ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

Nr 63 Mechanika z.13 1962

ANTONI JAKUBOWICZ

Katedra Mechaniki Technicznej

NOŚNOŚĆ GRANICZNA KOŁNIERZY RUR[x)]

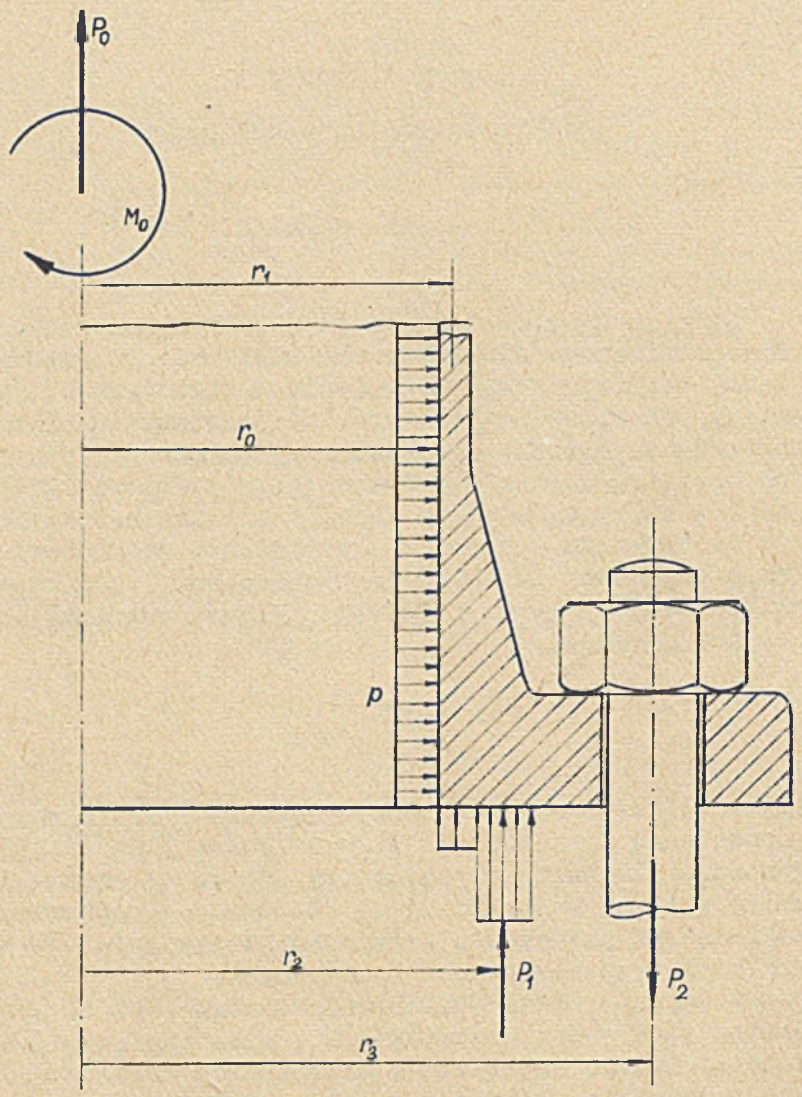
Streszczenie: Praca podaje metody wyznaczenia obciążenia granicznego dla kołnierzy rur. Przeprowadzono pomiary tensometryczne stanu naprężenia w kołnierzach, jak też pomiary przemieszczeń talerza. Na podstawie analizy wykresu dla eksperymentalnie wyznaczonej zależności przemieszczeń od obciążeń wyznaczono charakterystyczne wielkości obciążeń, w szczególności obciążenia graniczne. Omówiono metodę teoretyczną wyznaczenia obciążenia granicznego i podano szczegółowy przykład jego obliczenia. Konfrontacja wyników teoretycznych z doświadczalnymi wykazała ich zadowalającą zgodność.

1. WSTĘP

Najczęściej stosowanym sposobem łączenia rur (o znaczniejszych średnicach dla ciśnień $p > \sim 10$ kG/cm^2) jest połączenie kołnierzowe. Kołnierze jako elementy typowe są znormalizowane i w takiej postaci najczęściej są stosowane. Podstawowym warunkiem poprawności połączenia jest zapewnienie jego dostatecznej wytrzymałości przy zachowaniu szczelności.

Jako obciążenie połączenia kołnierzowego (rys.1) występują: siła przenoszona przez uszczelkę P_1, siła napięcia śrub P_2, ciśnienie p. Dzięki odpowiednim urządzeniom kompensacyjnym połączenie w zasadzie powinno być wolne od dodatkowych obciążeń P_o i M_o przenoszonych przez rurociąg, a w każdym bądź razie obciążenia te nie mogą być znaczne. Bezpośredni udział w obciążeniu ciśnienia p jest przynajmniej w zakresie niezbyt wysokich ciśnień nieduży. Wielkość siły przenoszonej przez uszczel-

x) Jest to fragment pracy dotyczącej wytrzymałości kołnierzy, referowanej w dniu 5.X.1960 r. na sesji naukowej Wydziału Mechanicznego (sekcja mechaniki technicznej) z okazji XV-lecia Politechniki Śląskiej.



Rys.1. Obciążenie w połączeniu kołnierzowym

kę jest podyktowana warunkiem szczelności i jest zależna od wielkości ciśnienia, od materiału i kształtu uszczelki, a w pewnej mierze od sztywności kołnierza i śrub. Można ją w przybliżeniu wyliczyć [5], choć najczęściej jej dobór wciąż jeszcze pozostawia się bezpośredniemu doświadczeniu praktycznemu. Pożądaną wielkość siły docisku osiąga się przez odpowiednie dokręcenie śrub łączących. Zmiany wielkości napięć i naprężeń w połączeniu są zależne od wahań ciśnienia, a w większym stopniu od zmian stanu termicznego połączenia.

Przytoczone w literaturze formuły stosowane do wyznaczenia naprężeń w połączeniu kołnierzowym opierają się na rozwiązaniach traktujących kołnierz jako powłokę walcową połączoną z pierścieniem (niedeformujący się kontur przekroju talerza) i stosujących znaczne uproszczenia układu obciążeń [1], [2].
Chcąc uniknąć w zagadnieniach technicznych żmudnych obliczeń posługują się odpowiednio opracowanymi tablicami, wykresami lub nomogramami. Dokładniejszym wydaje się traktowanie kołnierza jako połączenia powłoki walcowej z płytą okrągłą [3] - uzyskane jednak formuły niepomiernie się komplikują. Najistotniejszym zagadnieniem w tego typu rozwiązaniach jest ustalenie warunków brzegowych w miejscu połączenia kołnierza z talerzem. Zgodność wartości naprężeń wyznaczonych analitycznie z wartościami wyznaczonymi eksperymentalnie bywa rozmaita zależnie od typu rozwiązania teoretycznego, od kształtów kołnierza, zaś w odniesieniu do części przejściowej (od rury do talerza) zwykle niedostateczna. W praktyce konstruktorzy unikają jakichkolwiek obliczeń zachęceni do tego przez sam układ norm [4] gdzie kołnierze normalne dla różnych średnic rur są zgrupowane według wartości dopuszczalnego ciśnienia wewnętrznego.

W przypadku połączeń kołnierzowych przyjmowanie za jedyną podstawę określenia ich nośności obliczenia na dopuszczalne naprężenia nie jest trafne. Osiągnięcie przez materiał (dysponujący z reguły dużą plastycznością) w małym obszarze największego wytężenia granicy plastyczności nie może być równoznaczne ze stanem niebezpiecznym. Decydującą rzeczą poprawnej pracy kołnierza jest zachowanie dostatecznej jego sztywności. Można przewidywać, że przemieszczenia kołnierza odpowiadające siłom obciążającym będą w pewnym zakresie określone zależnością liniową od obciążeń (stała liczba wpływowa). Dopiero gdy wytężenie na całej grubości ścianki części rury i w znacznych obszarach przekroju talerza osiągnie wartość granicy plastyczności sztywność kołnierza zmniejszy się gwałtownie i przemieszczenia wykażą w sposób wyraźny swój trwały charakter.

Obciążenie graniczne odpowiadające temu stanowi należy uważać za niebezpieczne. Trafne przeto wydaje się, zgodnie z propozycją Schwaigerera [6] wprowadzenie do obliczeń wytrzymałościowych kołnierzy zasady obliczeń na obciążenie graniczne.

