

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA BĘBNA PĘDNEGO MASZYNY WYCIĄGOWEJ

Stanisław WOLNY*, Sławomir BADURA*

* Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki,
Katedra Wytrzymałości Materiałów i Konstrukcji Al. Mickiewicza 30 30-059 Kraków

stwolny@agh.edu.pl, sbadura@agh.edu.pl

Streszczenie: Urządzenia wyciągowe w kopalniach są budowane i stosowane od wielu lat. Są one tematem ciągłych badań których celem jest poznanie czynników umożliwiających poprawę ich właściwości eksploatacyjnych. Problem ten nabiera szczególnego znaczenia dziś, kiedy coraz częściej wyłącza się z eksploatacji w polskich kopalniach koła pędne, projektowane jeszcze w latach 70-tych ubiegłego wieku, głównie za przyczyną pojawienia się licznych pęknięć, przeważnie o charakterze zmęczeniowym. Wykonanie szczegółowej analizy wytrzymałościowej wybranych elementów urządzenia wyciągowego wymagać będzie określenia rzeczywistych przebiegów zmienności ich obciążenia. Rozwiązanie problemu polegające na ustaleniu rozkładu naprężeń oraz współczynników koncentracji w elementach koła pędne (blacha płaszczka, przepony obwodowe, ściany boczne, piasta) stanowi skomplikowane zadanie teorii sprężystości i stateczności. Autorzy podjęli próbę analizy wytrzymałościowo-zmęczeniowej wybranych elementów bębna pędne maszyny wyciągowej w oparciu o rozważania teoretyczne jak i metodę elementów skończonych.

1. WPROWADZENIE

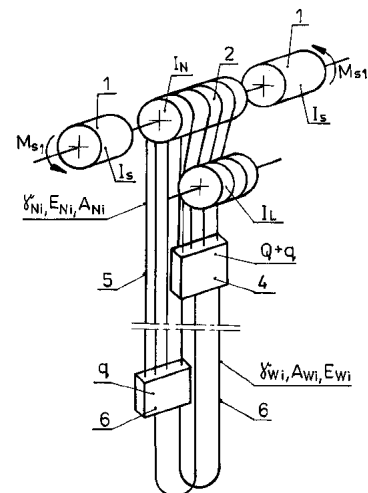
Urządzenia wyciągowe w kopalniach są budowane i stosowane od wielu lat. Są one tematem ciągłych badań których celem jest poznanie czynników umożliwiających poprawę ich właściwości eksploatacyjnych. Problem ten nabiera szczególnego znaczenia dziś, kiedy coraz częściej wyłącza się z eksploatacji w polskich kopalniach koła pędne, projektowane jeszcze w latach 70-tych ubiegłego wieku, głównie za przyczyną pojawienia się licznych pęknięć, przeważnie o charakterze zmęczeniowym. Przeprowadzane wielokrotnie naprawy, jak również wrywkowe modernizacje eksploatowanych bębnow, nie przynoszą zwykle oczekiwanego rezultatu, jeśli chodzi o zlikwidowanie przyczyn powstawania uszkodzeń, a dają jedynie możliwość bieżącego utrzymania urządzeń w sprawności eksploatacyjnej.

Obowiązujące obecnie kryteria wymiarowania i projektowania górniczego urządzenia wyciągowego, nie odzwierciedlają pełnej specyfikacji warunków ich pracy. Stosowana metoda naprężeń dopuszczalnych umożliwia jedynie ocenę ich nośności, nie daje natomiast możliwości określenia ich trwałości zmęczeniowej. Wykonanie szczegółowej analizy wytrzymałościowej wybranych elementów urządzenia wyciągowego wymagać będzie określenia rzeczywistych przebiegów zmienności ich obciążenia. Rozwiązanie problemu polegające na ustaleniu rozkładu naprężeń oraz współczynników koncentracji w elementach koła pędne (blacha płaszczka, przepony obwodowe, ściany boczne, piasta) stanowi skomplikowane zadanie teorii sprężystości i stateczności ponieważ są to elementy o złożonej konfiguracji brzegu zewnętrznego (płyty, powłoki, tarcze, przepony), posiadające różnego rodzaju wykroje, połączone w całość, głównie za pomocą spawania a ponadto poddane zmiennym w czasie obciążeniom (Knop, 1975). W tej sytuacji

niezbędnym wydaje się podjęcie prac zmierzających do modernizacji eksploatowanych bębnow kół pędnych maszyn wyciągowych.

