$$f = \frac{D'_z - D_z}{2}, \quad (6)$$

gdzie

$D_z$  i  $D'_z$  - oznaczają odpowiednio średnicę zewnętrzną rury przed i po rozcięciu.

Zależność określająca wartość osiowych naprężeń własnych w rurze ma postać

$$\sigma_s = \frac{E' \cdot e \cdot (D'_z - D_z)}{l^2}. \quad (7)$$

Ponieważ promień rury jest duży w porównaniu z grubością jej ścianki, wpływ krzywizny początkowej wycinka poprzecznego rury można zaniedbać. Dlatego wzór (7) może być zastosowany do wyznaczenia naprężeń obwodowych  $\sigma_t$ . Zgodnie z metodą przecięć obwodowych długość paska poprzecznego rury jest zależna od średnicy i stanowi jedną trzecią długości obwodu rury  $l_0 =$

$$= \frac{\pi D_z}{3}.$$

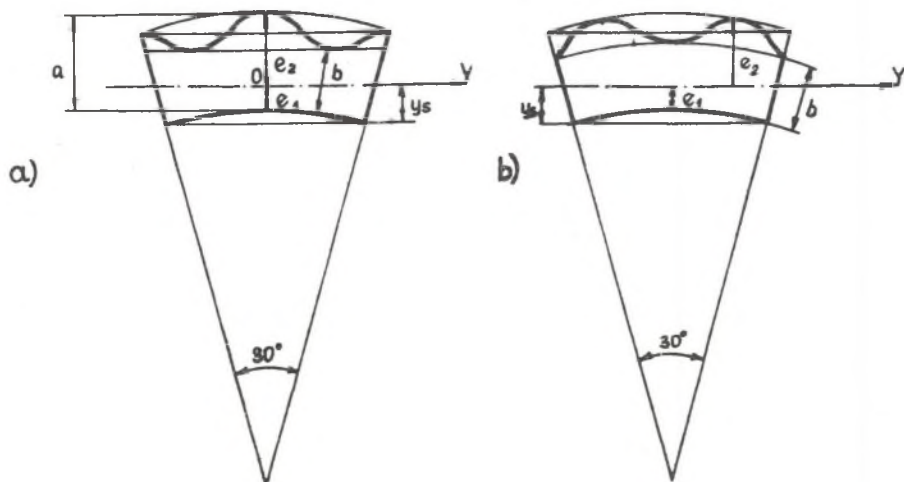
Maksymalne obwodowe naprężenia własne oblicza się

$$\sigma_t = \frac{E' \cdot e \cdot (D'_z - D_z)}{l_0^2}. \quad (8)$$

### 3. Badania własne

Badania przeprowadzono na trzech odcinkach rur ze stopu K63Cu, których zewnętrzne powierzchnie były pokarbowane. Wycięte z rur próbki poddane statycznej próbie rozciągania z dokładnym pomiarem wydłużenia oraz próbie twardości wykazały:  $R_{0,2} = 53,3 \text{ kg/mm}^2$ ,  $R_m = 59,0 \text{ kg/mm}^2$ ;  $E = 9,9 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2$ ;  $A_5 = 7\%$  i twardość 134 HB. Celem wyznaczenia naprężeń