2. TEMAT I ZAKRES PRACY

Celem pracy jest wyznaczenie nośności granicznej na drodze eksperymentalnej i analitycznej i podanie na podstawie konfrontacji uzyskanych wyników wniosków dotyczących metod obliczeń wytrzymałościowych kołnierzy rur.
Podstawą do eksperymentalnego wyznaczenia nośności granicznej był pomiar przemieszczeń brzegu talerza przy wzrastających obciążeniach i uzyskany w ten sposób wykres zależności przemieszczeń od obciążenia.

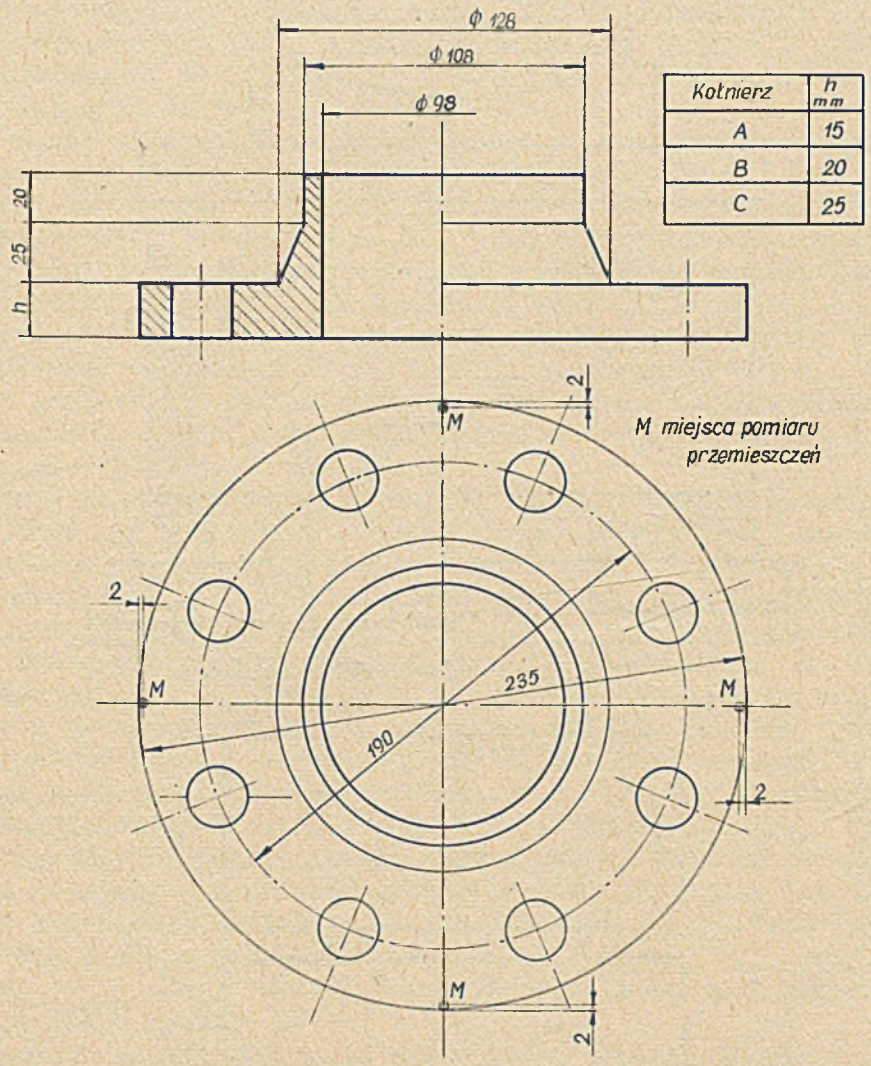
W związku z ogólniejszym jednak charakterem całości wytrzymałościowych badań kołnierzy dokonano również analizy stanu naprężenia w kołnierzach na drodze tensometrycznej*). Ponieważ obraz rzeczywistego stanu naprężenia okazał się pomocny w ogólnej ocenie określenia nośności granicznej, opisano krótko przebieg i podano wyniki pomiarów tensometrycznych.

3. PRZEBIEG I WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Przedmiotem badań były trzy kołnierze A, B i C (rys.2), kołnierz B o wymiarach znormalizowanych [4] o średnicy D_{nom} = = 100 dla ciśnienia p = 25 + 40 kG/cm^2, kołnierze A i B różniły się od normalnego wyłącznie grubościami talerzy. Kołnierze prasowane wykonano ze stali, dla której wyznaczono R_r = 4850 kG/cm^2 R_{pl} = 2500 kG/cm^2, a_5 = 26%, C = 69%, przyjęto zaś E = 2,1 . 10^6 kG/cm^2 i ν = 0,3.

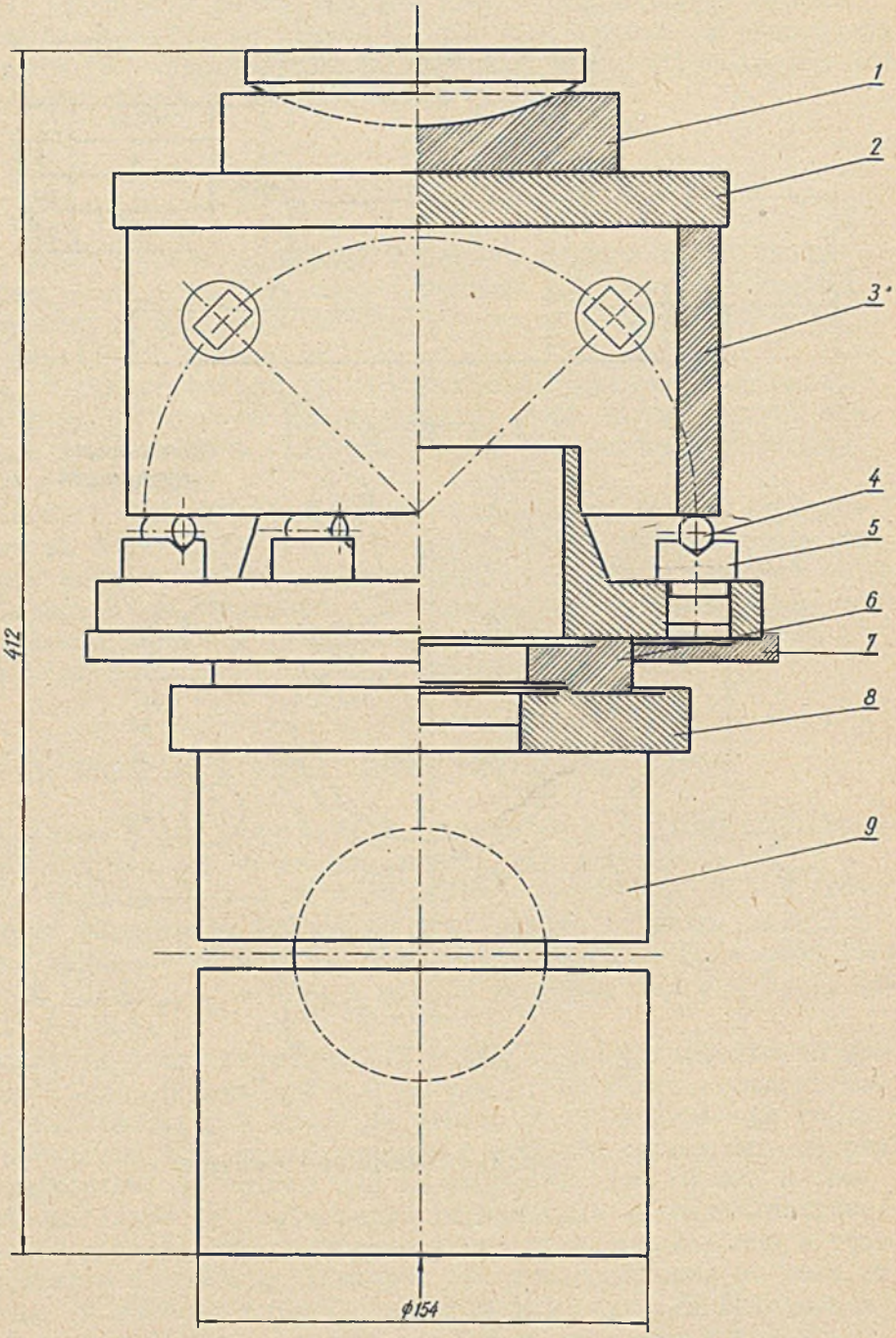
W pomiarach stanu naprężenia i w pomiarach przemieszczeń zastosowano układ obciążający jak na rys.3. Kołnierz spoczywa na podkłace 6. Pierścień 7 służy do centrycznego ustawienia kołnierza na podkładce i w czasie pomiaru pozostaje opuszczony na płytce 8. Podkładka 6 opiera się za pośrednictwem płyty 8 na przegubie kulistym 9 ustawionym na maszynie wytrzymałościowej. Grzybki 5 o naciętych rowkach pryzmatycznych ustawiono w otworach kołnierza zachowując kierunek osi rowka styczny do koła podziałowego. W rowkach umieszczono wałeczki 4. Siła ściskająca przenosi się na wałeczki za pośrednictwem przegubu kulowego 1 płyty 2 i pierścienia 3. Zastosowanie przegubów kulowych za-

*) Pomiary Tensometryczne przeprowadzono na zlecenie Centr. Biura Konstr. Kotłowych.



