

INTERNATIONAL SEMINAR on MODERNIZATION of HOISTING MACHINES
- RELIABILITY AND WORK SAFETY

Stefan BUĆKO

ZUT "Zgoda" - Politechnika Krakowska
Świętochłowice - Kraków

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWO-KONSTRUKCYJNA WIELOLINOWEGO BĘBNA PĘDNEGO ORAZ PROPOZYCJE
MODYFIKACJI KONSTRUKCJI

Streszczenie

W pracy przeprowadzono analizę wpływu zeber usztywniających powłokę i tarcze boczne bębna pędnego na pracę tych elementów. Przedstawione wyniki obliczeń ugięć, naprężeń oraz sił brzegowych w powłoce wykazały, że stosowanie wewnętrznych zeber obwodowych nie jest konieczne z uwagi na bezpieczeństwo konstrukcji. Analogiczny wniosek dotyczy zeber promieniowych usztywniających tarcze boczne. Uzasadniono celowość budowy bębna pędnego z powłoki gładkiej i gładkich tarcz bocznych-pozwoli to na istotne zmniejszenie pracochłonności wykonania przyczyniając się jednocześnie do poprawy czystości rozwiązania konstrukcyjnego. Wykazano również możliwość łączenia dwu segmentów bębna za pomocą śrub zamiast spawania.

1. WSTĘP

Celem przedstawionej pracy jest wskazanie, uzasadnionych analizą wytrzymałościową, możliwości modyfikacji konstrukcji wielolinowych bębnow pędnych.

Analizę wytrzymałościową bębna pędnego zrealizowano na podstawie metody opracowanej w ramach współpracy z ZUT "Zgoda" przez autora niniejszej pracy, przedstawionej (w skróconej wersji angielskiej) w czasopiśmie *Mechanika Teoretyczna i Stosowana* Zeszyt 1-2, 1990. Metoda oparta jest na wykorzystaniu podwójnych szeregów Fouriera do obliczenia przemieszczeń, sił wewnętrznych, naprężeń oraz sił brzegowych w powłoce bębna. W stosunku do wcześniejszej pracy B. Skalmierskiego przyjęto inne równania równowagi powłoki oraz inne schematy obciążenia, lepiej aproksymujące obciążenia rzeczywiste, a jednocześnie zapewniające lepszą zbieżność szeregów.

Metoda obliczeniowa zapewnia w szczególności możliwość analizy stanu naprężenia i odkształcenia w pobliżu obwodowych zeber wewnętrznych i ocenę wpływu tych zeber na pracę powłoki.

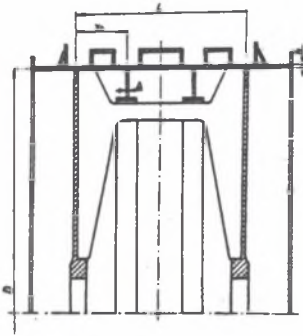
Istotnymi elementami w dotychczas stosowanej wersji konstrukcyjnej są: powłoka walcowa

kolista usztywniona obwodowymi żebrami wewnętrznymi oraz tarcze boczne usztywnione żebrami promieniowymi łączącymi jednocześnie obie tarcze.

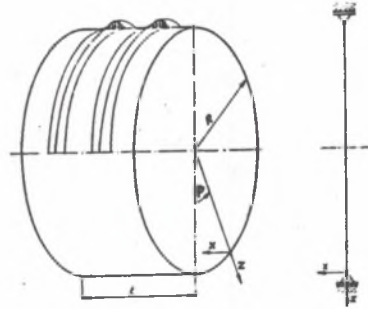
W prezentowanej pracy przedstawiono analizę ilościową i jakościową wpływu żeber oraz wynikające z niej propozycje modyfikacji konstrukcji.

2. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA I KONSTRUKCYJNA POWŁOKI BĘBNA

Schemat aktualnie budowanej konstrukcji bębna pokazano na rys.1, natomiast rys.2 przedstawia przyjęty model obliczeniowy powłoki.



Rys.1. Schemat konstrukcji bębna pędnego.