2. WYZNACZENIE SIŁ DZIAŁAJĄCYCH NA KOŁO PĘDNE

Wykonanie szczegółowej analizy wytrzymałościowo-zmęczeniowej wybranych elementów bębna pędne maszyny wyciągowej wymagać będzie określenia rzeczywistych przebiegów sił w linach nośnych po obu stronach koła, we wszystkich fazach pracy urządzenia. W rozważaniach autorzy ograniczyli się do przypadku rozruchu naczynia z nadszybka dla urządzenia z maszyną wyciągową umieszczoną na wierzy szybu którego schemat przedstawiono na rys. 1.



Rys.1. Schemat urządzenia wyciągowego

W układzie fizycznym przedstawionego wyciągu występują:

1. – wolnoobrotowe silniki prądu stałego, których moment bezwładności tworników wynosi I_s ,
2. – wielolinowe koło pędne o średnicy D i momencie bezwładności I_N ,
3. – zespół kół odchylających o momencie bezwładności I_L ,
4. – naczynia skipowe o masie q i ładowności Q , z których górne jest załadowane,
5. – gałęzie równoległe ułożonych lin nośnych o gęstości liniowej γ_N i sztywności na rozciąganie $A_N E_N$,
6. – gałęzie równoległe ułożonych lin wyrównawczych o gęstości liniowej γ_W i sztywności na rozciąganie $A_W E_W$.

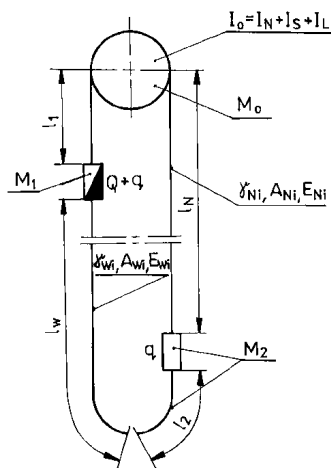
Wirniki silników połączone krótkimi sztywnymi wałami z kołem pędnym poruszają się ruchem obrotowym. Ruchem obrotowym poruszają się ponadto odcinki lin nośnych, przylegające w danej chwili do koła pędnego na łuku równym połowie obwodu koła. Naczynia skipowe oraz gałęzie lin nośnych i wyrównawczych poruszają się ruchem postępowym.

Ograniczając się do najbardziej interesującego dla praktyki ruchowej przypadku położenia naczyń skipowych, jak na rysunku 1, gdy jedno z nich znajduje się w okolicy nadszybia, a drugie w okolicy podszybia (rozruch z podszybia, hamowanie przy dojeździe do nadszybia) wyciąg będzie można zastąpić modelem jak na rysunku 2.

W przyjętym modelu

$$M_0 = \frac{G_0}{g}, M_i = \frac{1}{g}(G_i + q_i \cdot l_i) \quad (i = 1, 2)$$

gdzie: G_1, G_2, G_0 - ciężary naczyń i ciężar zredukowany części wirujących wyciągu, łącznie z kołami kierującymi. Masy krótkich odcinków lin l_1 (między naczyniem górnym a kołem pędnym) i l_2 (pod naczyniem dolnym do nawrotu w rzapiu) wliczono w całości do naczyń.

