

ANALIZA PRZYCZYN POWSTAWANIA PĘKNIĘĆ ZMĘCZENIOWYCH W KONSTRUKCJI BĘBNA PĘDNEGO MASZyny WYCIĄGOWEJ

STRESZCZENIE

W chwili obecnej eksploatowana jest jeszcze pewna ilość górniczych urządzeń wyciągowych z bębnami pędnymi, w których konstrukcji zastosowano sztywne połączenie tarcz bocznych z przeponami w kształcie litery „U”. W bębnach takich okresowo, po wykonaniu kolejnych napraw, wykrywane są pęknięcia o charakterze zmęczeniowym. W celu wyjaśnienia przyczyn zaistniałej sytuacji, autorzy wykonali analizę wytrzymałościową z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES), której wyniki zostały zweryfikowane przez przeprowadzenie odpowiednich pomiarów tensometrycznych. Wykonane badania i analizy wykazały, że bezpośrednią przyczyną powstawania pęknięć zmęczeniowych w bębnach jest nadmierne przeszywnienie konstrukcji przeponami łączącymi tarcze boczne bębna. Na tej podstawie opracowano wytyczne odnośnie modernizacji bębnow pędnych omawianych urządzeń wyciągowych.

Słowa kluczowe: wytrzymałość, zmęczenie, badania nieniszczące, MES, górnicze urządzenie wyciągowe

ANALYSIS OF THE CAUSES OF FATIGUE CRACKS IN THE CONSTRUCTION OF A MOTION WHEEL IN HOISTING MACHINE

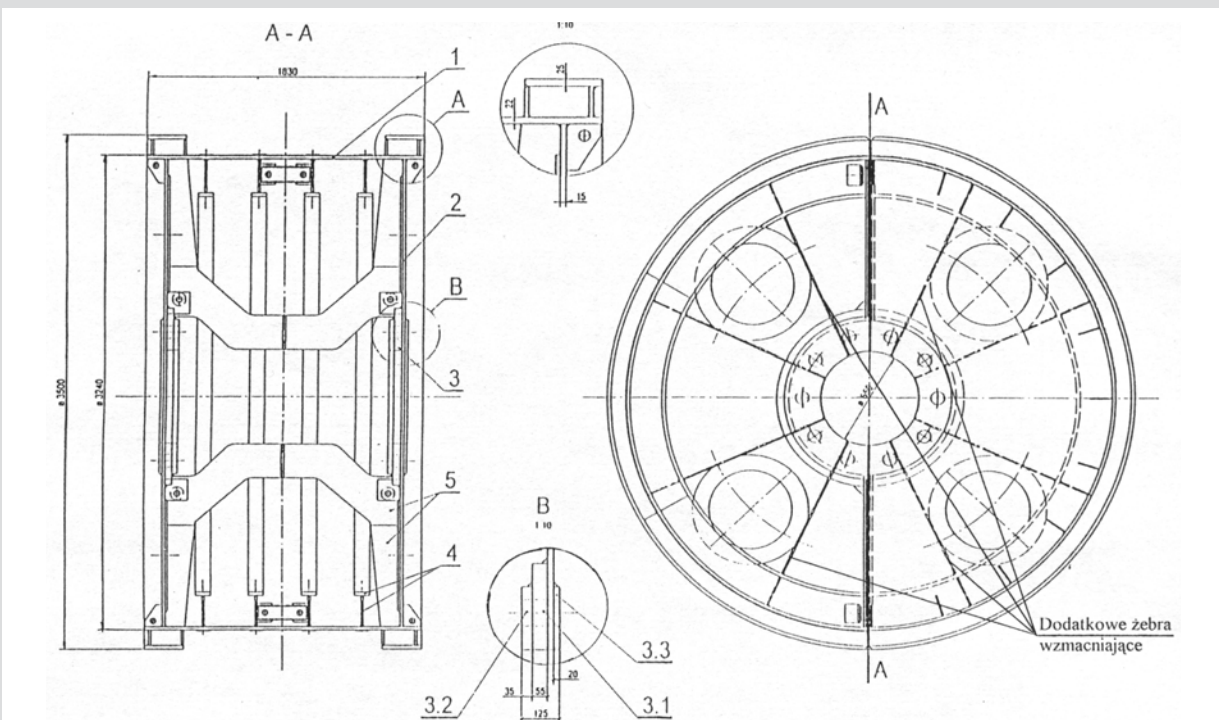
Still in use today there are some hoisting mining machines with motion wheels, the construction of which uses rigid 'U' shaped diaphragms to connect side disks. In such wheels periodically, after servicing, fatigue cracks are being found. The authors performed strength analysis done by the finite elements method, and verified its results using appropriate tensammetric measurements. The measurements and analyses performed confirmed that direct cause of the fatigue cracks in the barrels is over-rigidity of the structure due to stiff diaphragms joining the wheel disks. Based on this, recommendations were issued regarding modernization of motion wheels in the discussed hoisting machines.