Rys.2. Schemat obliczeniowy powłoki bębna

Podstawowym odstępstwem modelu obliczeniowego od konstrukcji rzeczywistej jest przyjęcie przegubowego zamocowania brzegów powłoki, co powoduje pominięcie momentu brzegowego. Znane rozwiązania ściśle dla powłok walcowych wskazują, że oddziaływanie momentu brzegowego jest lokalne - ewentualny moment brzegowy nie może zatem mieć istotnego wpływu na odkształcenia powłoki w pobliżu zebra.

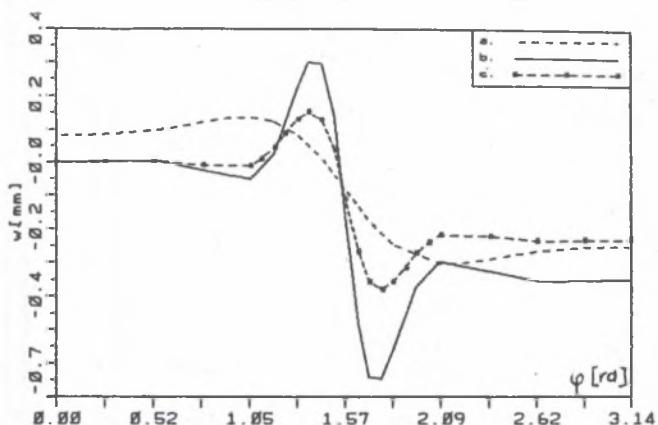
Podstawą analizy konstrukcyjnej są wyniki obliczeń wykonane dla powłoki o parametrach $R=2,6$ m, $l=1,35$ m, $x_s=0,45$ m, $N = 0,263$ MN -siła w jednej linii; przyjęto również $E = 2 \cdot 10^5$ MPa, $\nu = 0,3$.

Obliczenia wykonano dla trzech wersji konstrukcyjnych powłoki:

- powłoka o grubości $h_1 = 25$ mm z dwoma żebrami obwodowymi o parametrach $F=1,05 \cdot 10^{-2}$ m²
 $J = 1,15 \cdot 10^{-4}$ m⁴ - pole i moment bezwładności przekroju poprzecznego zebra, konstrukcja rzeczywista,
- powłoka gładka o grubości $h_1 = 25$ mm,
- powłoka gładka o grubości $h_2 = 35$ mm.

Najważniejsze dla analizy wyniki obliczenia przemieszczeń promieniowych (ugięć) oraz naprężeń wzdłuż obwodu pod linią przedstawiono na rysunkach 3,4,5,6.

Przedstawione na wykresach wyniki obliczeń pozwalają na ocenę wpływu sztywnych wewnętrznych żeber obwodowych na stan odkształcenia i naprężenia w powłoce.



Rys.3. Rozkład przemieszczeń promieniowych w (ugięć) w płaszczyźnie liny.

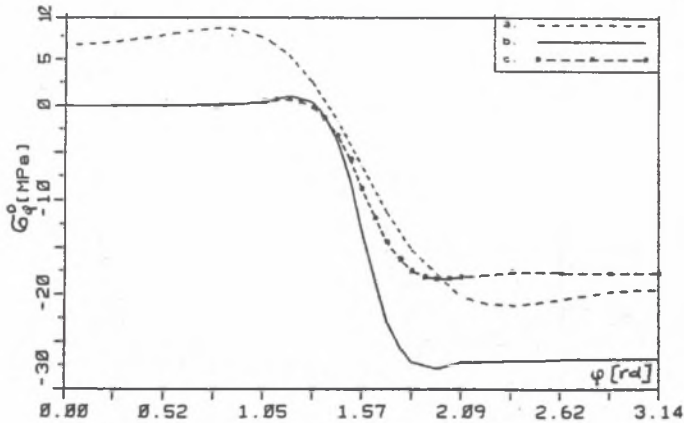
Przedstawione na wykresach wyniki obliczeń pozwalają na ocenę wpływu sztywnych wewnętrznych żeber obwodowych na stan odkształcenia i naprężenia w powłoce.