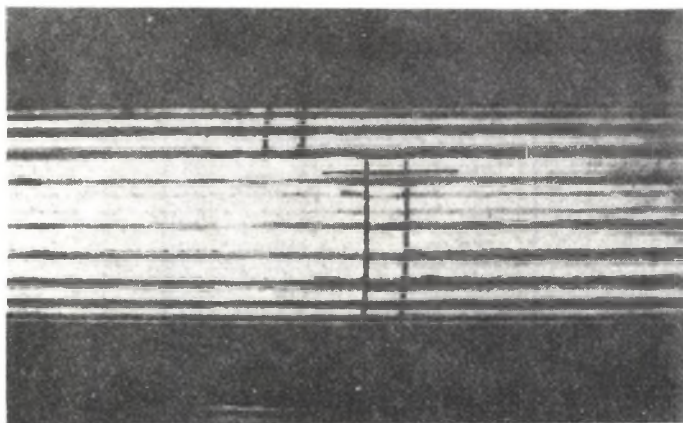
własnych osiowych, każdą rurę rozcięto na 12 pasków wzdłużnych. Przed rozcinaniem rur zmierzono ich średnicę zewnętrzną i wewnętrzną w oznaczonych miejscach. W oparciu o otrzymane dane pomiarowe wyznaczono położenie osi obojętnej przekrojów poprzecznych pasków rury (rys. 5). Przekięcia wykonano na grzbiecie "karbu" jednego oraz w dnie "karbu" drugiego odcinka rury. Długość rozcięcia uzależniono od pewnej długości krytycznej, którą wyznaczono metodą wykreślną. Na trzecim odcinku rury wykonano przekięcia poprzeczne obwodowe tak, aby każdy kolejny wycięty pasek na obwodzie był przesunięty względem poprzedniego o  $120^\circ$  (rys. 6 i 7). Po każdorazowym wycięciu 30 mm długości zmierzono ugięcia paska. Rozkład nacięć obwodowych przedstawiono na rys. 8, zaś wyniki pomiarów i obliczeń zawiera tablica 1 oraz rys. 9 - 12, na których naprężenia we włóknach skrajnych wewnętrznych oznaczone zostały przez  $\sigma_{sw}$ , a we włóknach skrajnych zewnętrznych  $\sigma_{sz}$ . Stosując energetyczną hipotezę wyężeniową, wyznaczono naprężenia redukowane (tablica 2).



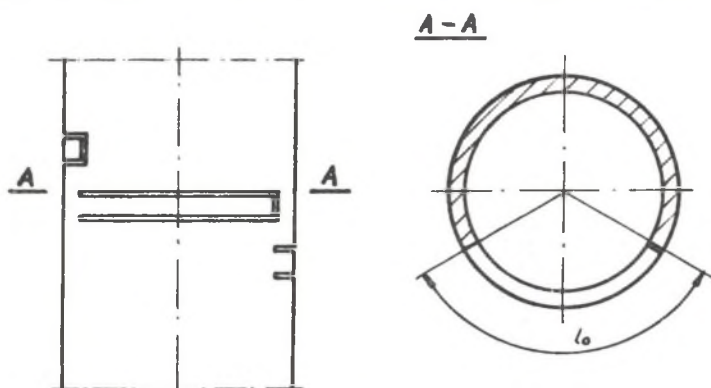
Rys. 5. Przekrój poprzeczny wyciętych pasków rury:

a) rura rozcinana na grzbiecie karbu, b) rura rozcinana w dnie karbu.