Kołnierz	h mm
A	15
B	20
C	25

Rys.2. Kołnierze badane



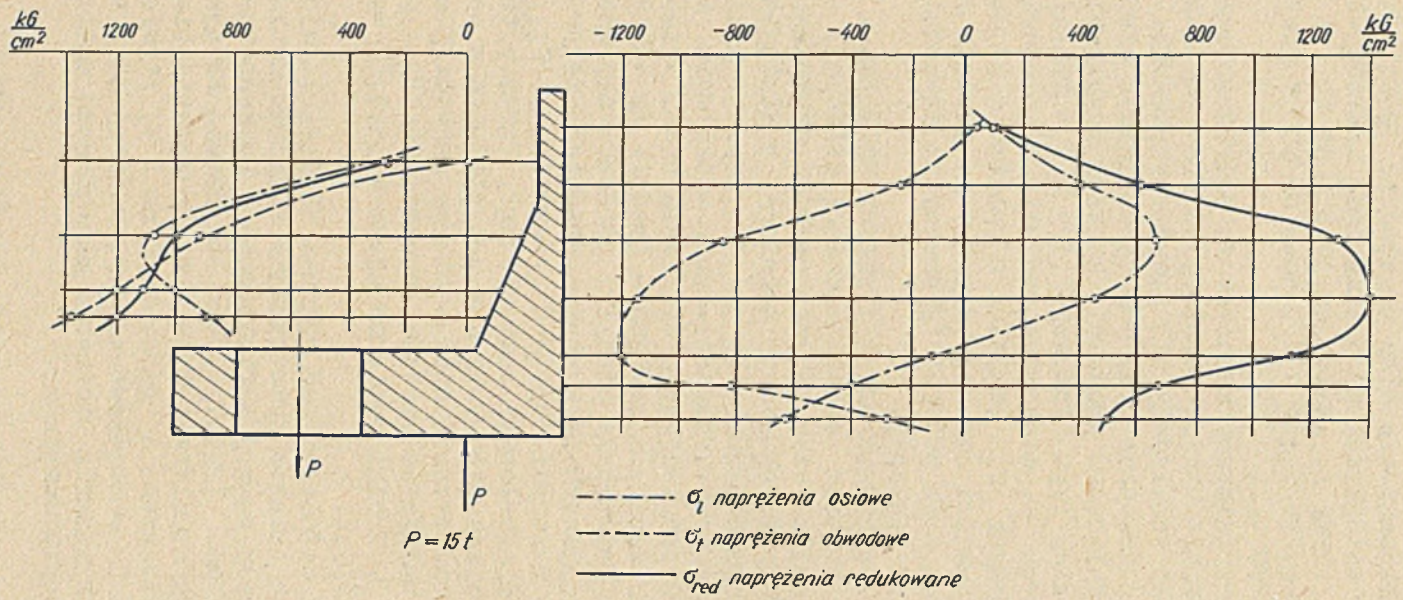
Rys.3. Układ obciążający kołnierz

pewnia osiowe przemieszczenie siły w układzie obciążającym. Do obciążenia użyto w zależności od potrzebnego zakresu sił maszyn wytrzymałościowych firmy A. Amsler do 30 t i do 50 t i prasy wytrzymałościowej firmy Dr Seger u E.Gramer do 500 t przy nastawieniu siłomierza do 100 t.

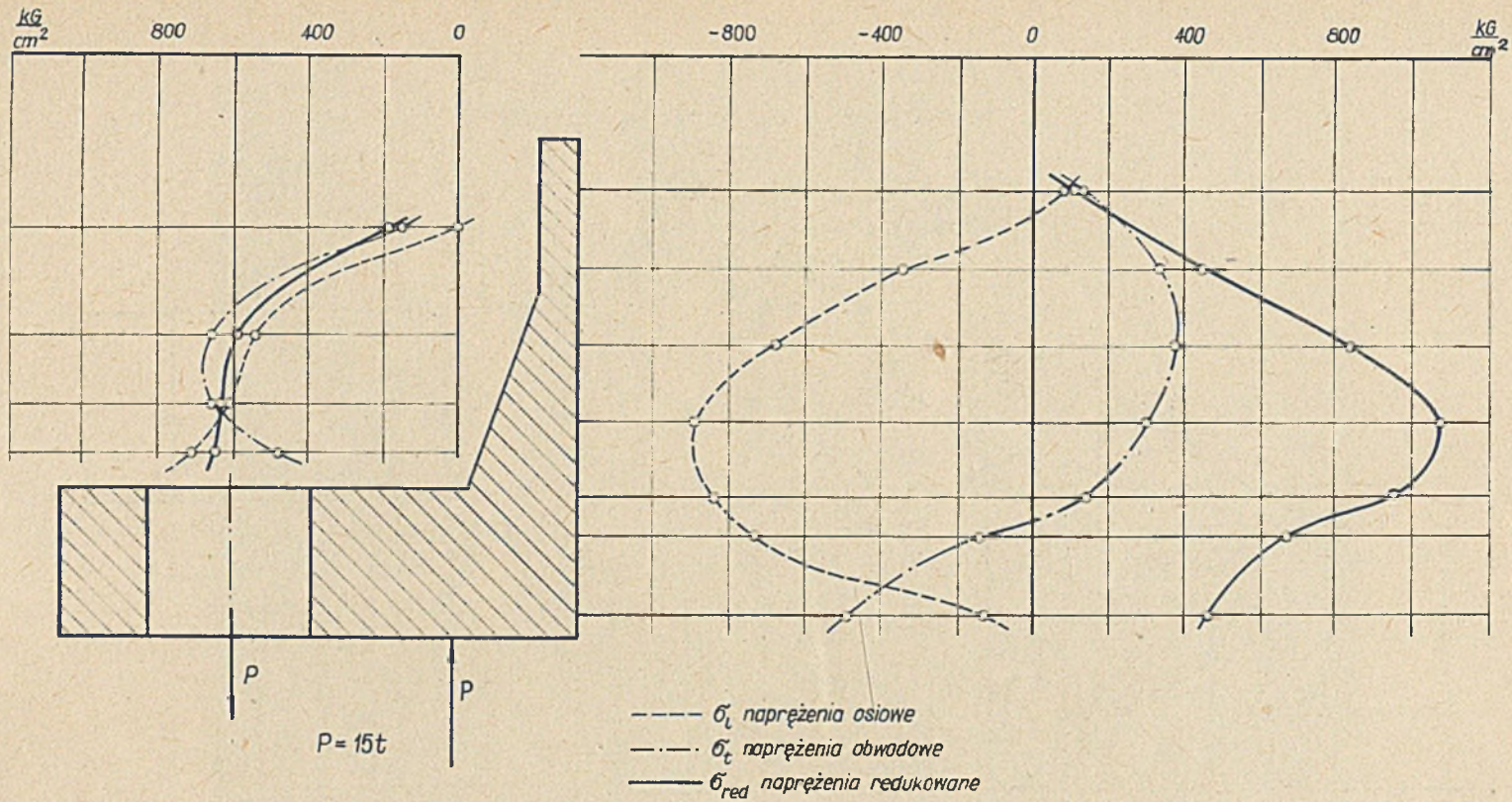
Mimo, że układ obciążający kołnierz za pośrednictwem ośmiu grzybków był statycznie niewyznaczalny, zdołano tak dopasować grzybki, aby naciski rozkładały się dosyć równomiernie.