W przypadku powłoki z żebrami wyraźnie zaznacza się pionowe przemieszczenie powłoki wraz z żebrzem - przemieszczenie górnej tworzącej pod linią wynosi $-2,5 \cdot 10^{-4}$ m, a dolnej tworzącej $+0,85 \cdot 10^{-4}$ m. Deformacja powłoki gładkiej jest odmienna - w obszarze odpowiadającym $-\frac{\pi}{3} < \varphi < \frac{\pi}{3}$ ugięcia powłoki są praktycznie zerowe, a istotne deformacje (ugięcia) powłoki występują w górnej połowie bębna $\frac{\pi}{2} < \varphi < \frac{3\pi}{2}$. Ugięcia górnej tworzącej powłoki gładkiej (pod linią) o grubości $h_1 = 25$ m wynosi $-3,8 \cdot 10^{-4}$ m i jest niewiele większe od sumy bezwzględnych ugięć tej samej powłoki usztywnionej żebrzem ($w_0 = 3,35 \cdot 10^{-4}$ m); dla powłoki o grubości $h_2 = 35$ m ugięcie górnej tworzącej wynosi zaledwie $-2,3 \cdot 10^{-4}$ m.

Maksymalne ugięcia powłoki bębna występują w strefie zejścia liny w obszarze odpowiadającym $\frac{\pi}{2} < \varphi < \frac{7\pi}{12}$ - sztywne zebro obwodowe łagodzi przebieg ugięć, ale podobnie działa zwiększenie grubości powłoki. Charakter ugięć powłoki o grubości $h_2 = 35$ mm w tej strefie niewiele odbiega od ugięć powłoki z żebrzem sztywnym. Ugięcia te mają istotne znaczenie dla pracy wykładziny pod linią i obciążenia żeber zewnętrznych.

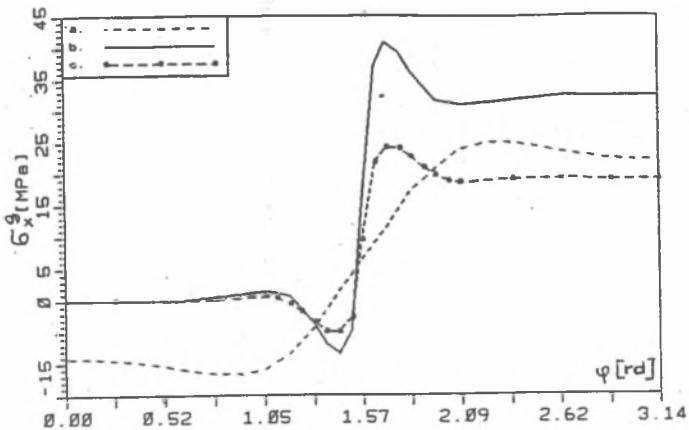
Dla bezpieczeństwa konstrukcji podstawowe znaczenie mają wartości naprężeń oraz ich widmo - ważne z uwagi na trwałość zmęczeniową.

Sztywne obwodowe zebra wewnętrzne zmniejszają wartości naprężeń w górnej części powłoki w stosunku do powłoki gładkiej tej samej grubości - wprowadzając jednocześnie naprężenia przeciwnego znaku w części dolnej, gdzie w powłoce gładkiej naprężenia są praktycznie równe zero. Najbardziej charakterystyczne jest tutaj naprężenie σ_{φ}^0 : w powłoce gładkiej ($h_1 = 25$ mm) $\sigma_{\varphi}^0 = -28,8$ MPa na górnej tworzącej oraz $\sigma_{\varphi}^0 = 0$ na dolnej tworzącej, natomiast w tej samej powłoce z żebrzem $\sigma_{\varphi}^0 = -21$ MPa na górnej tworzącej i $\sigma_{\varphi}^0 = +8,3$ MPa na dolnej tworzącej. Dla powłoki gładkiej o grubości $h_2 = 35$ mm $\sigma_{\varphi}^0 = -17,7$ MPa na górnej tworzącej i $\sigma_{\varphi}^0 = 0$ na dolnej tworzącej. Ważną cechą rozkładu naprężeń σ_{φ}^0 jest fakt, że amplitudy tych naprężeń dla powłoki wzmocnionej żebrami ($\sigma_{\varphi a}^0 = 14,6$ MPa) oraz gładkiej ($\sigma_{\varphi a}^0 = 14,9$ MPa) są praktycznie jednakowe.



