ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1975

Seria: Mechanika z. 53 Nr kol. 439

Antoni Jakubowicz
Instytut Podstaw Konstrukcji Maszyn

PEŁNOOBWODOWE WZMOCNIENIE ŻEBROWE TRÓJNIKÓW RÓWNOŚREDNICOWYCH

Streszczenie. W pracy podano metodę doboru wymiarów żeber o małej sztywności na zginanie stosowanych do wzmocnienia trójników równośrednicowych. Modelem wyjściowym proponowanej metody jest rura wzmocniona pierścieniem zewnętrznym.

Jak wykazuje doświadczenie nośność trójnika rurowego obciążonego ciśnieniem wewnętrznym ulega znacznemu obniżeniu (niekiedy nawet tylko do 30%) w stosunku do nośności samej rury. Przyczyną tego jest wzrost naprężeń w sąsiedztwie miejsc połączeń rur. Jednym ze sposobów powiększenia nośności jest zastosowanie żeber wzmacniających. Rozmaitość postaci proponowanych i praktycznie stosowanych wzmocnień jest bardzo duża, natomiast efekty nie zawsze zadowalające [1],[2]. O przydatności danego typu umocnień decydują nie tylko względy czysto wytrzymałościowe lecz również cieplno wytrzymałościowe i w dużej mierze technologiczne.

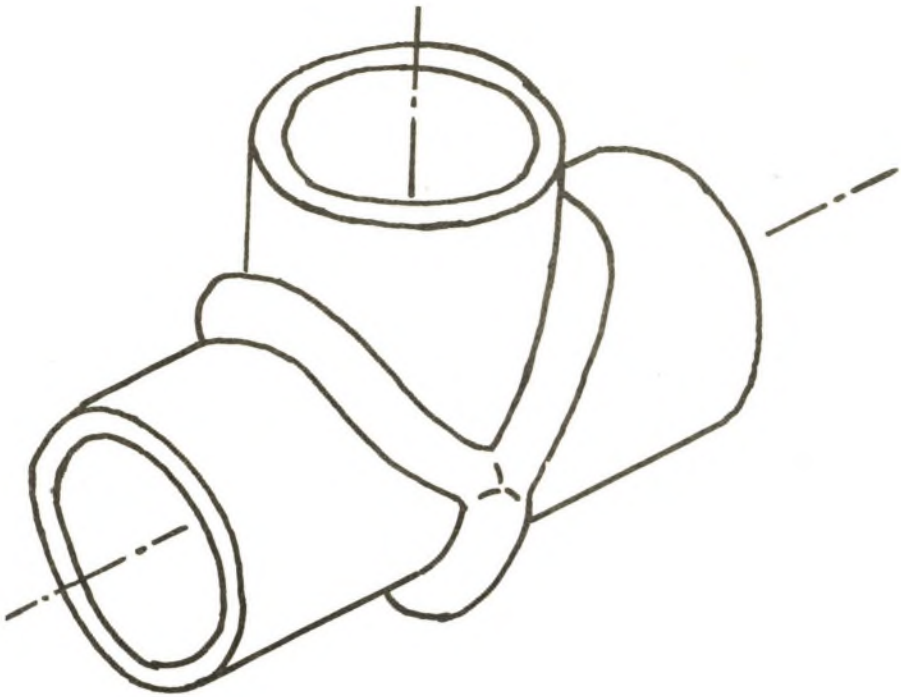
Badania porównawcze [3] wykazały bardzo małą skuteczność żeber lokalnych nie opasujących trójników na całym obwodzie oraz dużą skuteczność żeber pełnoobwodowych o małej sztywności na zginanie [3],[4]. Żebra o zbyt dużej sztywności mogą w szczególnych przypadkach wywołać pojawienie się lokalnych naprężeń zginania, obniżających w rezultacie efektywną nośność trójnika.

Zastosowanie żebra o małej wysokości o przekroju okrągłym (rys. 1) jest z punktu widzenia technologicznego nader korzystne. Poza tym w przypadku obciążeń cieplnych pozwala uniknąć dużych gradientów temperatury i co za tym idzie naprężeń cieplnych.