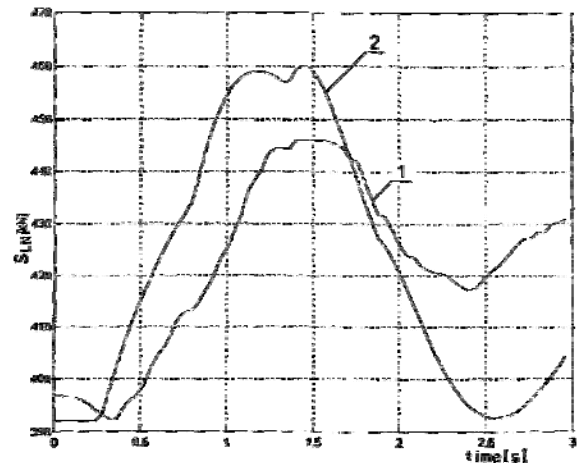


Rys. 2. Model urządzenia wyciągowego. M_1 - masa naczynia M_0 - zredukowane masy wirujące w wieży, M_2 masa naczynia i urobku, l_1 - długość lin nośnych między naczyniem górnym a kołem pędnym, l_w - długość lin wyrównawczych, l_N - długość lin nośnych, $A_W E_W$, $A_N E_N$ - sztywność na rozciąganie odpowiednio lin wyrównawczych oraz lin nośnych, γ_W, γ_N - gęstość liniowa odpowiednio lin wyrównawczych oraz nośnych

W modelu wg rysunku 2 poczyniono następujące uproszczenia:

- koło pędne, koła linowe i tworniki silników elektrycznych potraktowano jako jedną masę sztywną o momencie bezwładności $I_0 = I_L + I_N + I_s$, ze względu na dużą sztywność na skręcanie i małą długość wału napędowego na podstawie rozważań zawartych w,
- oba naczynia potraktowano jako sztywne,
- pominięto tłumienie wewnętrzne w linach z uwagi na krótki czas trwania procesu hamowania manewrowego,
- przez pętle liny wyrównawczej w nawrocie nie są przenoszone drgania z jednej strony na drugą, co pozwala na rozdzielenie zamkniętego układu mas modelu (z rysunku 2) w tym miejscu.

W celu weryfikacji rozważań teoretycznych przeprowadzono pomiary sił w zawieszeniu naczynia (Wolny, 2001) podczas jego rozruchu rys 3. Skonfrontowane z wynikami analizy teoretycznej, wykazują zadowalającą z technicznego punktu widzenia zgodność (Wolny, 2002).



Rys. 3. Obciążenie zawieszenia naczynia o masie $M_2 = 41000$ [kg] podczas jego rozruchu z podszybia ze stałym przyspieszeniem, uzyskane na drodze eksperymentu (krzywa 1) oraz symulacji z wykorzystaniem wzoru teoretycznego (krzywa 2) (Wolny, 2001)

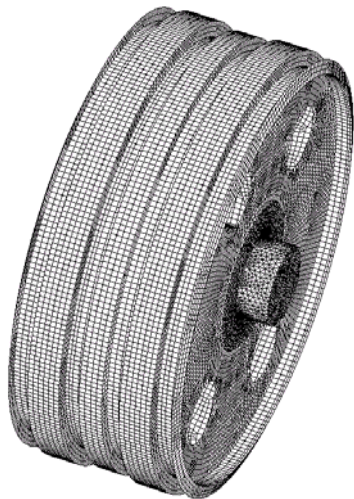
3. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA BĘBNA PĘDNEGO

3.1. Model obliczeniowy

W celu uzyskania informacji o wartościach odkształceń i stanie naprężeń w konkretnych elementach analizowanego koła pędnego został zbudowany model numeryczny z odwzorowaniem geometrii badanej konstrukcji (rys 4). Analiza została przeprowadzona przy użyciu pakietu „NEi/Nastran for Windows”. Modele zostały wykonane w programie „Femap”. Do wykonania modelu numerycznego zostały użyte elementy typu płytowego i bryłowego przedstawione na rys 5. Na rysunku 6 przedstawiono rozkład zeber promieniowych i obwodowych wewnątrz płaszcz.



Rys. 4. Model bębna 4L-4000/2900.