Rys. 4. Rozkład naprężeń obwodowych $G_{\varphi}^0 = \frac{N\varphi}{h}$ w płaszczyźnie liny.

Szttywne żebro obwodowe zmienia widmo naprężeń z odzerowo tętniącego (dla powłoki gładkiej $d\ell = \frac{\sigma_{\max}^0}{\sigma_{\min}^0} = 0$) w kierunku cyklu symetrycznego ($d\ell = -0,4$ dla powłoki z żebrem), co jest niekorzystne dla wytrzymałości zmęczeniowej. Zdecydowanie korzystniej na naprężenie G_{φ}^0 wpływa zwiększenie grubości ścianki, zmniejsza amplitudę (dla $h_2 = 35$ mm, $G_{\varphi_2}^0 = 8,9$ MPa) nie zmieniając współczynnika asymetrii cyklu ($d\ell = 0$).



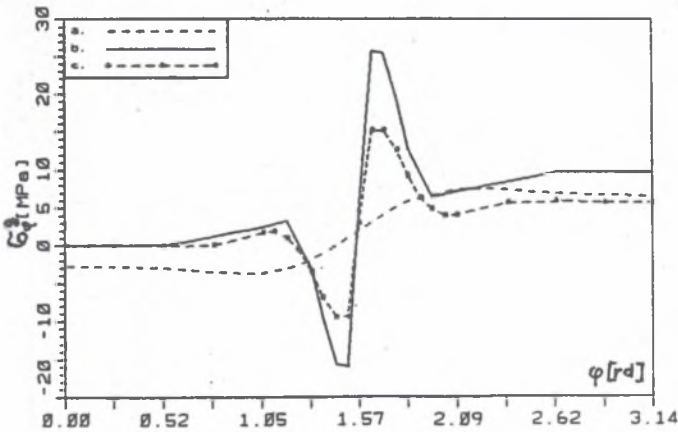
Rys. 5. Rozkład naprężeń giętnych $G_x^g = \frac{6Mx}{h^2}$

Dla wyteżenia powłoki istotne znaczenie mają również naprężenia zginające G_x^g i G_{φ}^g . Szttywne obwodowe żebro wewnętrzne wyraźnie zmniejsza skrajne wartości G_{φ}^g oraz amplitudę tych naprężeń - moment zginający M_{φ} przenosi głównie żebro. Zwiększenie grubości powłoki gładkiej zmniejsza wartości maksymalne G_{φ}^g , przy czym w dolnej części powłoki pozostaje nadal $G_{\varphi}^g = 0$.

Rozkład naprężeń G_x^g jest podobny do rozkładu ugięć - żebro wprowadza w dolnej części powłoki zginanie o znaku przeciwnym jak w części górnej. Zwiększanie grubości powłoki

gładkiej zmniejsza ekstremalne wartości σ_x^0 nie wprowadzając jednocześnie zginania w części dolnej powłoki.

Oprócz omawianych wyżej naprężeń $\sigma_\varphi^0, \sigma_x^0, \sigma_\varphi^s$ w ścianie powłoki działają naprężenia $\sigma_x^s, \tau_{x\varphi}^s, \tau_{x\varphi}^0$ - wartości tych naprężeń w strefie największego wyężenia są małe, a ich wpływ na $\sigma_{0 \max}$ znikomy.



Rys.6. Rozkład naprężeń giętnych $\sigma_\varphi^0 = \frac{6 M \varphi}{h^2}$ na powierzchni wewnętrznej powłoki w płaszczyźnie liny.