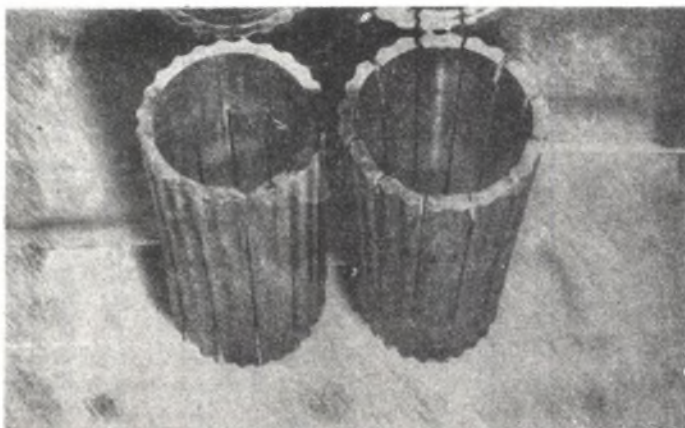




Rys. 6. Zdjęcie rury z poprzecznymi obwodowymi przecięciami



Rys. 7. Rozkład nacięć obwodowych



Rys. 8. Zdjęcie rozkładu nacięć badanych odcinków rur

Tablica 1

## Zestawienie wyników pomiarów i obliczeń

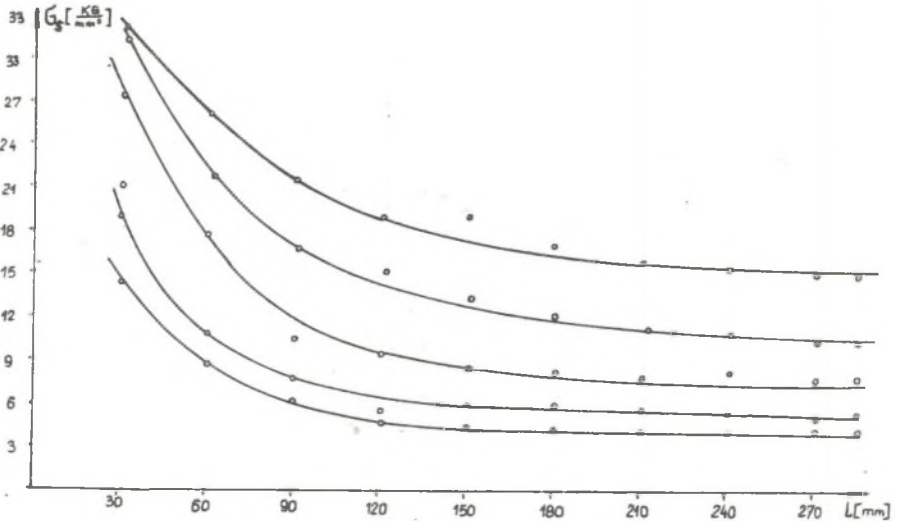
Sposób rozcięcia rury	Oznaczenie pasków	Maksym. grubość ścianki [mm]	Minim. grubość ścianki [mm]	Długość nacięcia [mm]	Ugięcie przeciwleżących pasków $D_z - D_z$ [mm]	Napężenie osiowe $\sigma_s$ [kg/mm <sup>2</sup> ]		Napężenie obwodowe $\sigma_t$ [kg/mm <sup>2</sup> ]
						$\sigma_{sw}$	$\sigma_{sz}$	
Rura rozcinana na grzbiecie karbu	AG	12,2	9,4	280	6,6	4,1	5,4	
	BH	12,5	9,5	280	9,2	5,85	7,6	
	CI	12,95	9,9	282	12,7	7,7	10,0	
	DJ	13,15	10,1	280	16,1	10,8	14,7	7,9
	EK	12,9	10,0	275	9,2	6,1	8,5	
	FL	12,65	9,8	280	5,7	3,5	4,6	
Rura rozcinana w dnie karbu	MT	12,5	9,55	274	2,9	1,9	2,5	
	NU	12,6	9,75	270	3,5	2,35	3,2	
	OW	13,0	10,05	270	10,0	6,6	9,3	7,9
	PX	13,2	10,15	270	18,2	12,3	16,9	
	RY	12,9	10,0	270	13,0	8,6	11,7	
	SZ	12,5	9,5	274	4,7	3,1	4,2	
Rura rozcięta na obwodzie (poprzecznie)	XX	6,2	6,2	153	1,1	-	-	7,7
	YY	6,15	6,15	153	1,4	-	-	9,3
	ZZ	5,85	5,85	153	9,3	-	-	6,7



Specyfika rurociągu	Umowna graniczna wytrzymałość $R_{e0,2}$ [KG/mm <sup>2</sup> ]	Naprężenia osiowe				Naprężenia zastępcze					
		wewnętrzne		zewnątrzne		wewnętrzne		zewnątrzne			
		$\sigma_{\text{osw}}$ [KG/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{\text{osw}} \cdot 100 / R_{e0,2}$ [%]	$\sigma_{\text{osw}}$ [KG/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{\text{osw}} \cdot 100 / R_{e0,2}$ [%]	$\sigma_{\text{zw}}$ [KG/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{\text{zw}} \cdot 100 / R_{e0,2}$ [%]	$\sigma_{\text{rz}}$ [KG/mm <sup>2</sup> ]	$\sigma_{\text{rz}} \cdot 100 / R_{e0,2}$ [%]		
Bura rorcinna na grzbiecie i karbu	53,3	10,8	21,3	14,7	27,6	7,9	14,8	9,65	18,1	12,73	24,0
Bura rorcinna w dnio karbu	53,3	12,3	23,5	16,9	31,6	7,9	14,8	10,73	20,1	14,55	27,3