Keywords: *strenght, fatigue, NDT testing, FEM, hoisting machine*

1. WSTEP

Eksploatuje się jeszcze pewną liczbę maszyn wyciągowych z bębniami pędnymi, których konstrukcja charakteryzuje się

przeponami w kształcie litery „U” łączącymi ich tarcze boczne (rys. 1). W trakcie ich eksploatacji stwierdza się w tych bębnach liczne pęknięcia o charakterze zmęczeniowym.



Rys. 1. Schemat bębna pędnego: 1 – płaszcz bębna, 2 – tarcza boczna, 3 – piasta, 4 – żebro obwodowe, 5 – przepona „U”

* Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki; boglad@uci.agh.edu.pl

Wykonywane okresowo naprawy wykrywanych uszkodzeń nie eliminują ponownego powstawania pęknięć w tych samych obszarach konstrukcji, a szybkie tempo rozwoju uszkodzeń zmęczeniowych oraz wynikająca stąd konieczność przeprowadzania częstych napraw istotnie wpływa na ograniczenie bezpieczeństwa eksploatacji i wydajności tych urządzeń [3]. Stało się to podstawą do podjęcia badań i analiz mających na celu wyjaśnienie przyczyn powstawania uszkodzeń bębnow oraz zaproponowanie takich zmian w ich konstrukcji, które wyeliminowałyby przyczyny powstawania pęknięć.