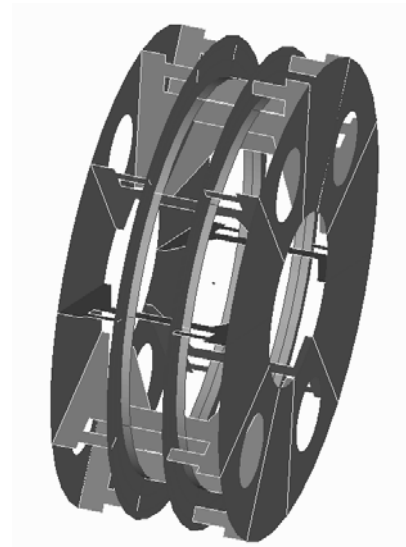


Rys. 5. Model numeryczny

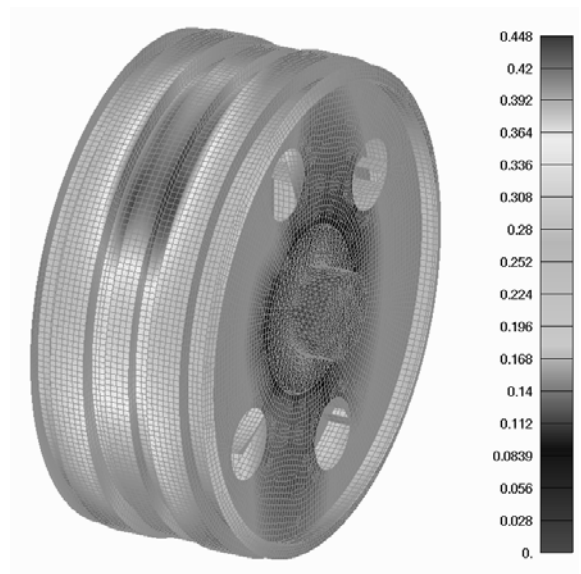
3.2. Analiza wytrzymałościowa bębna pędnego 4L-4000/2900

Analizę wytrzymałościową przeprowadzono z uwzględnieniem warunków brzegowych oraz obciążeń powstałych od lin jak i ciężaru konstrukcji. Stworzony model obliczeniowy został wykorzystany do analizy wytrzymałościowej konstrukcji bębna. W wyniku analizy komputerowej autorzy otrzymali dokładne informacje m.in. na temat odkształceń i naprężeń we wszystkich elementach konstrukcji. Przykładowe wyniki analizy zostały przedstawione w postaci graficznej za pomocą planów warstwowych. Na rysunku 7 przedstawiono odkształcenie w [mm] płaszcza bębna. Największe odkształcenie płaszcza wynosi 0.448 [mm]. W wyniku zmieniającego się obciążenia i ruchu obrotowego płaszczy będzie cyklicznie poddawany maksymalnej deformacji co może powodować efekt tzw. „maszynny zmęczeniu” i powstawania pęknięć charakterze zmęczeniowym (Ciechoński, Ładecki, 2005). Na rysunku 8 Przedstawiono rozkład naprężeń w żeberkach promieniowych i obwodowych

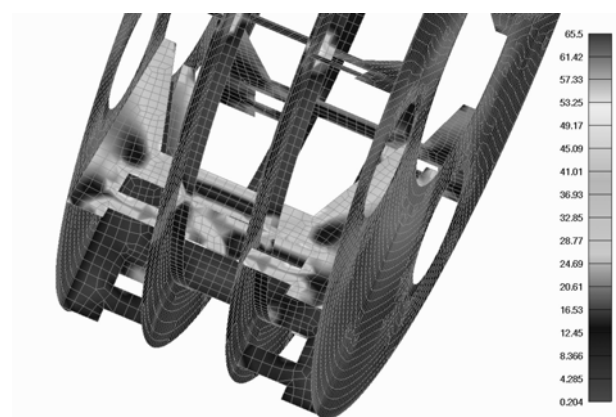
wg hipotezy Hubera-von Misesa. Maksymalne naprężenia wynoszą około 65.5 [MPa]. Rysunek 9 przedstawia rozkład naprężeń w płaszczy.