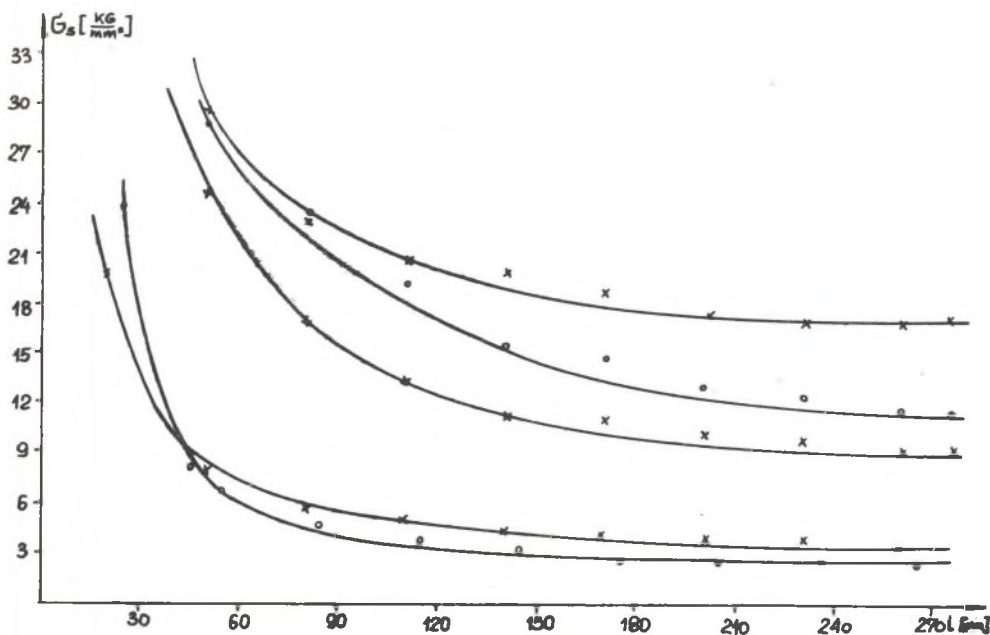
#### 4. Dyskusja wyników

Z przeprowadzonych badań wynika (rys. 9 i 10), że naprężenia własne osiowe maleją wraz ze wzrostem długości rozcięcia do pewnej wartości, która jest stałą i nie zależy od długości rozcięcia. Długość paska rury, przy której naprężenia własne osiągną wartości stałe, nazwano długością kry-

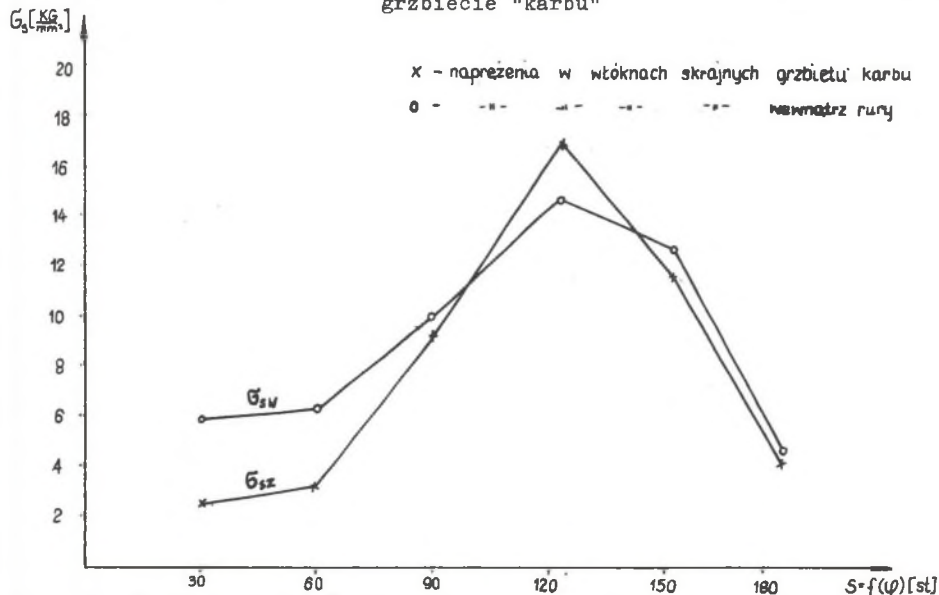


Rys. 9. Wykres ustalający krytyczną długość pasków rury rozcinanej w dniu "karbu"

