

Stanisław WOLNY<sup>1</sup>  
Sławomir BADURA<sup>2</sup>

## WERYFIKACJA STANU NAPRĘŻENIA W ELEMENTACH NOŚNYCH ZMODERNIZOWANEGO KOŁA PĘDNEGO GÓRNICZEGO URZĄDZENIA WYCIĄGOWEGO

Urządzenia wyciągowe w kopalniach są budowane i stosowane od wielu lat. Są one jednak tematem ciągłych badań, których celem jest poznanie czynników umożliwiających poprawę ich właściwości eksploatacyjnych. Koło pędne maszyny wyciągowej stanowi skomplikowany element konstrukcji w skład którego wchodzi m.in. płyty, powłoki, tarcze, przepony, elementy żeber promieniowych i obwodowych rozmieszczonych w zależności od rodzaju konstrukcji.

Celem podjętej – powtórnej – analizy wytrzymałościowej koła pędne urządzenia wyciągowego, było uzyskanie pełnej informacji o stanie naprężeń jaki powstaje w zmodernizowanych jego elementach składowych, stosownie do sugestii zawartych w opracowaniu [7]. Celem tych sugestii było globalne obniżenie stanu naprężenia oraz eliminacja obszarów o znacznej koncentracji naprężeń. Wyniki przeprowadzonych analiz – numerycznych i eksperymentalnych w zakresie stanu naprężenia, pozwoliły na określenie trwałości zmęczeniowej konstrukcji koła pędne.

**Słowa kluczowe:** górnicze urządzenie wyciągowe, koła pędne, naprężenia, pomiary tensometryczne

### 1. Wprowadzenie

W polskich kopalniach węgla kamiennego oraz rud około 80% konstrukcji kół pędnych zostało zaprojektowanych i wykonanych w latach 70 i 80 ubiegłego stulecia. Część z nich znajduje się nadal w zadowalającym stanie technicznym, inne głównie za przyczyną pojawiania się licznych pęknięć, przeważnie o charakterze zmęczeniowym [4] są wyłączone z eksploatacji. Przeprowadzone wielokrotnie naprawy, nie likwidują przyczyn powstawania uszkodzeń, są jednak wykonywane w celu przywrócenia bieżącej sprawności eksploatacyjnej uszkodzonej konstrukcji.

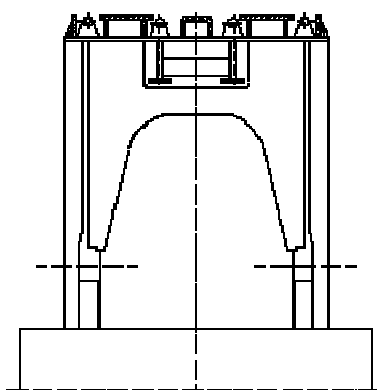
<sup>1</sup> Autor do korespondencji / corresponding author: AGH-University of Science and Technology Faculty of Mechanical Engineering and Robotics Al. Mickiewicza 30, 30-059, Kraków, Poland, stwolny@agh.edu.pl

<sup>2</sup> AGH-University of Science and Technology Faculty of Mechanical Engineering and Robotics Al. Mickiewicza 30, 30-059, Kraków, Poland sbadura@agh.edu.pl

Problem ten zainspirował autorów do postawienia pytania, czy na etapie projektowania kół pędnych można zapobiec powstawaniu uszkodzeń zmęczeniowych tych kół po określonym okresie ich pracy.

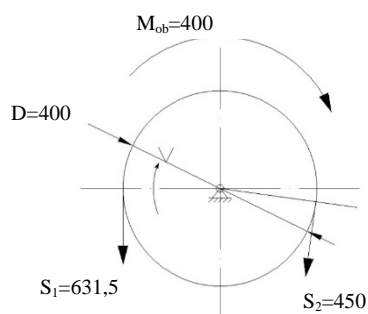
Aby odpowiedzieć na to pytanie, podjęli próbę określenia przyczyn powstawania uszkodzeń kół pędnych. W tym celu wykonano analizę wytrzymałościową elementów konstrukcyjnych koła pędnego z wykorzystaniem numerycznych modeli aktualnie eksploatowanych kół pędnych, oraz obciążeń będących wynikiem analizy dynamicznej, zweryfikowanej na obiekcie rzeczywistym [3], której wyniki zawarto w opracowaniu [4,7]. Analiza tych wyników pozwala na sformułowanie następujących wniosków [4,7]:

- rozkład naprężeń w konstrukcji typowego dla polskich wyciągów koła pędnego dowodzi, że ze względu na trwałość zmęczeniową koła pędnego, konstrukcja ma istotne wady. Skutkiem tych wad jest znaczna koncentracja naprężeń, głównie w obszarach złączy spawanych.
- za główną przyczynę koncentracji naprężeń uznano występujące w tych konstrukcjach kół żebra promieniowe, a szczególnie obszary ich połączeń z elementami konstrukcji (rys. 1).