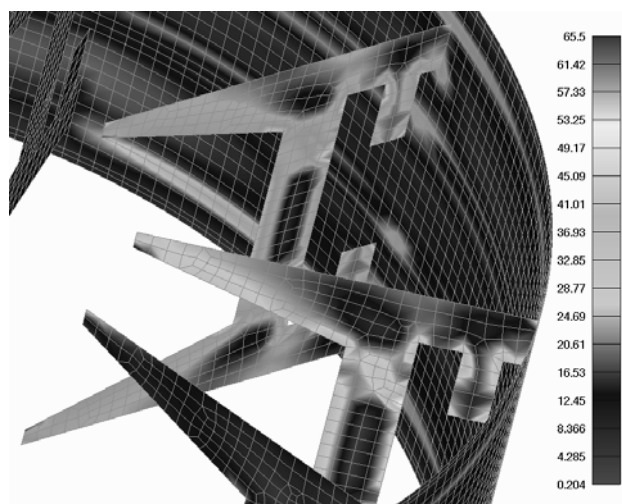
Rys. 6. Układ żeber promieniowych i obwodowych w bębnie.



Rys. 7. Obraz odkształceń bębna[mm]



Rys. 8. Rozkład naprężeń wg Hubera-Misesa na żebrach promieniowych i obwodowych [Mpa]



Rys. 9. Rozkład naprężeń na płaszczu bębna wg Hubera von Misesa [Mpa]

4. PODSUMOWANIE

Uzyskane rezultaty charakteryzujące proces rozruchu naczynia z podszybia ze stałym przyspieszeniem, będące wynikiem analizy teoretycznej, zweryfikowane eksperymentem na obiekcie rzeczywistym, potwierdziły zasadność wprowadzonych założeń upraszczając. Wyniki pomiarów sił w zawieszeniu naczynia podczas jego rozruchu (rys. 3.) skonfrontowane z wynikami analizy teoretycznej, wykazują zadowalającą z technicznego punktu widzenia zgodność i zostały wykorzystane przy numerycznej analizie wytrzymałościowej.

Analiza numeryczna pozwoliła uzyskać obraz rozkładu naprężeń i odkształceń analizowanej konstrukcji. Z analizy widać że projektowane w latach 70 ubiegłego wieku bębny posiadające żebra promieniowe i obwodowe posiadają liczne wady konstrukcyjne powodujące lokalne wzrosty koncentracji naprężeń co skutkuje pojawianiem się pęknięć o charakterze zmęczeniowym (Ciechoński, Ładecki, 2005). W celu modernizacji starych urządzeń wyciągowych jak i budowy nowych (Bućko, 2001) konieczne wydaje się poznanie pełnej charakterystyki obciążeń na kole pędnym uwzględniające dynamiczny cykl pracy urządzeń wyciągowych.

LITERATURA

1. **Knop H.** (1975), Wybrane zagadnienia z dynamiki urządzeń wyciągowych, *ZN AGH, Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa*, A. 67 Kraków.
2. **Wolny S.** (2001), Theoretical and experimental analysis of loads in mining tubs suspensions in the condition of operational braking mine hoist facility, *Archives of mining sciences*, Volume 46, Issue.1, Warszawa – Kraków, s. 19-36
3. **Wolny S.** (2002), Dynamic loading of mining hoist elements in the condition of emergency braking, *The archive of mechanical engineering*, Vol. XLIX, Number 3, s.231-250.

4. **Wolny S., Badura S.** (2007), Obciążenie dynamiczne kół pędnych urządzeń wyciągowych, *Transport Szybowy*, IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Szczyrk 17-19.09.2007
5. **Ciechoński A., Ładecki B.** (2005), Analiza przyczyn powstawania pęknięć zmęczeniowych konstrukcji bębna pędnego maszyny wyciągowej, *Mechanika* Tom 24, nr 3, Wydawnictwo AGH, Kraków.
6. **Bućko S.** (2001), Analiza wytrzymałościowa nowej konstrukcji płytowo-powłokowej na przykładzie wielolinowego bębna pędnego, *Zeszyty Naukowe PK*, seria Mechanika, nr 86.

THE STRENGTH ANALYSIS OF THE WHEEL OF KOEPE PULLEY OF WINDING GEAR

Abstract: Winding gears in a mines are built and used from many years. However there are the theme of still experiments, which have the intent to know elements, which make improvement their characteristics exploitations. Dynamic analysis of the work for this constructions and strength's analysis the wheel of koepe pulley of winding gear. This is the theme of this work.