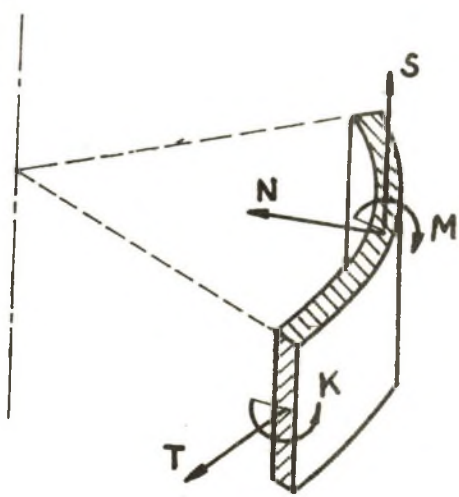
Podstawą do jakościowego rozpatrzenia działania oraz przybliżonego obliczenia wytrzymałościowego tego typu wzmocnień może być przypadek rury poddanej działaniu ciśnienia wewnętrznego, wzmocnionej pierścieniem.

W rozpatrywanym modelu ciśnienie wewnętrzne należy zwiększyć do wartości β_p, uwzględniając w ten sposób zwiększenie naprężeń kryterialnych w trójniku równośrednicowym w stosunku do naprężeń w rurze bez odgałęzień.

Oznaczmy siły wewnętrzne w powłoce walcowej jak na rys. 2. Jeżeli brzeg powłoki na całym obwodzie obciążymy siłą P_o i momentem M_o wówczas zgod-



Rys. 1



Rys. 2

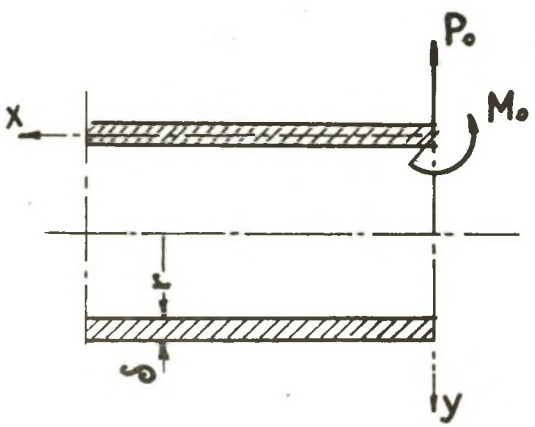
nie ze stosowaną teorią zginania powłoki cylindrycznej [4] (rys. 3), siły wewnętrzne wyznaczymy z następujących relacji:

$$N_x = P_o e^{-kx} (\cos kx - \sin kx) - 2k\, M_o e^{-kx} \sin kx, \tag{1}$$

$$T_x = 2kr\, P_o e^{-kx} \cos kx + 2k^2\, r\, M e^{-kx} (\cos kx - \sin kx), \tag{2}$$

$$M_x = \frac{1}{k} P_o e^{-kx} \sin kx + M_o e^{-kx} (\cos kx + \sin kx), \tag{3}$$

$$K_x = M_x, \tag{4}$$



Rys. 3

gdzie:

$$k = \frac{\sqrt{3(1-\nu)}}{\sqrt{r\delta}} = \frac{1{,}2767}{\sqrt{r\delta}},$$

przy czym

ν - współczynnik Poissona.

Wartości sił wewnętrznych na brzegu dla $x = 0$ wynoszą:

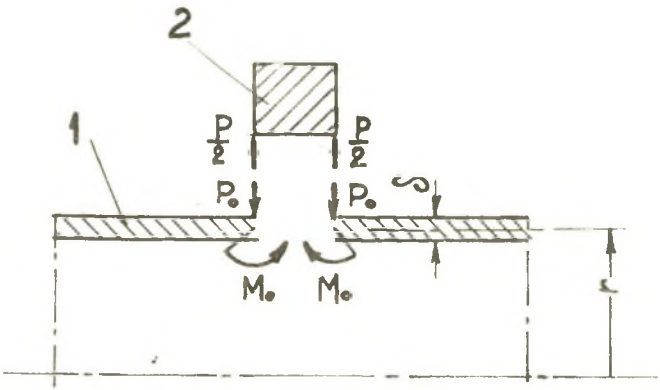
$$T_{x=0} = 2kr\, P_o + 2k_r^2\, M_o,$$

$$M_{x=0} = M_o, \quad K_{x=0} = M_o.$$

Przemieszczenie liniowe i kątowe brzegu wynosi:

$$\Delta = -\frac{2\,kr^2}{\delta E} P_o - \frac{2k^2\,r^2}{\delta E} M_o, \tag{5}$$

$$\vartheta = \frac{2k^2\,r^2}{\delta E} P_o + \frac{4k^3\,r^2}{\delta E} M_o. \tag{6}$$



Rys. 4

Rozpatrujemy warunki geometryczne w miejscu nałożonego pierścienia 2 (rys. 4). Z warunku symetrii $\vartheta_o = 0$ uwzględniając $P_o = -\frac{P}{2}$ wynika:

$$M_o = \frac{P}{4k}. \tag{7}$$

Z warunku nierozdzielności przemieszczeń liniowych wynika

$$-\frac{2kr^2}{\delta E} P_o - \frac{2k^2r^2}{\delta E} M_o - \frac{\beta pr^2}{\delta E}\,\frac{2-\nu}{2} = -\frac{2P\,r^2}{EA}, \tag{8}$$

gdzie:

A - pole przekroju pierścienia.