Pomiaru wydłużeń dokonano przy pomocy czujników oporowych z przewodnikiem metalicznym produkcji Zakładu Mechaniki Budowli Politechniki Gdańskiej typu kratowego (typ RL) o stałej k = 2,13. Dla wydłużeń osiowych ε_l stosowano czujniki o podstawie 10 mm, dla wydłużeń obwodowych ε_t czujniki o podstawie 20 mm. Punkty pomiarowe w części rurowej przyjęto na śladach płaszczyzn przechodzących przez osie otworów (płaszczyzny działania śrub), zaś w talerzu między otworami.
Założono, że dzięki symetrii osiowej układu wydłużenia osiowe ε_l i obwodowe ε_t są zarazem odkształceniami głównymi, charakteryzują więc wyczerpująco stan odkształcenia i naprężenia w danym punkcie. Dla wszystkich trzech kołnierzy wydłużenia przy obciążeniu wstępnym wynoszącym P_o = 1 t przyjęto jako równe zero, następnie zmierzono wydłużenia przy obciążeniu P = 16 t, we wszystkich ośmiu płaszczyznach działania śrub. Wyznaczono składowe stanu naprężenia, a następnie średnie (z ośmiu pomiarów) ich wartości. Największe odchyłki wartości naprężeń w poszczególnych płaszczyznach od wartości średniej nie przekraczały 12%. Wyznaczono wartości naprężeń redukowanych σ_{red} według hipotezy energii odkształcenia postaciowego. Pomiary te wykazały, że największe wytężenie wystąpi w przybliżeniu w połowie części stożkowej kołnierza. Wyniki pomiarów pozwoliły na ustalenie dla każdego kołnierza wartości obciążenia P_{SI} przy której $\sigma_{red\,max} = R_{pl}$. Wyniki pomiarów ujęte w postaci wykresów przedstawiają rys.4,5,6.

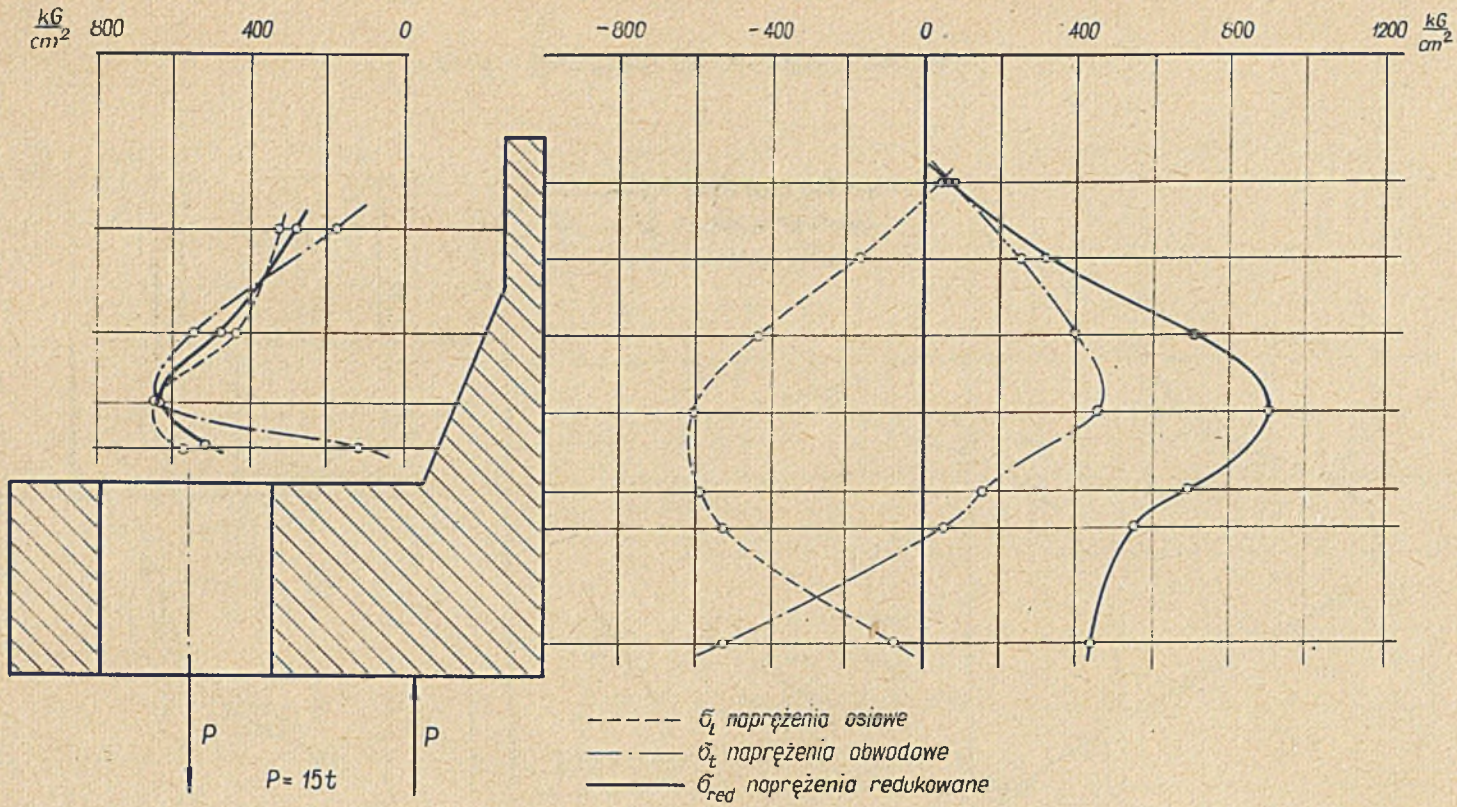
Przemieszczenia kołnierza pod wpływem obciążenia mierzono w czterech punktach talerza symetrycznie rozmieszczonych między otworami (rys.2) przy pomocy deflektometrów Huggenbergera z dokładnością 0,001 mm. (rys.7). Jako obciążenie wstępne przyjęto dla wszystkich kołnierzy P_o = 1 t. Obciążenie bieżące stopniowano dla kołnierza A początkowo co 2 t, później co 1 t, dla kołnierzy B i C początkowo co 4 t, później co 2 t. Po każdym pomiarze dla obciążenia bieżącego następowało odciążenie i pomiar przy obciążeniu wstępnym.