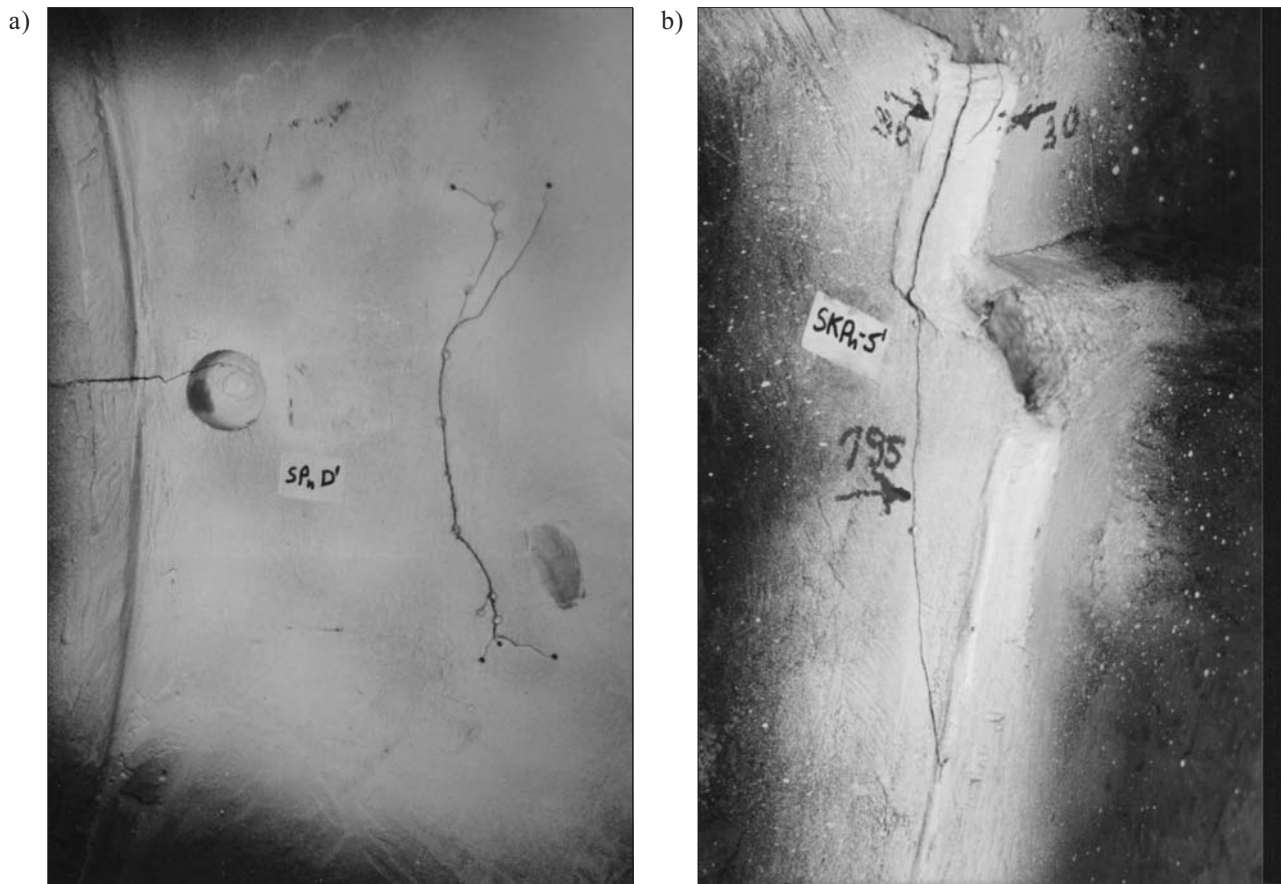
Cel ten zrealizowano przez wykonanie stosownej analizy wytrzymałościowej bębna pędnego, zweryfikowanej pomiarami tensometrycznymi. W czasie opracowania modeli obliczeniowych i przygotowania pomiarów tensometrycznych wykorzystywano wyniki badań defektoskopowych kilku bębnow eksploatowanych zarówno w przedziałach klatkowych, jak i skipowych. Wykonane badania defektoskopowe przy wykorzystaniu metody magnetyczno-proszkowej pozwoliły na ustalenie miejsc inicjacji i kierunków rozwoju pęknięć zmęczeniowych [1].

Przeprowadzone badania wykazały występowanie licznych pęknięć o charakterze zmęczeniowym, zlokalizowanych głównie w złączach spawanych w obszarze piast, w miejscu łączenia połówek bębnow oraz w tarczach bocznych i przeponach. Typowe wykryte pęknięcia zilustrowano na rysunku 2.

2. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA

Analizę wytrzymałościową bębnow pędných wykonano metodą elementów skończonych (MES), przy wykorzystaniu programów komputerowych „FEMAP” i NE/Nastran, opierając się na opracowanym podstawowym numerycznym modelu obliczeniowym konstrukcji bębna pędnego – MP. Przedstawiony na rysunku 3 model obliczeniowy obejmuje połowę bębna pędnego wraz z przynależną mu częścią wału. Model ten, złożony z odpowiednich elementów typu płytowego i bryłowego, odwzorowuje w pełni geometrię analizowanej konstrukcji. Obciążenie modelu stanowiły siły pochodzące od oddziaływania lin (tab. 1), jak również ciężar odpowiedniej części konstrukcji. Obciążenie pochodzące od sił w linach zostało odpowiednio rozłożone wzdłuż linii styku lin z płaszczem bębna.