Z równania (8) po uwzględnieniu (7) wyliczamy

$$P = \beta\, 0{,}85\,\frac{P}{\delta}\,\frac{1}{\left(\frac{k}{2\delta} + \frac{1}{A}\right)}. \tag{9}$$

Postulując, że naprężenia obwodowe wywołane siłą obwodową T_o spowodowaną obecnością pierścienia

$$\sigma_t = \frac{T_o}{\delta}$$

powinno osiągnąć określoną wartość

$$\sigma_t = \alpha \frac{pr}{\delta}, \tag{10}$$

gdzie:

$$\alpha = \beta - 1.$$

Po wstawieniu $T_o = 2kr\,P_o + 2k^2 r\,M_o$ wyznaczamy pole przekroju pierścienia

$$A = \frac{2\alpha}{1{,}0879 - 0{,}1915\alpha}\sqrt{r\delta^3}.$$

Jeżeli pierścień stanowi pręt o przekroju okrągłym

$$d = r\,.\,K(\alpha)\sqrt[4]{\left(\frac{\delta}{r}\right)^3}, \tag{11}$$

gdzie:

$$K(\alpha) = \sqrt{\frac{\alpha}{0{,}4242 - 0{,}07519\alpha}}. \tag{12}$$

Obecność pierścienia spowoduje pojawienie się jako sił wewnętrznych momentów gnących $M_{(x)}$ i $K_{(x)}$ kompensujących w sąsiedztwie linii przenikania rur zginające naprężenia nieciągłości w trójniku niewzmocnionym.

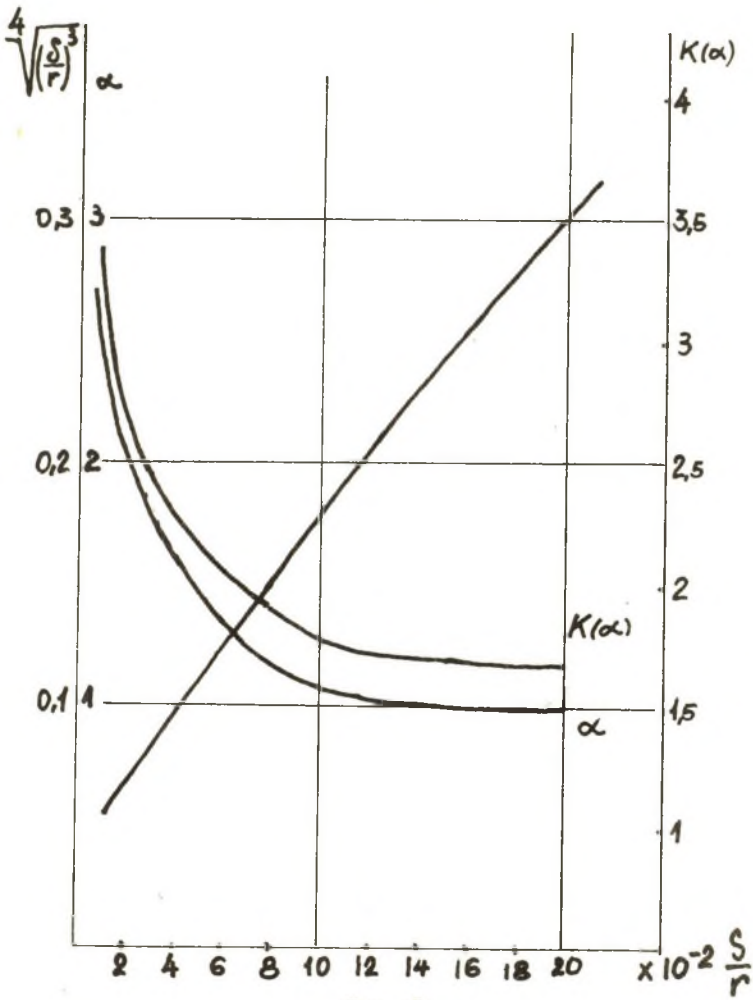
Naprężenia rozciągające σ_p w pierścieniu dobranym według formuły (12) wynoszą

$$\sigma_p = \sim \frac{pr}{\delta}\,(0{,}85 - 0{,}15\alpha)$$

i są zawsze mniejsze od naprężeń dopuszczalnych.