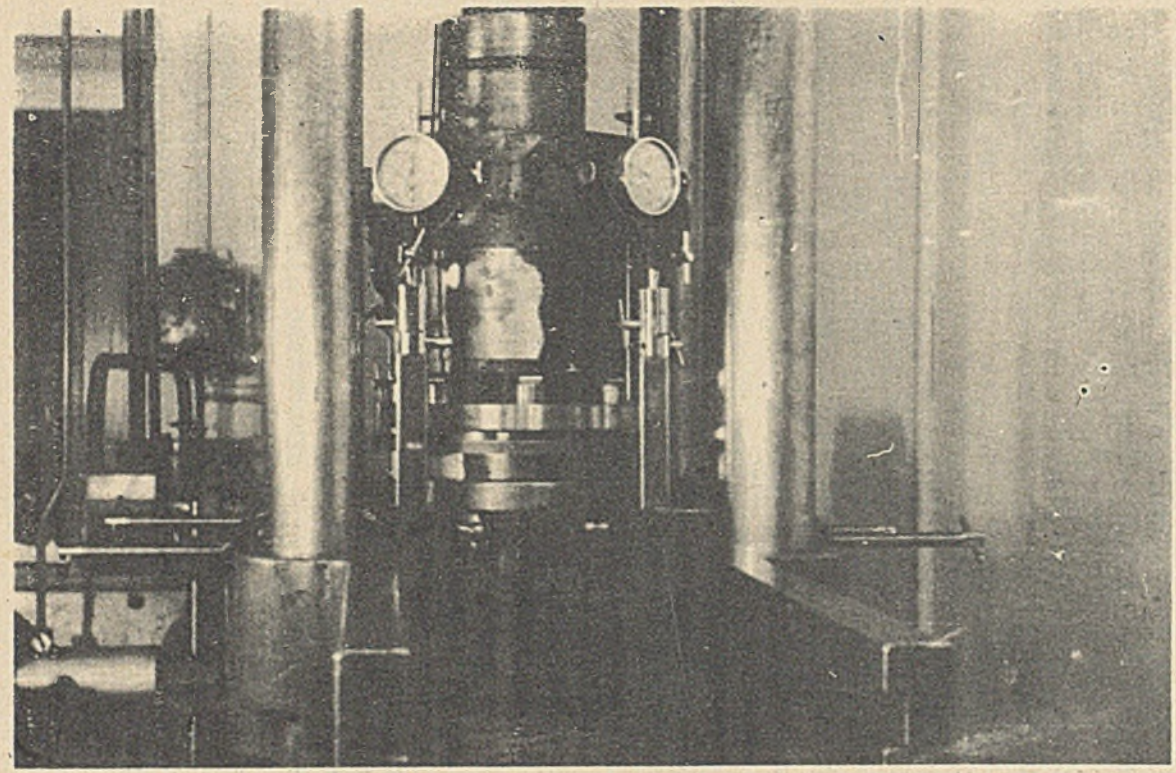
Rys.4. Naprężenia w kołnierzu A



Rys.5. Naprężenia w kołnierzu B



Rys.6. Naprężenia w kołnierzu C



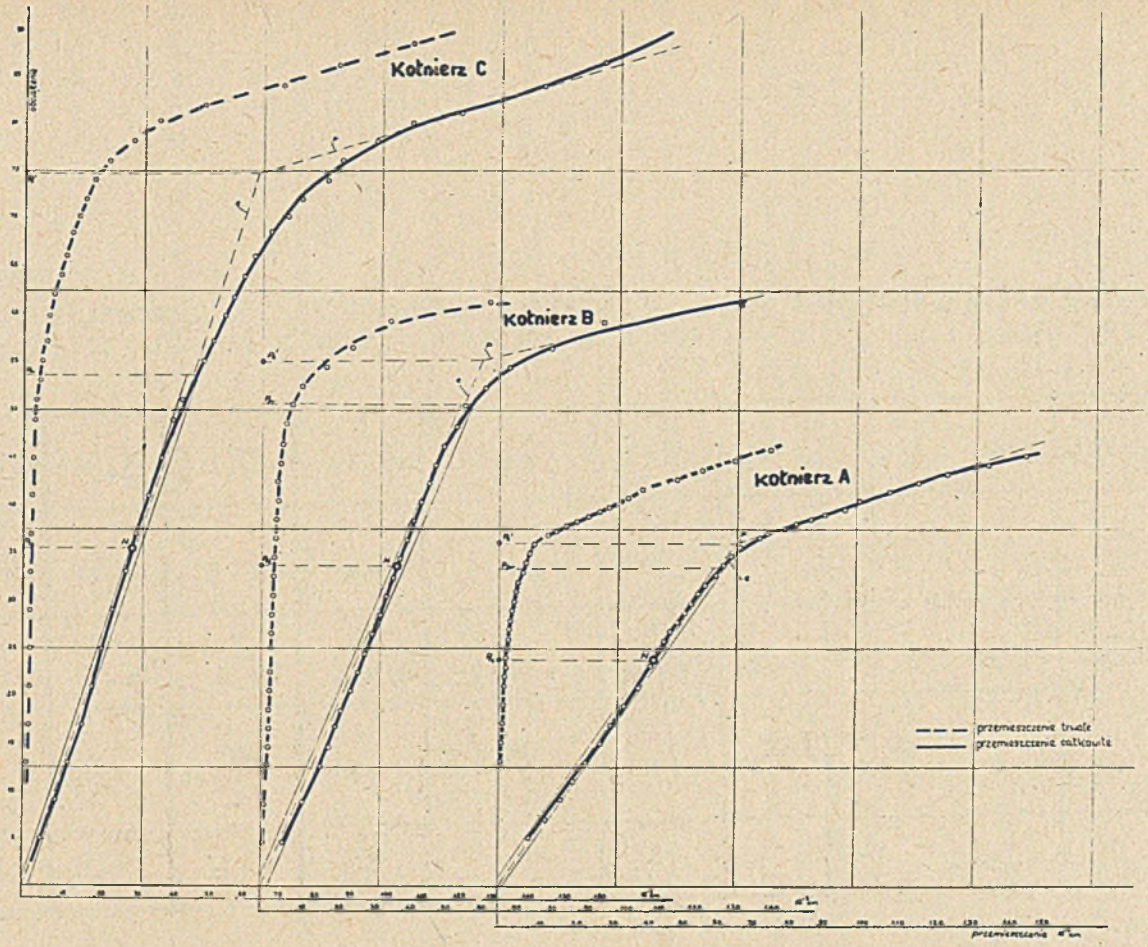
Rys.7. Pomiar przemieszczeń

W ten sposób wyznaczono przemieszczenia całkowite i przemieszczenia trwałe. Dla każdego kołnierza obliczono średnie wartości (z czterech miejsc pomiarowych) przemieszczeń całkowitych u i trwałych u_p. Największe odchyłki zmierzonych przemieszczeń od wartości średnich nie przekraczały w zakresie sprężystym 1,5%, zaś w zakresie dużych odkształceń plastycznych 15%. Dla wszystkich trzech kołnierzy otrzymane wyniki naniesiono na wykresy w układzie przemieszczenie - obciążenie. Uzyskane punkty pozwoliły na nakreślenie odpowiednich krzywych rys.8.

Wykresy dla początkowych obciążeń w zakresie głównie sprężystych odkształceń (trwałe bardzo małe) wykazują dla wszystkich kołnierzy odstępstwa od linii prostej, które nie mają charakteru przypadkowego. Na krzywych tych można wyróżnić punkt przegięcia N, siła P_{SII} odpowiadająca temu punktowi posiada w przybliżeniu wartość bliską wartości siły P_{SI} wywołującej w miejscu największego wytężenia stan plastyczny ($\sigma_{red\ max} = R_{pl}$) i wyznaczonej na podstawie wyników tensometrycznej analizy stanu naprężenia.

Przy stosowaniu zasady obliczeń na dopuszczalne naprężenie siła ta byłaby uważana za obciążenie niebezpieczne.
Przyjmując dopuszczalną stałą wielkość błędu $\Delta u = 1,5 \cdot 10^{-3}$ cm przybliżono początkową część wykresu prostą e i wyznaczono wartość obciążenia P_{pr} odpowiadającą umownej granicy proporcjonalności dla zależności $u = f(P)$ i wartość liczby wpływowej $(u = P \cdot c)$ $[c] = \frac{cm}{10^6 kG}$.

Przy dalszym wzroście obciążeń występuje gwałtowny wzrost przemieszczeń całkowitych i trwałych co odzwierciedla się na wykresie w dość silnym załamaniu krzywej. Dalszą część wykresu aproksymowano również prostą p i wyznaczono siłę P'_e odpowiadającą punktowi przecięcia się prostej e z prostą p.
Siłę P'_e uważamy za graniczne obciążenie kołnierza. Ponadto wyznaczono odpowiadające tej sile wielkości przemieszczeń całkowitych u'' i trwałych u''_p. Wartości liczbowe wymienionych wielkości podano w tablicy 1.



Rys.8a,b,c. Wykres przemieszczeń w kołnierzach A,B,C

Tablica 1

Kożnierz	P_{sI}	P_{sII}	Δu	P_{pr}	C	P_e'	u'	u_p'	W'	P'	S
	kG	kG	10^{-3} cm	kG	$\frac{10^{-3}\ cm}{10^{3}\ kG}$	kG	10^{-3} cm	10^{-3} cm	cm^3	kG	%
A	26200	24750	± 1,5	35500	1,82	37750	73	12	48,8	40700	+ 7,8
B	34600	35200	± 1,5	51250	1,12	57250	74	20	61,7	52300	- 8,6
C	41000	36750	± 1,5	55750	0,88	74800	85	21	84,5	71100	- 4,9

x) Wielkości sił podano z uwzględnieniem siły wstępnej P_o = 1 t, wartości odczytane na wykresach rys.8, podają wielkości siły bez uwzględnienia obciążenia wstępnego.