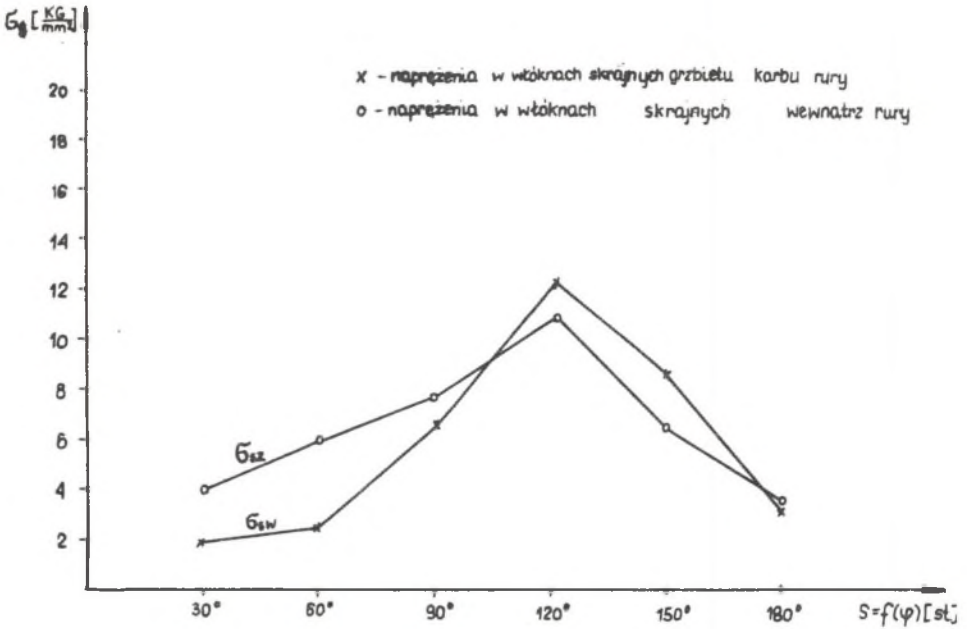
tyczną. W różnych paskach istnieją znaczne skoki naprężeń własnych osiowych, lecz długości krytyczne tych pasków są bardzo zbliżone. Z oceny wyników pomiarów i obliczeń wnosić należy, że wartości naprężeń własnych osiowych wzrastają wraz ze wzrostem grubości ścianki rury. Ponieważ rury w procesie technologicznym były walcowane, to wskutek nierównomiernych i niejednorodnych odkształceń plastycznych materiału powstały skoki naprężeń własnych osiowych na obwodzie rury. W czasie badań stwierdzono niesymetryczny stan naprężeń własnych w rurze. Uzyskany bowiem kielich (rys. 13) posiada kontur o kształcie zbliżonym do elipsy. Wartość naprężeń własnych zastępczych jest rzędu 27% granicy plastyczności. Naprężenia te kumulują znaczną energię sprężystą, która jest przyczyną powstania szczelin aż do pęknięcia makroskopowego [7, 8, 9]. Ponadto, z uwagi na kształt dna szczeliny następuje nie tylko duża koncentracja naprężeń, ale i trójosiowy stan naprężeń w jej sąsiedztwie. Utrudnia to wystąpienie odkształceń plastycznych i prowadzi w konsekwencji do kruchego pęknięcia.



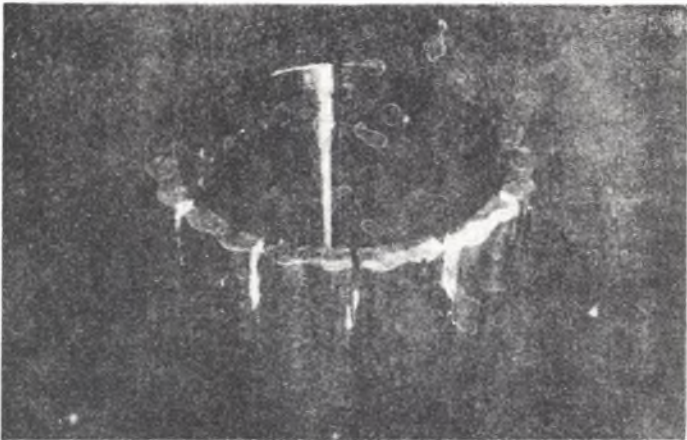
Rys. 10. Wykres ustalający krytyczną długość pasków rury rozcinanej na grzbiecie "karbu"