Tak przygotowany numeryczny model obliczeniowy posłużył do przeprowadzenia analizy wytrzymałościowej omawianych bębnow. W efekcie wykonanych symulacji komputerowych uzyskano kompletne informacje o stanie odkształceń i naprężeń. W dalszej części artykułu przedstawiono i omówiono wybrane wyniki obliczeń uzyskane dla bębna urządzenia skipowego, obciążonego maksymalną sumaryczną siłą w linach (patrz tab. 1).



Rys. 2. Pęknięcia zmęczeniowe w obszarze tarcz bocznych: a) pęknięcie obwodowe o długości 185 mm oraz promieniowe o długości 45 mm; b) pęknięcie o długości 195 mm w obszarze połączenia przepony „U” z tarczą boczną i piastą



Rys. 3. Podstawowy model obliczeniowy bębna pędnego – MP

Tabela 1

Zestawienie obciążeń bębnow

Bęben przedziału	Siła w linach, kN		Maksymalna wartość	Siła sumaryczna P_y , kN	Moment M_s , kN·m
	ΣS_1	ΣS_2			
Skipowego	529,5	441,1	Siły	970,6	150,3
	344,0	446,3	Momentu	790,3	174,0
Klatkowego	444,3	341,2	Siły	785,5	175,3
	408,3	296,2	Momentu	704,5	190,6

Wybrane wyniki przeprowadzonych obliczeń komputerowych przedstawiono w formie planów warstwicowych, obrazujących rozkłady wartości przemieszczeń lub naprężeń w poszczególnych obszarach modelu bębna. Na rysunku 4 przedstawiono widok ogólny rozkładu wartości naprężeń zredukowanych σ_H w przeponach i tarczy bocznej, wyliczonych wg hipotezy Hubera – von Misesa. Natomiast na rysunku 5 zaprezentowano wartości przemieszczenia tarczy bocznej w kierunku równoległym do osi wału.

Wykonane symulacje komputerowe wykazały, że decydujący wpływ na poziom naprężeń w bębnach ma nie tyle wartość sumarycznej siły w linach, ile ugięcie wału maszyny wyciągowej wywołane przez to obciążenie. Obliczenia te wykazały jednocześnie, że naprężenia o ekstremalnych wartościach powstają w obszarach, dla których stwierdzono powstawanie i rozwój pęknięć zmęczeniowych. Wykonana analiza wyników obliczeń MES wskazuje, że składowe stanu naprężenia dla przepon zmieniają swoje wartości okresowo, wraz ze zmianą ich położenia wywołanego ruchem obrotowym bębna. Wartości ekstremalne naprężeń głównych (σ_1 i σ_2) osiągnięte zostają w przypadku, gdy przepona zajmuje położenie równoległe do wypadkowej sił w linach nośnych, to znaczy gdy leży ona w płaszczyźnie maksymalnego ugięcia wału.