4. TEORETYCZNE WYZNACZENIE NOŚNOŚCI GRANICZNEJ

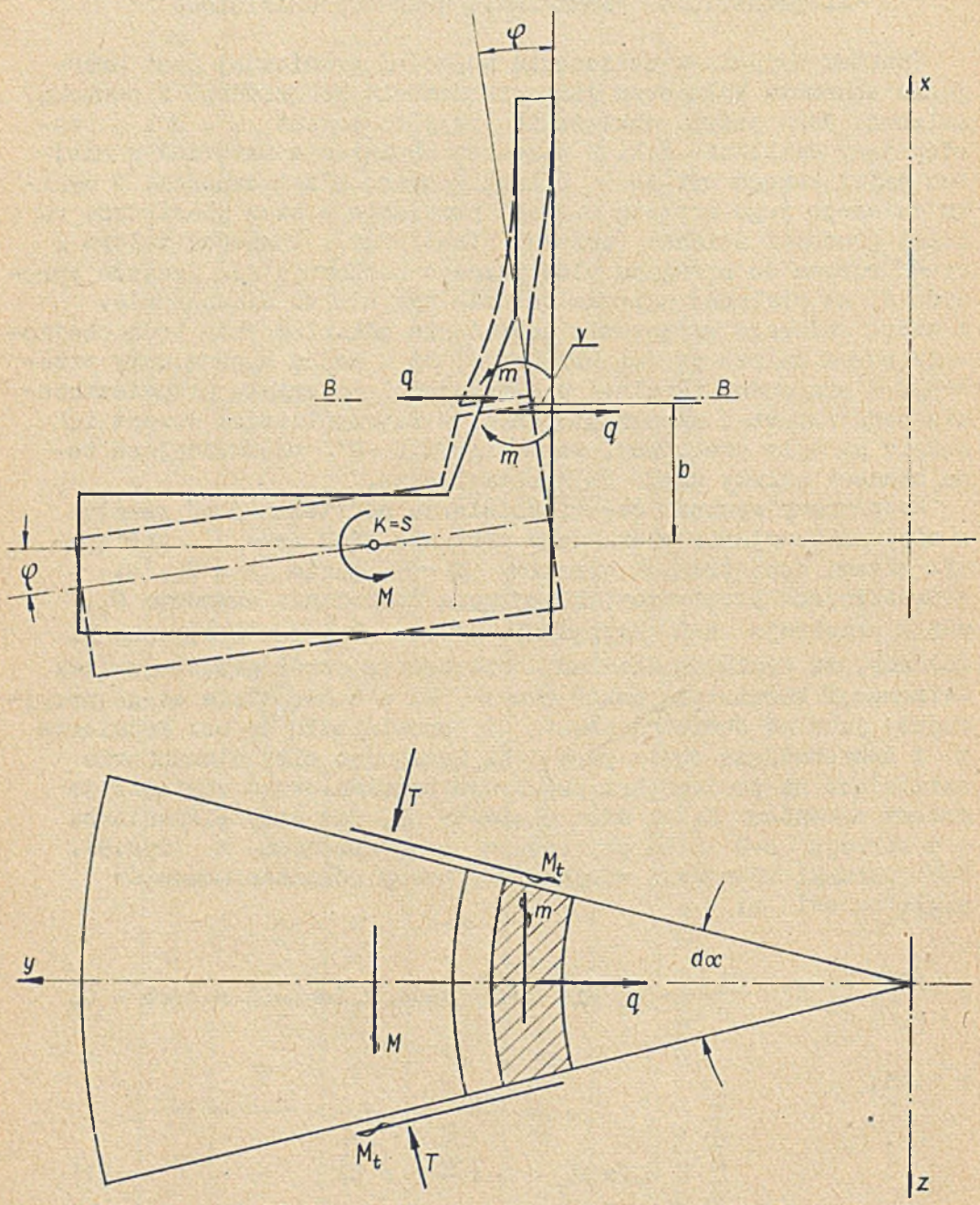
Punktem wyjścia w obliczeniu nośności granicznej jest przyjęcie schematu kołnierza jako pierścienia połączonego z powłoką walcową. Jako jedyne obciążenie przyjęto moment $M = P \cdot a$ zastępujący działanie sił. Z wzrostem obciążenia materiał w miejscu największego wytężenia osiąga granicę plastyczności. W wyniku dalszego jego wzrostu nastąpi przejście w stan plastyczny na całej grubości ścianki (przegub plastyczny). Ponieważ talerz i część rurowa do przegubu plastycznego zachowują się jeszcze sprężyście, na wielkość ugięcia talerza wpłynie to nieznacznie. W miarę dalszego wzrastania obciążenia odkształcenia będą obejmowały coraz dalsze części przekroju, aż w końcu ogarną cały przekrój. W przypadku idealnej plastyczności materiału przemieszczenia będą wzrastać nieograniczenie; w rzeczywistości wzrost ich będzie na tyle gwałtowny, że obciążenie M' odpowiadające temu stanowi należy uznać za niebezpieczne.

Rozpatrzmy wycinek części kołnierza oddzielonej od reszty w miejscu powstania pierwszego przegubu B-B (rys.9). Obciążenie siłami zewnętrznymi wyrazimy $M\frac{d\alpha}{2}$, gdzie $M = P \cdot a$. W przekrojach promieniowych wystąpią naprężenia obwodowe σ_t, zaś w przekroju B-B naprężenia osiowe σ_1, σ_2 i styczne τ. Załóżmy, że wynikiem działania sił będzie obrót przekroju (bez deformacji kołnierza) wokół punktu K, w następstwie czego przyjmujemy jako oś obojętną prostą l prostopadłą do osi kołnierza x i przechodzącą przez punkt K. Redukując siły elementarne działające na powierzchni przekroju promieniowego zastąpić je możemy momentem M_t i siłą obwodową T, zaś siły elementarne w przekroju B-B siłą poprzeczną q i momentem m (rys.9). Jako warunki równowagi wycinka napiszemy równanie momentów względem osi z:

$$M\frac{d\alpha}{2\pi} - M_t \sin\frac{d\alpha}{2} - M_t \sin\frac{d\alpha}{2} - m\,r\,d\alpha - q\,r\,d\alpha\,b = 0,$$

a stąd:

$$M = 2\pi(M_t + m\,r + q\,r\,b) \qquad (1)$$



Rys.9. Obciążenia i odkształcenia wycinka kołnierza

i równanie rzutów sił na oś y:

$$q\, r\, d\alpha - 2\, T \sin \frac{d\alpha}{2} = 0,$$

a stąd:

$$q\, r = T.$$

Wprowadzając dla przekroju B-B średnie wartości naprężeń stycznych wyliczamy

$$q = \bar{\tau}\, s. \tag{3}$$

Należy uwzględnić warunek nierozdzielności przemieszczeń w przekroju B-B, odzielającym część rurową odkształconą wyłącznie sprężyście od reszty, pozostającej w stanie plastycznym (rys.9). Dla części rurowej na podstawie znanych rozwiązań dla powłoki walcowej [6] wyznaczamy

$$\vartheta = \frac{2\, k^2 r^2}{s\, E}\, q - \frac{4\, k^3 r^2}{s\, E}\, m. \tag{4}$$

$$v = \frac{2\, k^2 r^2}{s\, E}\, (km - q), \tag{5}$$

gdzie

$$k = \frac{\sqrt[4]{3(1 - \nu^2)}}{\sqrt{r \cdot s}}. \tag{6}$$

Jeżeli kąt φ określa obrót przekroju części pierścieniowej kołnierza, wówczas warunki nierozdzielności wyrażą się:

$$\vartheta = \varphi,$$

$$v = b,$$

lub po uwzględnieniu (4) i (5)

$$\varphi = \frac{2\,k\,r^2}{s\,.\,E}\,(q - 2\,km), \tag{7}$$

$$b\,\varphi = \frac{2\,k\,r^2}{s\;E}\,(km - q). \tag{8}$$

Rozwiązując ten układ równań ze względu na q i φ otrzymujemy

$$q = mk\,\left(1 + \frac{b}{b + \frac{1}{k}}\right), \tag{9}$$

$$\varphi = \frac{2\,k^2 r^2}{s\;E}\,m\,\frac{1}{b + \frac{1}{k}} \tag{10}$$

Jeżeli przez $\bar{\varepsilon}_{tB}$ oznaczymy średnią wartość wydłużenia obwodowego w przekroju B-B, to wówczas musi być spełniony warunek

$$(r + v)\;2\pi = r\;2\pi\,(1 + \bar{\varepsilon}_{tB}),$$

lub uwzględniając, że $v = \varphi . b$

$$\varphi b = r\,.\,\bar{\varepsilon}_{tB}, \tag{11}$$

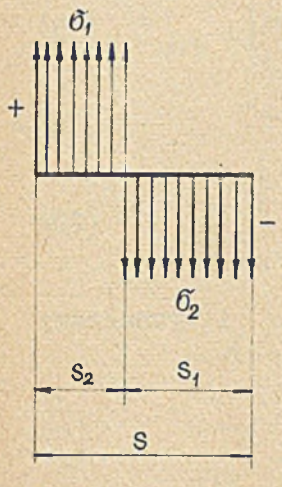
podstawiamy $\bar{\varepsilon}_{tB} = \dfrac{\bar{\sigma}_{tB}}{1 - \nu^2}$ i wyznaczamy

$$\bar{\sigma}_{tB} = \frac{E}{1 - \nu^2}\cdot\varphi\frac{b}{r}.$$

Po podstawieniu zaś wielkości φ wyznaczonej z (10) otrzymamy

$$\bar{\sigma}_{tB} = \frac{2\,k^2\,r\,b}{s\,(1-\nu^2)}\,m\,\frac{1}{b+\frac{1}{k}}. \tag{12}$$