Przedstawione rozwiązanie dotyczy współpracy pierścienia z rurą stanowiącą model obliczeniowy, co odbiega od warunków działania proponowanego wzmocnienia trójnika równośrednicowego. Model ten jednak jest jakościowo właściwszy w zastosowaniu do proponowanego rozwiązania konstrukcyjnego od znanych w literaturze uproszczonych obliczeń, gdzie punktem wyjścia jest uwzględnienie wyłącznie sztywności zgięciowej żeber. Świadczy o tym wspomniana uprzednio skuteczność tego typu wzmocnienia mimo jego małej sztywn-

ności zgięciowej oraz mała skuteczność wszelkich użebrowań niepełnoobwodowych. W zastosowaniu formuły (12) rzeczą istotną jest dobór wartości współczynnika α . Podstawą do jego określenia jest znajomość stanu naprężenia w trójniku niewzmocnionym. Nie dysponując obszernym materiałem doświadczalnym oparto się na danych [2], dotyczących osłabienia trójników. Na tej podstawie podano zależność α od $\frac{\delta}{r}$ (rys. 5). Przyjmując tę zależ-



Rys. 5

ność podano tam również wykres funkcji $K(\alpha)$ w postaci $K(\frac{\delta}{r})$ oraz wykres $\sqrt[4]{(\frac{\delta}{r})^3}$. Umożliwia to szybkie obliczenia żądanej wielkości. Dane, na których oparto przyjęcie wartości α dotyczą efektywnej wytrzymałości trój-

ników i nie pozwalają na dokładniejsze odtworzenie stanu naprężenia. Przyjęta więc funkcja $\alpha\left(\frac{\delta}{r}\right)$ wymaga sprawdzenia eksperymentalnego, w wyniku którego będzie mogła być skorygowana.

Należy zwrócić uwagę, że oddziaływanie pierścienia osadzonego na powłoce cylindrycznej ma charakter lokalny i wpływ jego ogranicza się do stosunkowo niewielkiego obszaru. Wpływ siły obwodowej T lub ściślej zasięg "pierwszej fali" wyznacza wartość argumentu $k.x = \frac{3}{4}\pi$, dla którego $T_{(x)} = 0$.

Jeżeli przyjmiemy szacunkowo, że zasięg ten powinien wynosić 0,4 r wówczas graniczna wartość $\left(\frac{\delta}{r}\right)_{gr} = 0{,}046$. Dla mniejszych wartości $\frac{\delta}{r}$ stosowanie wzmocnień tego typu może być niecelowe.

W celu właściwej współpracy pierścienia z rurami trójnika powinien on być ściśle z nimi połączony, co osiąga się przez przyspawanie. Łączy się to oczywiście z powstaniem naprężeń wstępnych, wpływających na ogólną nośność.

Jak potwierdza dotychczasowa praktyka najbardziej miarodajnym kryterium nośności elementów rurociągów przy zastosowaniu materiału o znacznych właściwościach plastycznych jest eksperymentalne określenie ciśnienia niszczącego. Metodę tę należy przyjąć do weryfikacji zakresu zastosowania i skuteczności omawianego wzmocnienia.

LITERATURA

[1] Rasčot i projektirovanije sistem truboprovodov, 1961.

[2] SCHWAIGERER S.: Rohrleitungen, Theorie und Praxis, 1967.

[3] HARĘŻLAK K., WOLNIAK P.: Zesz. Nauk. Politechniki Śląskiej, Mechanika 56, Gliwice, 1975.

[4] Badania rozkładu naprężeń w ściankach trójników równośrednicowych, ODT - Poznań, 1969.

[5] KANTOROVIČ Z.B.: Osnowy rasčota chimičeskich mašyn i apparatov. Mašgiz, 1952.

ПОЛНООКРУЖНЫЕ РЁБРЕННЫЕ ПОДКРЕПЛЕНИЕ РОВНОДИАМЕТРАЛЬНЫХ ТРОЙНИКОВ

Р е з ю м е

В работе приведено метод выбора размеров ребер о небольшой жёсткости при изгибе, которые применяемые как подкрепления ровнодиаметральных тройников. Выходный модель предлагаемого метода это труба подкрепленная внешним кольцом.

A FULL CIRCUMFERENCE RIBBED REINFORECEMENT
OF EQUAL-DRAMETER T-PIPES

S u m m a r y

This paper presents a method of selecting the dimensions of the strain gauge with a slight bending stiffness applied to the reinforcement of T-pipes. The initial model of the offered method is a pipe reinforced with an external-ring.