Naprężenia styczne $\tau_{x\varphi}^0 = \frac{N_{x\varphi}}{h}$ oraz $\tau_{x\varphi}^s = \frac{6 M_{x\varphi}}{h^2}$ wzrastają wraz z oddalaniem się od liny w kierunku tarczy bocznej, gdzie $\sigma_\varphi^0, \sigma_x^0, \sigma_\varphi^s$ są już niewielkie.

Dla porównawczej oceny trzech analizowanych powłok warto podać maksymalne naprężenia zredukowane wg Hubera oraz maksymalne ugięcia :

dla przypadku a : $\sigma_{0 \max} = 32,5 \text{ MPa}$, $w_{\max} = 0,30 \text{ mm}$,

dla przypadku b : $\sigma_{0 \max} = 48,0 \text{ MPa}$, $w_{\max} = 0,49 \text{ mm}$,

dla przypadku c : $\sigma_{0 \max} = 29,0 \text{ MPa}$, $w_{\max} = 0,38 \text{ mm}$.

Przedstawione wyniki obliczeń oraz analiza wpływu zębra na odkształcenia i naprężenia w powłoce wskazują, że stosowanie sztywnych zębier wewnętrznych nie jest konieczne z punktu widzenia bezpieczeństwa konstrukcji.

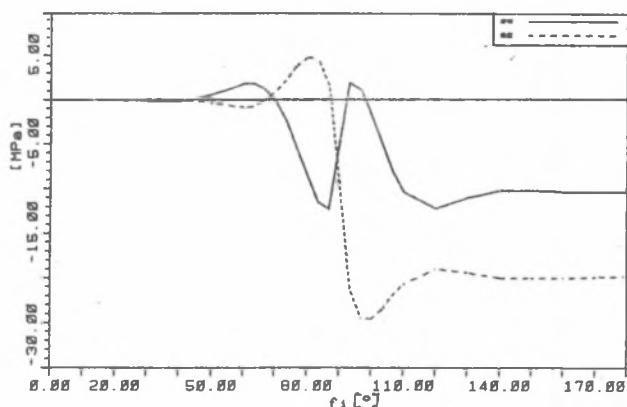
Zastąpienie powłoki rzeczywistej ($h_1 = 25 \text{ mm}$ oraz 2 zębra wewnętrzne) powłoką gładką o grubości $h_2 = 35 \text{ mm}$ zmniejsza wyężenie materiału i pozwala uzyskać dodatkowe istotne efekty ekonomiczne:

- zmniejszenie masy powłoki o około 1000 kg, co poprawi warunki rozruchu i hamowania wskutek zmniejszenia masowego momentu bezwładności,
- zmniejszenie długości spoin o ponad 130 m przez eliminację spoin niezbędnych przy spawaniu zębier,
- zmniejszenie w istotnym stopniu pracochłonności wykonania bębna.

Analogiczny wniosek dotyczący modyfikacji konstrukcji powłoki bębna przedstawiono w pracy S.Bućko "Koncepcja nowego rozwiązania konstrukcyjnego i metody obliczeń wytrzyma-

łościowych wielolinowych bębnow pędnych maszyn wyciągowych" przedstawionej na konferencji Simnax 87.

Innym ważnym kierunkiem modernizacji bębnow pędnych jest stworzenie możliwości łączenia dwóch części bębna za pomocą śrub zamiast wykonywania spoin montażowych już na wale głównym. Doświadczenia eksploatacyjne wykazują, że z tymi spoinami związana jest większość awarii tarcz bocznych. Możliwość wykonania ostatecznego montażu przy użyciu śrub zamiast spawania otwiera się przede wszystkim dla powłok gładkich, w których całkowite naprężenia obwodowe ($\sigma_{\varphi} = \sigma_{\varphi}^o + \sigma_{\varphi}^z$) są na prawie całym obwodzie ujemne i tylko w otoczeniu $\varphi = \frac{\pi}{2}$ przyjmują niewielkie wartości dodatnie.