Jeżeli dla określenia stanu naprężenia przyjęto w przekroju B-B stałe naprężenia $\bar{\tau}$ i $\bar{\sigma}_{tB}$, to w stanie plastycznym rozkład naprężeń podłużnych σ_1 i σ_2 będzie przedstawiać się jak na rys.10, przy czym muszą spełniać się równania:



Rys.10. Naprężenia normalne w przekroju B-B

$$m = \sigma_1 \cdot s_1\,\frac{s}{2} = \sigma_2\,s_2\,\frac{s}{2}, \tag{13}$$

$$s_1 + s_2 = s. \tag{14}$$

Ponadto dla stanu plastycznego zgodnie z kryterium plastyczności Hubera:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^{\,2} + \bar{\sigma}_{tB}^{\,2} - \sigma_1\,\bar{\sigma}_{tB} + 3\,\bar{\tau}^2} = \sqrt{\sigma_2^2 + \bar{\sigma}_{tB}^{\,2} + \sigma_2\bar{\sigma}_{tB} + 3\bar{\tau}^2} = \sigma' = R_{pl}. \tag{15}$$

Jak wynika z równań (15) musi być spełniony warunek:

$$\bar{\sigma}_{tB} = \sigma_1 - \sigma_2. \tag{16}$$

Porównujemy prawe strony równań (12) i (16) podstawiając

$$m = \sigma_2\,s_2,\,\frac{s}{2},$$

$$\frac{k^2\,r\,b}{(1-\nu^2)}\,\frac{1}{b+\frac{1}{k}}\,\sigma_2\,s_2 = \sigma_1 - \sigma_2 \tag{17}$$

Podstawiamy $\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{s_2}{s_1}$ i po przekształceniach równania (17) otrzymujemy:

$$s_1 \cdot s_2 = (s_2 - s_1) \frac{(1-\nu^2)\ (b + \frac{1}{k})}{b\ k^2\ r}. \tag{18}$$

Uwzględniając, że $s_1 + s_2 = s$ wyznaczamy

$$s_2 = \frac{s - 2\alpha}{2} + \sqrt{\left(\frac{s - 2\alpha}{2}\right)^2 + \alpha s}, \tag{19}$$

gdzie

$$\alpha = \frac{(1 - \nu)^2\ (b + \frac{1}{k})}{b\ k^2\ r}. \tag{20}$$

Podstawiamy we wzorze (9) $m = \sigma_1\ s_1\ \frac{s}{2}$, $q = \bar{\tau} \cdot s$ i wyznaczamy

$$\bar{\tau} = \sigma_2 \frac{s_2}{2} k \left(1 + \frac{b}{b + \frac{1}{k}}\right),$$

lub

$$\bar{\tau} = \sigma_2\ \omega_1, \tag{21}$$

gdzie

$$\omega_1 = \frac{s_2}{2} k \left(1 + \frac{1}{b + \frac{1}{k}}\right). \tag{22}$$

W podobny sposób z wzoru (12) uzyskujemy

$$\sigma_{tB} = \sigma_2 \frac{k^2\ r\ b\ s}{(1 - \nu^2)} 2 \cdot \frac{1}{b + \frac{1}{k}},$$

lub
$$\bar{\sigma}_{tB} = \sigma_2 \omega_2, \tag{23}$$

gdzie
$$\omega_2 = \frac{k^2 r b s_2}{(1 - \nu^2)} \frac{1}{b + \frac{1}{k}} = s_2 \frac{1}{\alpha}. \tag{24}$$

Podstawiamy w wyrażeniu na naprężenia redukowane w przekroju B-B wyliczone wartości naprężeń z (24) i (21).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_2^2 + \sigma_2^2 \omega_2^2 + \sigma_2^2 \omega_2 + 3 \sigma_2^2 \omega_1^2},$$

skąd

$$\sigma_2 = \sigma_{red} \frac{1}{\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3 \omega_1^2}}, \tag{25}$$

$$\bar{\tau} = \omega_1 \sigma_2 = \sigma_{red} \frac{\omega_1}{\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}}. \tag{26}$$

W stanie plastycznym $\sigma_{red} = \sigma' = R_{pl}$. Dla części pierścieniowej w stanie plastycznym naprężenia σ_t w obydwu częściach przekroju A_1 i A_2 osiągną wartość stałą $\sigma_t = \sigma' = R_{pl}$; wówczas

$$M_t' = \sigma' (A_1 e_1 + A_2 e_2), \tag{27}$$

$$T' = \sigma' (A_2 - A_1), \tag{28}$$

gdzie e_1 i e_2 odległości środków części przekroju A_1 i A_2 od osi obojętnej (rys.14). Wstawiamy T', wyliczone z równania (28) do równania (2) i wyznaczamy:

$$q' = \frac{1}{r} \sigma' (A_2 - A_1).$$

Podstawiamy w równanie (3) $\bar{\tau} = \sigma' \dfrac{\omega_1}{\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 2\omega_1^2}}$

i otrzymujemy

$$q' = \sigma' \frac{\omega_1 \cdot s}{\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}}.$$

Porównujemy prawe strony obydwu wyrażeń i uzyskujemy równanie

$$\frac{1}{r}(A_2 - A_1) = \frac{\omega_1 \cdot s}{\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}}.$$

Wyrażamy $A_1 = A - A_2$, gdzie A - pole całkowitego rozpatrywanego przekroju i otrzymujemy

$$A_2 = \frac{1}{2}A + \frac{r\, s \cdot \omega_1}{2\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}}. \tag{29}$$

Równanie (29) określa położenie osi obojętnej.

Wielkość momentu granicznego wyznaczamy z równania (1) po podstawieniu:

$$M_t = M_t' = \sigma' (A_1 e_1 + A_2 e_2),$$

$$m = m' = \frac{s \cdot s_2}{2}\sigma' \frac{1}{\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}},$$

$$q = q' = \sigma' \frac{\omega_1 \cdot s}{\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}},$$

$$M' = \sigma' \, 2\pi \left(A_1 e_1 + A_z \cdot e_z + \frac{r \cdot s \cdot s_2}{2\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}} + \right.$$

$$\left. + \frac{\omega_1 \, r \cdot s \cdot b}{\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}} \right). \qquad (30)$$

Wielkość

$$W' = 2\pi \left(A_1 e_1 + A_2 e_2 + \frac{r \cdot s \cdot s_2}{2\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}} + \right.$$

$$\left. + \frac{\omega_1 \cdot r \cdot s \cdot b}{\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}} \right) \qquad (31)$$

możemy nazwać wskaźnikiem nośności granicznej kołnierza. Przedstawiona metoda wyznaczenia nośności granicznej wymaga uprzedniego określenia miejsca przekroju B - B, co da się zrobić dość dokładnie, jeżeli mamy stan naprężenia w zakresie sprężystych odkształceń. W praktyce jednak każdorazowa analiza stanu naprężenia nie jest konieczna. Znajomość rozkładu naprężeń dla kilku pojedynczych przypadków kołnierzy danego typu (uzyskana najlepiej z pomiarów tensometrycznych) jest zupełnie wystarczającą podstawą do szacunkowego określenia przekroju B - B. Dokładność tej operacji ma, szczególnie w kołnierzach o dostatecznie sztywnych talerzach, stosunkowo mały wpływ na ostateczny wynik obliczeń. Dla kołnierzy normalnych należy przekrój B-B przyjąć w połowie wysokości stożkowego przejścia od talerza do części rurowej.