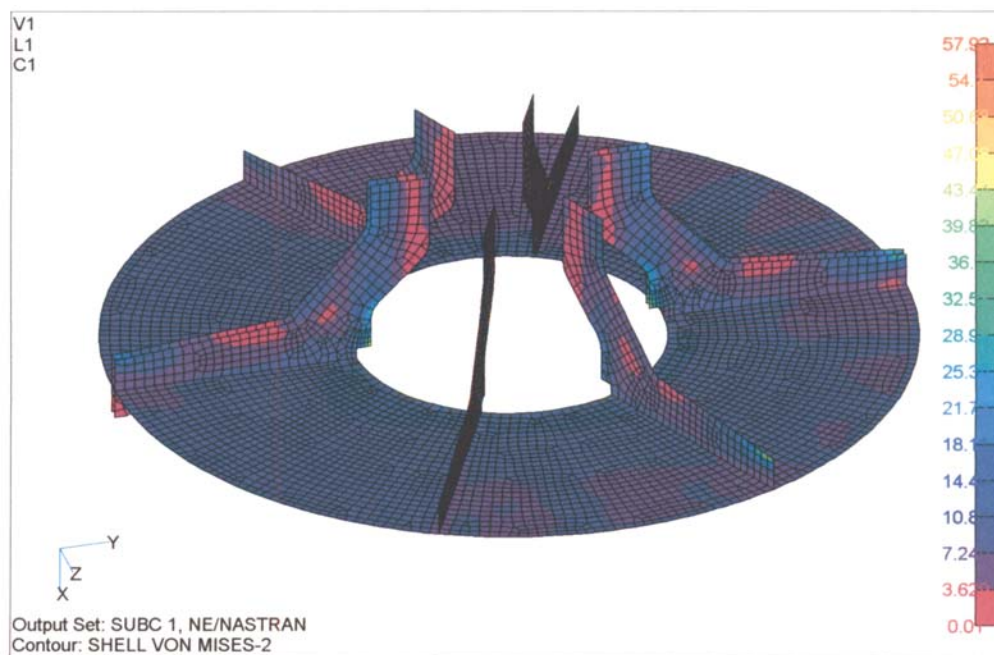
Dalsza szczegółowa analiza wyników przeprowadzonych obliczeń MES wykazała, że naprężenia o ekstremalnych wartościach dla całego bębna zlokalizowane są w przeponach w miejscu ich połączenia z piastą wału (rys. 4), a więc tam, gdzie najczęściej obserwowane było występowanie pęknięć zmęczeniowych.

Celem określenia wpływu długości i geometrii rozwijającego się w obszarze przepony pęknięcia na wartość naprężeń powstających w bębnie, na podstawie zidentyfikowanego dla tego obszaru konstrukcji mechanizmu rozwoju pęknięć, przeprowadzono rozszerzoną analizę MES uwzględniającą sukcesywny przyrost długości pęknięcia, co zilustrowano na rysunku 6.

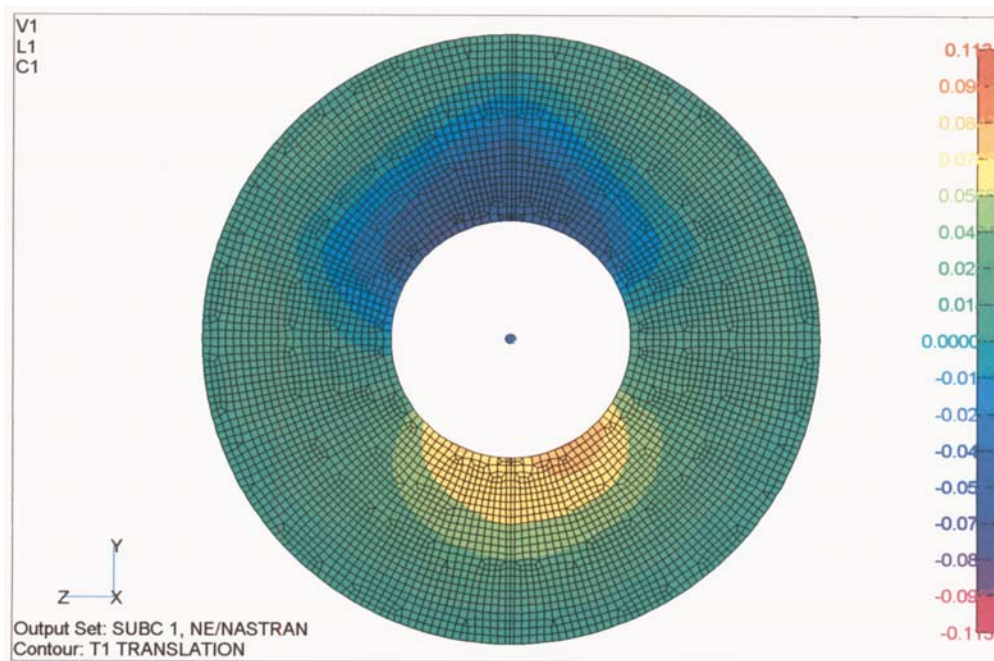
Poszczególne modele obliczeniowe (M) odpowiadały kolejnym etapom wzrostu długości pęknięcia:

- MA – linia A-B,
- MB – linia A-B-C-D,
- MC – linia A-B-C-E.