Rys.7. Rozkład całkowitych naprężeń obwodowych na powierzchni wewnętrznej -SW oraz na powierzchni zewnętrznej -SZ w płaszczyźnie liny: powłoka gładka $h_3 = 45$ mm

Rozkłady naprężeń obwodowych na powierzchni wewnętrznej SW oraz powierzchni zewnętrznej SZ powłoki gładkiej o grubości $h_3 = 40$ mm (pozostałe parametry jak poprzednio) przedstawiono na rys.7. Przedstawione wykresy wskazują, że wprowadzenie niewielkiego napięcia wstępnego w strefie podziału powłoki zapewni ciągłość odkształceń, taką pracę powłoki dzielonej jak powłoki jednolitej (spawanej).

Jest oczywiste że połączenie obu części tarczy bocznej musi zapewniać przeniesienie znacznych obciążeń jednak konstrukcyjne rozwiązanie łączenia płaskich tarcz nie stwarza takich trudności konstrukcyjnych jak łączenie powłoki.

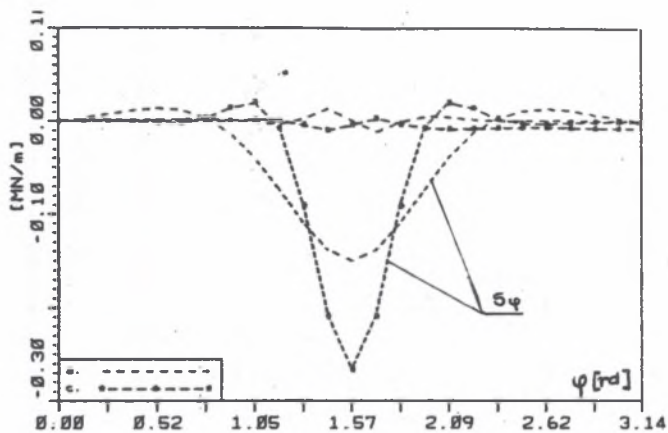
Budowa bębnow skręcanych z dwóch części pozwoli na skrócenie czasu ostatecznego montażu oraz na eliminację naprężeń i odkształceń spawalniczych. Może to przyczynić się do zwiększenia niezawodności konstrukcji.

3. Analiza obciążenia tarcz bocznych i wstępne propozycje modernizacji

Przedstawiona w pracy [1] metoda obliczeń powłoki bębna pozwala na obliczenie sił brzegowych w powłoce. Są to jednocześnie siły, z jakimi powłoka oddziałuje na tarczę boczną. Przyjęty model obliczeniowy nie pozwala aktualnie na obliczenie ewentualnych momentów brzegowych, jednak ich wartości nie będą duże wobec dużej podatności węzła tarcza-powłoka. Przedstawione na rysunku 8 wykresy składowych radialnych S_z oraz obwodowych S_{φ}

sił brzegowych wskazują, że decydujące znaczenie mają siły obwodowe S_φ , działające głównie w obszarach $\frac{\pi}{3} < \varphi < \frac{2\pi}{3}$ oraz $\frac{4\pi}{3} < \varphi < \frac{5\pi}{3}$.

Pozwala to stwierdzić, że jeżeli w płaszczyźnie tarczy nie ma liny, wówczas tarcze boczne obciążane są niemal wyłącznie siłami stycznymi do obwodu - siły promieniowe są o dwa rzędy mniejsze.



Rys.8. Rozkład sił brzegowych (dla $x = 0$): promieniowych - S_z oraz obwodowych - S_φ

Jeżeli w płaszczyźnie tarczy jest lina nośna, wówczas dodatkowo działają siły promieniowe od nacisku $S_{z1} = \frac{N}{R}$ (dla przykładu analizowanego wcześniej $S_{z1} = 0,1$ MN/m wobec $S_\varphi = 0,3$ MN/m).

Schemat obciążenia tarczy bocznej pozwala zakwestionować celowość usztywniania tarczy żebrami promieniowymi - żebra takie nie wspomagają tarczy przy przenoszeniu sił stycznych do jej obwodu.

Żebra promieniowe wprowadzają natomiast pewne negatywne efekty jak np.:

- koncentrują obciążenia spoiny łączącej tarczę z piastą, w wyniku lokalnego obciążenia siłą przenoszoną przez zebro (w tarczy gładkiej siły promieniowe ulegają rozmyciu),
- przesuwają powierzchnię środkową w stosunku do płaszczyzny środkowej tarczy, wymuszając tym samym jej zginanie od sił działających w płaszczyźnie środkowej samej tarczy.