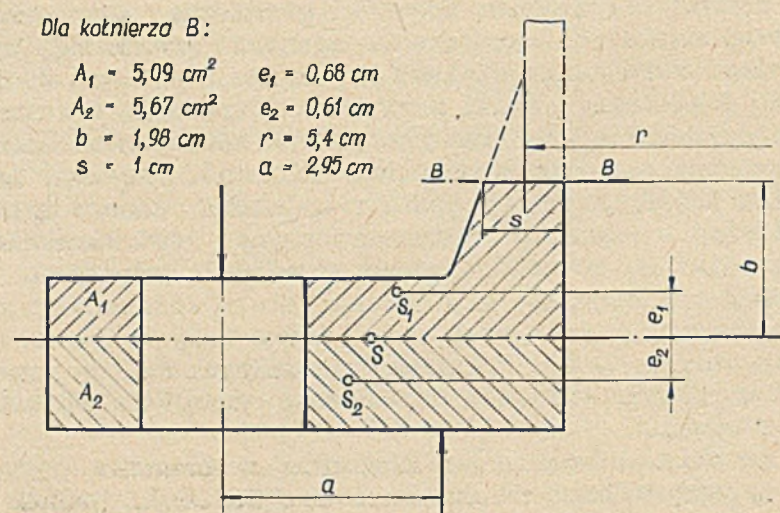
Wyznaczenie położenia osi obojętnej z równania (29) musiałoby być przeprowadzone na drodze iteracji. Jeśli jednak przy stosowanych kształtach kołnierzy przyjmiemy, że środek obrotu K pokrywa się ze środkiem ciężkości S całego przekroju, przez

który to środek przechodzi oś obojętna, to odcięta część przekroju A_2 będzie zawsze nieco większa od A_1, co wystarcza do przybliżonego spełnienia równania (2). Wówczas $A_1 e_1 = A_2 e_2$ i wskaźnik nośności granicznej przybierze postać:

$$W' = 2\pi \left(2 A_2 e_2 + \frac{r \cdot s \cdot s_2}{2\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}} + \frac{\omega_1 \cdot r \cdot s \cdot b}{\sqrt{1 + \omega_2^2 + \omega_2 + 3\omega_1^2}}\right). \tag{32}$$

Dla badanych kołnierzy wyznaczono na drodze teoretycznej wielkości wskaźników nośności granicznej W' i wartości obciążeń granicznych P'. Dla przykładu podajemy tok obliczeń dla kołnierza B:

1. Przyjmujemy przekrój B - B w połowie wysokości części stożkowej.
2. Wyznaczamy położenie środka ciężkości S całego przekroju i środki ciężkości S_1 i S_2 (rys.11).



Rys.11. Przekrój kołnierza, schemat do obliczeń wytrzymałościowych

3. Obliczamy wielkość k, przyjmując $\nu = 0,3$ i podstawiając za $r = 5,4$ cm, $s = 1$ cm

$$k = \frac{\sqrt[4]{3\,(1-\nu^2)}}{r \cdot s} = \frac{\sqrt[4]{3\,(1-0,3^2)}}{5,4 \cdot 1} = 0,554 \text{ cm}^{-1}$$

4. Wyznaczamy wielkość:

$$\alpha = \frac{(1-\nu^2)(b+\frac{1}{k})}{b \cdot k^2 \cdot r} = \frac{(1-0,3)^2(1,97+\frac{1}{0,554})}{1,97 \cdot 0,554^2 \cdot 5,4} = 1,05 \text{ cm}$$

i obliczamy:

$$s_2 = \frac{s-2\alpha}{2} + \sqrt{\left(\frac{s-2\alpha}{2}\right)^2 + \alpha s} = \frac{1-2 \cdot 1,05}{2} +$$

$$+ \sqrt{\left(\frac{1-2 \cdot 1,05}{2}\right)^2 + 1,05 \cdot 1} = 0,61 \text{ cm.}$$

5. Wyznaczamy wielkości ω_1, ω_2 i $1+\omega_2^2+\omega_2+3\,\omega_1^2$

$$\omega_1 = \frac{s_2 \cdot k}{2}\left(1+\frac{b}{b+\frac{1}{k}}\right) = \frac{0,61 \cdot 0,554}{2}\left(1+\frac{1,97}{1,97+\frac{1}{0,554}}\right) =$$

$$= 0,257,$$

$$\omega_2 = s_2 \cdot \frac{1}{\alpha} = 0,61\,\frac{1}{1,05} = 0,577,$$

$$\sqrt{1+\omega_2^2+\omega_2+3\,\omega_1^2} = 1,45.$$

6. $$W_B' = 2\pi\left(2\,A_2\,e_2 + \frac{r \cdot s \cdot s_2}{2\sqrt{1+\omega_2^2+\omega_2+3\,\omega_1^2}} + \frac{\omega_1\,r \cdot s \cdot b}{\sqrt{1+{}_2^2+{}_2+3\,{}_1^2}}\right),$$

$$W'_B = 2\pi\left(2 \cdot 5{,}67 \cdot 0{,}62 + \frac{5{,}4 \cdot 1 \cdot 0{,}61}{2 \cdot 1{,}45} + \right.$$

$$\left. + \frac{0{,}257 \cdot 5{,}4 \cdot 1 \cdot 1{,}98}{1{,}45}\right) = 61{,}7 \text{ cm}^3.$$

7. Wielkość obciążenia granicznego P'_B wyznaczamy z zależności:

$$P'_B = \frac{M'_B}{a} = \sigma' \cdot \frac{W'_B}{a},$$

podstawiamy $W'_B = 61{,}7 \text{ cm}^3$ $a = 2{,}95$ cm $\sigma' = 2500 \text{ kG/cm}^2$

i obliczamy $P'_B = 52300$ kG.

5. WNIOSKI I UWAGI OGÓLNE

Dla oceny wytrzymałościowej kołnierza bardziej owocne od żmudnych i kosztownych pomiarów tensometrycznych jest doświadczalne wyznaczenie zależności przemieszczeń od obciążeń. Na podstawie takiej charakterystyki można określić:

wielkość siły P_{sII} odpowiadającą w pewnym przybliżeniu lokalnemu osiągnięciu przez materiał stanu plastycznego,

wielkość siły P_{pr} odpowiadającą umownej granicy proporcjonalności dla zależności przemieszczeń od obciążeń, stałą c charakteryzującą sztywność kołnierza, obciążenie graniczne P_e.

Zestawienie wyników (tabl,1) wykazuje, że odchyłki wartości obciążenia granicznego obliczonego teoretycznie P' od wielkości wyznaczonych eksperymentalnie P'_e są we wszystkich przypadkach mniejsze od 10%. Tak dobrą dokładność uzyskano mimo daleko idących uproszczeń w obliczeniach teoretycznych. Znajdujemy tu potwierdzenie ogólnie znanego w wytrzymałości materiałów faktu o wiele mniejszej "czułości" na uproszczenia spekulacji dotyczących wyznaczenia obciążenia granicznego, niż dotyczących wyłącznie zakresu odkształceń sprężystych.

Upoważnia nas to do stosowania tej metody obliczeń w praktyce technicznej.

Kierowanie się w doborze kołnierzy rzeczywistą ich nośnością może być pobudką do zmniejszania ich wymiarów. Środkami prowa-

dzącymi do tego celu jest udoskonalenie elementów uszczelniających i stosowanie przydatniejszych materiałów.

Z uwagi na masowość występowania połączeń kołnierzowych efekty ekonomiczne mogą być znaczne.

Wyznaczenie obciążenia granicznego nie zawsze musi być wystarczające dla określenia nośności kołnierza. Nadmierne spiętrzenia naprężeń nie będą obojętne szczególnie wówczas, gdy obciążenia są zmienne, co może być spowodowane przede wszystkim zmianami termicznymi.

Otrzymano 9.I.1961 r.

LITERATURA

[1] M.T. Huber - Z zagadnień wytrzymałościowych zbiorników o wysokim ciśnieniu wewnętrznym. Przegląd Mechaniczny 1938 Nr 17-18.

[2] S. Timoschenko - Methods of determining the strength of pipe flanges. Mech.Eng. tom 49, 1927.

[3] Wolfgang Vocke - Spannungsberechnung für Flanschverbindungen. Die Tiechnik 1954 Zesz.11. PN/H-74339.

[4] PN/H-74339.

[5] S. Schwaigerer - Die Berechnung der Flanschverbindungen im Behälter und Rohrleitungsbau. Zeitschrift VDI 1954. tom 96 Zesz.1.

[6] Z.B. Kantorowicz - Osnowy rasczeta chimiczeskich maszyn i apparatow. Maszgiz 1952.

ПРЕДЕЛЬНАЯ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ФЛАНЦЕВ ТРУБ

Резюме

Работа подает методы определения предельной нагрузки фланцев труб. Проведено тензометрические измерения состояния напряжения фланцев, равно как и измерения перемещения тарелки. Основываясь на анализе диаграммы для экспериментально определенной зависимости перемещений от нагрузок определено характерные величины наргузок в особенности предельных. Рассмотрено, пользуясь теоретическим методам, определения предельной нагрузки и подано один из примеров её вычисления. Сопоставление теоретических и опытных результатов выказало вполне удовлетворительную согласованность.

EXTREME LOAD CARRYING CAPACITY OF PIPE FLANGES

Summary

The paper gives methods of limit load determination for pipe flanges. Tensometric measurements of stress state in flanges as well as disk displacement measurements have been carried out. On the ground of diagram analysis of the displacement dependence upon the loads — which was determined by means of experiments —, the characteristic load quantities and particulary limit loads have been determined. A theoretic method of limit load determination, was discussed and an exact example of its computation was given. The confrontation of theoretical results with those of experimental ones had shown their satisfactory conformity.