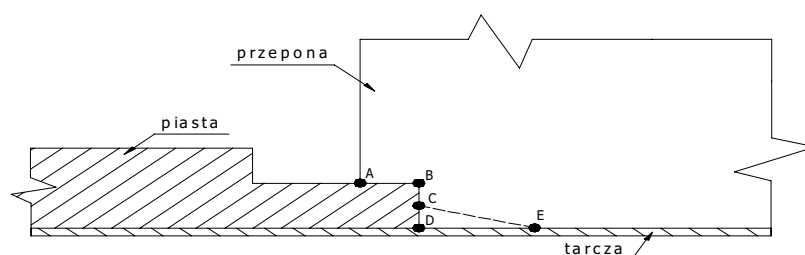
W tabelach 2 i 3 zestawiono ekstremalne wartości naprężeń głównych σ_1 , σ_2 i naprężeń zredukowanych σ_H w przeponach i tarczy bocznej dla wszystkich analizowanych modeli.



Rys. 4. Rozkład wartości naprężeń zredukowanych σ_H , MPa w przeponach i tarczy



Rys. 5. Rozkład wartości przemieszczeń tarczy v_x , mm



Rys. 6. Schemat rozwoju pęknięcia

Tabela 2

Zestawienie ekstremalnych wartości naprężeń w przeponie

Model obliczeniowy	Położenie przepony					
	powyżej wału			poniżej wału		
	Wartości naprężeń, MPa					
	σ_H	σ_I	σ_2	σ_H	σ_1	σ_2
MP	53,6	−14,6	−59,4	57,9	64,1	15,4
MA	48,9	−19,9	−54,1	51,3	56,4	18,9
MB	83,7	−0,9	−84,1	74,3	72,5	1,8
MC	43,7	−19,3	−49,8	47,7	53,8	19,3
MK	17,5	−3,7	−19,0	20,3	22,6	5,6

Tabela 3

Zestawienie ekstremalnych wartości naprężeń w tarczy

Model obliczeniowy	W tarczy					
	powyżej wału			poniżej wału		
	Wartości naprężeń, MPa					
	σ_H	σ_1	σ_2	σ_H	σ_1	σ_2
MP	8,1	3,6	−6,5	9,6	7,3	−5,1
MA	8,2	3,6	−6,7	9,9	7,5	−5,4
MB	39,8	−8,2	−43,0	38,9	40,8	4,6
MC	60,5	−24,0	−68,8	60,9	69,1	23,0
MK	16,1	3,6	−14,0	18,1	15,2	−4,7

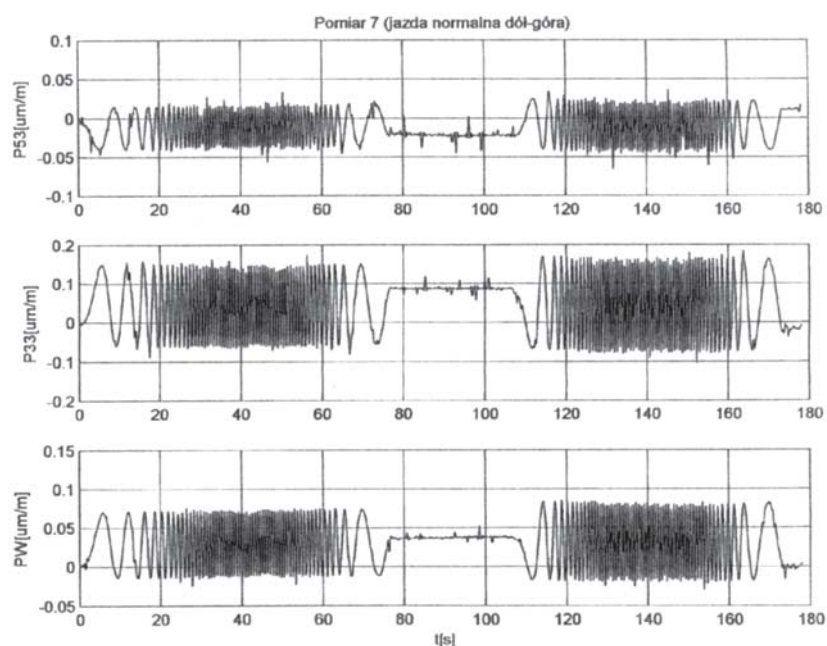
Analiza wykonanych obliczeń MES wskazuje, że rozwój pęknięcia wzdłuż linii A-B (model MA) nie ma praktycznie wpływu na stan naprężeń i odkształceń w tarczy. Jeżeli jednak pęknięcie rozwinie się do punktu D lub E, czyli dojdzie do tarczy bocznej, dalszy jego rozwój następować będzie w tarczy, wywołując uszkodzenia zilustrowane na rysunku 2a.