Żebra promieniowe zwiększają niewątpliwie sztywność osiową bębna, jednakże ten sam efekt można uzyskać łącząc tarcze elementami równoległymi do osi wału, a nie wprowadzającymi wymienionych wyżej efektów negatywnych.

Przedstawiona wyżej analiza tarczy jest tylko analizą jakościową i wymaga uściślenia analizą ilościową.

Analiza ilościowa naprężeń w tarczy pozwoli na określenie niezbędnej grubości tarczy i wymiaru spoiny łączącej tarcze z powłoką bębna.

Mimo braku w chwili obecnej pełnych wyników obliczeń, wnioszek o możliwości odrzucenia żeber promieniowych uznać można za uzasadniony. Na podkreślenie zasługują efekty ekonomiczne - zmniejszenie pracochłonności oraz ruchowe - zmniejszenie masy i momentu bezwładności bębna.

4. Wnioski końcowe.

1. Przedstawiona analiza konstrukcyjna bębna pozwala na sformułowanie założeń konstrukcyjnych nowej generacji bębnow pędnych :
 - powłoka bębna gładka od wewnątrz, tj. bez stosowanych dotychczas wewnętrznych żeber obwodowych,
 - tarcze boczne gładkie (bez żeber promieniowych), połączone lokalnie elementami zwiększającymi sztywność osiową bębna (np. układy wstępnie napięte).
2. W przypadku powłok gładkich istnieje możliwość łączenia dwóch segmentów bębna za pomocą śrub.

LITERATURA

- [1] S. Bućko : Strength Analysis Of Multi-Rope Winding Machine Drum Drive. Mech. Teoret. i Stosow., 1-2, 1990.
- [2] S. Bućko, A. Zieliński : Analiza konstrukcji bębna płuczki do płukania kamienia wapiennego. Zesz. Nauk. Pol. Łódzkiej, 10, 1975.
- [3] W. Flugge : Powłoki - obliczenia statyczne, Arkady W-wa, 1972.
- [4] B. Skalmierski: Problemy statyki i dynamiki powłok uzebrowanych, Zeszyt Nauk. Pol. Śląskiej, Mechanika z. 10, 1963.

Recenzent: Doc.dr inż. Tadeusz Zmysłowski

Wpłynęło do Redakcji w październiku 1991 r.

STRENGTH - DESIGN ANALYSIS OF MULTIROPE FRICTION DRUM -
- SUGGESTION OF CONSTRUCTION MODIFICATION

S u m m a r y

The paper deals with analysis of stiffening ribs influence on behaviour of drum shell and side discs. The calculation results of deflections, stresses and boundary forces in shell revealed that the use of inner circumferential ribs was not necessary from point of view of structure safety. It was the same with radial ribs stiffening side discs. It was justified to make friction drum with smooth construction of shell and discs (without ribs), thus decreasing time of manufacturing and "purifying" design pattern. An idea of bolted drum halves was also proved.

ПРОЧНОСТНО- КОНСТРУКЦИОННЫЙ АНАЛИЗ МНОГОТРОСОВОГО ТРАНСМИССИОННОГО БАРАБАНА И ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО МОДЕРНИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ

Р е з ю м е

В работе проанализировано влияние ребер, придающих жесткость оболочке и боковым дискам трансмиссионного барабана, на работу этих элементов. Представленные результаты расчетов прогибов, напряжений и крайних сил в оболочке показали, что применение внутренних периметрических ребер не является необходимым из-за безопасности конструкции. Аналогичный вывод относится к диаметральному ребрам, придающим жесткость боковым дискам.

Обоснована целесообразность строения трансмиссионного барабана из гладкой оболочки и гладких боковых дисков - это позволит существенно уменьшить трудоемкость выполнения, одновременно поправляя чистоту конструкторского решения. Показана возможность соединения обеих сегментов барабана с помощью винтов, а не сварки.