Rys. 11. Rozkład naprężeń własnych osiowych wzdłuż obwodu rury, otrzymany przez rozcięcie w dnach "karbu"



Rys. 12. Rozkład naprężeń własnych osiowych wzdłuż obwodu rury otrzymanej przez nacięcia na grzbietach "karbu"



Rys. 13. Zdjęcie kielicha powstałego wskutek wyzwolenia naprężeń własnych przez rozcięcie końca rury

Wnioski

1. Długości krytyczne naciętych pasków rury osiągają około 260 mm.
2. Istniejące w badanych rurach maksymalne naprężenia własne osiowe osiągają wartość  $16,9 \text{ kG/mm}^2$  i stanowią 31,6% wartości granicy plastyczności; Maksymalne naprężenia obwodowe osiągają wartość  $9,34 \text{ KG/mm}^2$  i stanowią 17,2% wartości granicy plastyczności.
3. Wysokie wartości naprężeń własnych prowadzą do kumulacji energii sprężystej, która może pozostawać przez dłuższy czas w rurze i w niekorzystnych warunkach wywołać kruche pękanie.
4. W wyniku wyzwolenia naprężeń własnych osiowych kształt obwodu rury przyjmuje postać zbliżoną do elipsy. Oznacza to, że w rurze panuje nie osiowosymetryczny stan naprężeń własnych, co powoduje odkształcanie gotowych rur.
5. W czasie produkcji rur należy zwrócić uwagę na dochowanie właściwych warunków technologicznych, bądź ustalić odpowiednią obróbkę cieplną rur w celu doprowadzenia do dysypacji zakumulowanej energii od naprężeń własnych.

## LITERATURA

1. E. Kröner; Kontinuumstheorie der Versetzungen und Eigenspannungen, Berlin 1958.
2. B.J. Gajdučenko; Ostatecznyje naprjaženija i ustałość prowołoki, Materiały naučno - proizvodstwiennowo seminaru, 27,29. VIII, 1965, Odesa-Moskwa, Min.Czernoj Mietałżurgii, 1967,3.
3. T. Lamber, J. Wojnarowski; Mechaniczne metody pomiaru naprężeń własnych w ciągnionych drutach stalowych D55, D57 i D85 Z.N.Pol.Sl. "Mechanika", 40, 1969, 21.
4. Z. Orłós; Pomiaru naprężeń w budowie maszyn, PWT 1956.
5. A.A. Denton, J.M. Aleksander; On the determination of residual stresses in tubes. J. Mech.Eng.Sci, 5, N01, 1963, 75.
6. Cz. Kłosek; Naprężenia własne, Inst. Met. i Odł. Gliwice - Kraków 1949
7. Kihara H., Masibuchi K.; Effect of residual stress on brittle fracture, Welding Journal 1959, 38, Nr 9, 159.
8. Wells A.A.; Influence of residual stresses and metallurgical changes in welded steel plates, Welding Journal 1961, 40, Nr 4, 182.
9. J. Nemeč; Wytrzymałość i sztywność części stalowych, WNT, Warszawa 1968.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ТРУБАХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СТОЕК  
С ПЕРЕМЕННОЙ ТОЛЩИНОЙ СТЕНОК

Р е з ю м е

В работе произведено измерение собственных напряжений в катанных трубах с переменной толщиной стенок изготовленных из сплава К 63 и предназначенных для гидравлических стоек. Применен метод раструба и надрезов по окружности были определены максимальные собственные напряжения. Кроме того было установлено некоаксиально - симметрическое распределение собственных напряжений в трубах.

DETERMINATION OF THE RESIDUAL STRESSES IN PIPES THE HYDRAULIC STANDS  
WITH VARIABLE THICKNESS WALLS

S u m m a r y

In the paper the experimental investigations of residual stresses in rolled pipes of variable thickness of the wall, produced from an alloy K63Cu and made for the hydraulic stands have been made. Using methods of the bell and circular cuttings the maximum residual stresses have been found.

Moreover unaxial symetrical residnal stresses in pipes were found.