Przedstawione powyżej wyniki obliczeń wskazują, że bezpośrednią przyczyną powstawania i rozwoju pęknięć jest znaczne przeszytywnienie konstrukcji bębna przez przepony. Przepony lokalnie ograniczają odkształcenia tarcz bocznych wywoływane ugięciem wału, co powoduje cykliczne, zgodne z obrotami bębna pędne naprzemienne ściskanie i rozciąganie mimośrodowe przepon. W konsekwencji wywołuje to, w najbardziej wyłożonych obszarach przepon i tarcz bocznych bębnow, powstawanie pęknięć o charakterze zmęczeniowym. Fakt ten potwierdzają wyniki obliczeń i pomiarów tensometrycznych przedstawione na rysunku 7 i zebrane w tabeli 4.

Uzyskane rezultaty obliczeń wskazują na to, że usunięcie środkowej części przepon wraz z łączącym je pierścieniem może mieć korzystny wpływ na stan naprężeń w miejscu ich połączenia z tarczami. Dlatego też przy-

gotowano dodatkowy model obliczeniowy – MK, różniący się od wcześniejszych modeli tym, że usunięto w nim poziomą część przepon, pozostawiając tylko ich pionowe fragmenty połączone z tarczami bocznymi. Rozkład naprężeń zredukowanych w przeponach i tarczy bocznej uzyskany dla tego modelu przedstawiono na rysunku 8. Usunięcie środkowej części przepon w istotny sposób, jak na to wskazują zestawione w tabelach 2 i 3 wyniki obliczeń, obniża poziom naprężeń w obszarach powstawania pęknięć. Nie powoduje natomiast istotnej zmiany w wartości i rozkładzie naprężeń w tarczach bocznych i płaszczu bębna. Należy tu zaznaczyć, że usunięcie środkowej części przepon nie spowodowało istotnej zmiany ugięcia wału pędnego.

Na podstawie informacji podanych w [2] dotyczących wytrzymałości zmęczeniowej złączy spawanych klasy D wykonanych ze stali gatunku St3S można przyjąć, że wytrzymałość ta dla spoiny doczołowej rozciąganej wynosi $R_w = 45$ MPa, natomiast dla spoiny pachwinowej ścinanej $R_w = 27$ MPa. W tej sytuacji wyliczone wartości naprężeń wskazują, że przyczyną powstawania i rozwoju pęknięć zmęczeniowych w bębnie jest przekroczenie wartości wytrzymałości zmęczeniowej złączy spawanych.

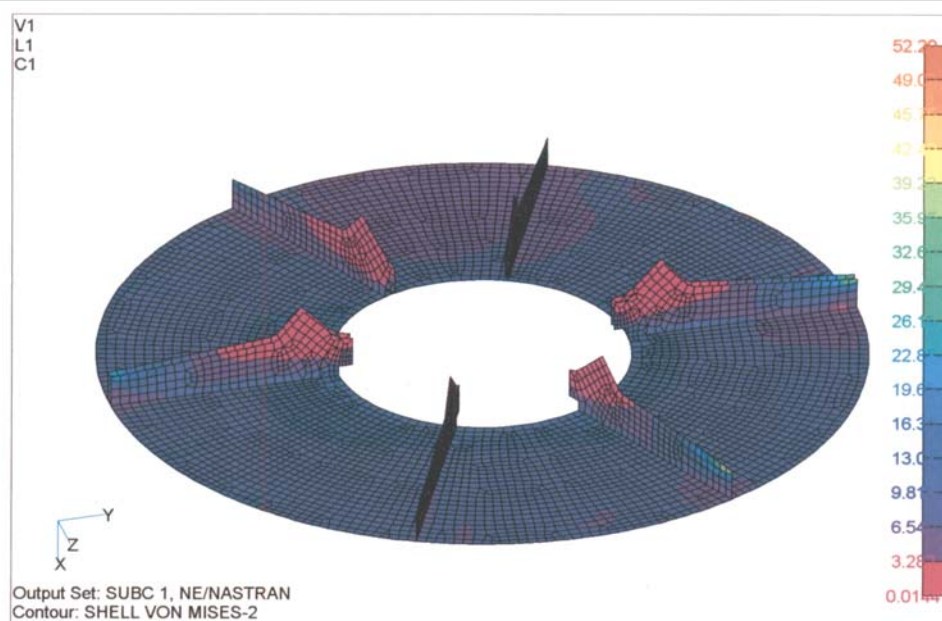


Rys. 7. Zmiany wartości odkształceń w punktach pomiarowych w czasie jednego cyklu pracy maszyny wyciągowej

Tabela 4

Zestawienie wyników pomiarów i obliczeń

Numer czujnika pomiarowego	Wartości naprężeń [MPa] uzyskane na podstawie			
	Pomiarów	obliczeń		
	σ_p	σ_H	σ_1	σ_2
P33	26,7	20,7	20,1	-1,3
P34	13,0	23,6	24,3	—
P53	6,8	10,5	8,5	3,0
PW	10,1	18,9	18,4	-0,2



Rys. 8. Rozkład wartości naprężeń zredukowanych σ_H , MPa w przeponach i tarczy modelu MK

3. UWAGI KOŃCOWE

Wyniki przeprowadzonych symulacji komputerowych i pomiarów tensometrycznych wskazują jednoznacznie, że bezpośrednią przyczyną powodującą powstawanie pęknięć zmęczeniowych bębnow jest nadmierne przeszywnienie konstrukcji poprzez zastosowanie przepon łączących tarcze boczne bębna. Przeprowadzone obliczenia dla modelu z usuniętymi środkowymi częściami przepon wykazały, że możliwe jest znaczne zmniejszenie wartości naprężeń w obszarach powstawania pęknięć, a tym samym istotne podniesienie trwałości zmęczeniowej całego bębna. Wyniki przeprowadzonych analiz stały się podstawą do opracowa-

nia dokumentacji technicznej umożliwiającej modernizację bębnow pędnych omawianych urządzeń wyciągowych.

Literatura

- [1] Ładecki B., Cichociński A.: *Analiza przyczyn powstawania uszkodzeń bębnow pędnych maszyn wyciągowych typu 4L – 3400/2400 wraz z opracowaniem dokumentacji ich naprawy*. Praca nr 5.5.130.921. Kraków, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH 2002
- [2] *Warunki techniczne projektowania, wykonania i odbioru złączy spawanych w obiektach, urządzeniach i maszynach górniczych*. Katowice, Biuro Studiów i Projektów Górniczych 1982
- [3] Załącznik nr 17 do Rozporządzenia Ministra Przemysłu i Handlu... Tom IV (szybowy): *Wymagania w zakresie budowy i obsługi górniczych wyciągów szybowych*. Katowice, Wyd. „KADRA” 1995