Rys. 1. Schemat konstrukcyjny koła pędnego 4-linowego

Fig. 1. Schematic diagram of the Koepe pulley four ropes



Rys. 2. Obciążenie koła pędnego dla przypadku podnoszenia pełnego naczynia

Fig. 2. Loads a Koepe pulley for the case of start lifting the full conveyance

Mając powyższe na uwadze, dokonano zmian w konstrukcji koła pędnego stosownie do sugestii zawartych w opracowaniu [7]. Zmiany te miały na celu globalne obniżenie stanu naprężenia. Rekonstrukcja polegała na usunięciu żeber promieniowych, oraz na nieznacznej zmianie grubości tarcz bocznych (powiększono grubość tarcz z 25 mm do 30 mm, mając na uwadze poprawę ich stateczności). Po wprowadzeniu tych zmian do modelu obliczeniowego analizowanego w opracowaniu [7], przeprowadzono analizę numeryczną naprężeń i przemieszczeń w elementach konstrukcyjnych zmodernizowanego koła pędnego. Rzeczy-

wiste wartości obciążeń elementów konstrukcyjnych koła pędnego, zostały wyznaczone po przeprowadzeniu analizy dynamicznej pracy urządzenia wyciągowego w warunkach normalnej eksploatacji jak i w stanach awaryjnych [2,3]. Główne parametry urządzenia wyciągowego dla którego przeprowadzono analizę wytrzymałościową elementów koła pędnego zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Główne parametry urządzenia wyciągowego dla którego przeprowadzono analizę wytrzymałościową

Table 1. Operational parameters of the hoisting installation used in the experiment

Typ maszyny	4L-4000/2900
Napęd, silnik prądu stałego	2900 [kW]
Obroty znamionowe silnika	77 [obr/min.]
Prędkość maksymalna skipu	$v = 16$ [m/s]
Masa kompletnego, pustego naczynia z zawieszeniem	$m_{ku} = 16500$ [kg]
Masa użyteczna	$\mu = 17000$ [kg]

Było to oczywiście to samo urządzenia które poddano analizie dynamicznej w pracach [4,7].

W odniesieniu do konstrukcji koła pędnego, wyniki tych analiz przedstawiono w rozdziale drugim niniejszego artykułu. Ponadto w rozdziale III przedstawiono wyniki analizy stanu naprężenia w wybranych obszarach elementów konstrukcyjnych koła pędnego po przeprowadzonej rekonstrukcji. Natomiast w rozdziale IV przedstawiono wyniki analiz numerycznych stanu naprężenia skonfrontowane z wynikami pomiarów przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym. Ponadto w rozdziale V przeprowadzono ocenę trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych koła pędnego jako konstrukcji spawanej.

## 2. Obciążenia koła pędnego urządzenia wyciągowego w warunkach normalnej eksploatacji

Analizę wytrzymałościową elementów koła pędnego wykonano dla dwóch skrajnych przypadków obciążenia[4]:

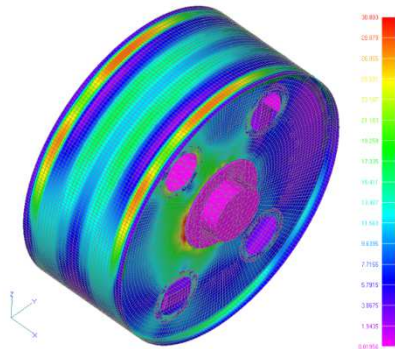
- rozpoczęcie podnoszenia pełnego naczynia z podszybia z przyśpieszeniem  $a_1$  (maksymalne obciążenie koła pędnego),
- rozpoczęcie hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do nadszybia z opóźnieniem  $a_2$  (minimalne obciążenie koła pędnego).

Ponieważ w opracowaniu analizowano stan naprężenia w elementach konstrukcji koła pędnego, po przeprowadzonej rekonstrukcji (geometryczne) stąd jego obciążenia nie ulegają zmianie w stosunku do przypadku analizowanego w pracy [7].

Obciążenie koła pędnego (w warunkach podnoszenia naczynia) przedstawiono na rysunku 2. Wyniki tych analiz zostały zweryfikowane eksperymentem na czynnym urządzeniu wyciągowym, o cytowanych już parametrach ruchowych.

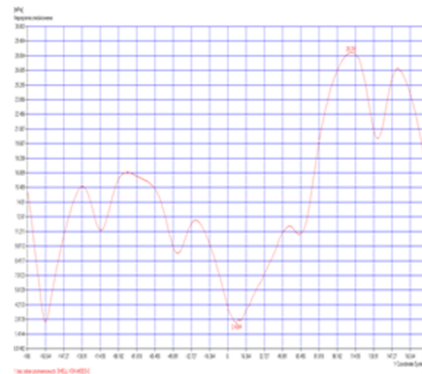
### 3. Wyniki analizy wytrzymałościowej uzyskane dla koła pędnego po zmianach konstrukcyjnych.

Uzyskane wyniki analizy wytrzymałościowej w zakresie naprężeń i przemieszczeń pokazano na rysunkach 3÷6.



Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych na kole pędnym po przeprowadzonej rekonstrukcji

Fig 3. Reduced stress distribution  $\sigma_z$  (Huber-von Mises) on the mantle's surface after conducted reconstruction



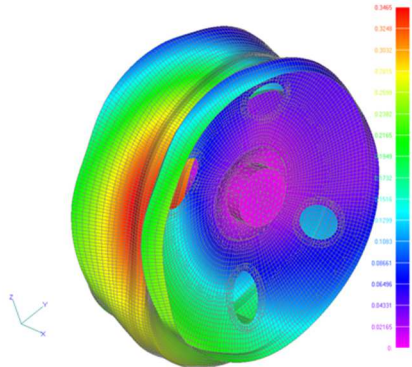
Rys. 4. Wykres naprężeń zredukowanych  $\sigma_z$  na obwodzie poszycia koła (płaszcza) w miejscu jego styku z tarczą boczną (po przeprowadzonej rekonstrukcji)

Fig. 4. Graph of changes reduced stress  $\sigma_z$  surface on the circumference mantle at the point of contact with the disc side (after conducted reconstruction)

Rozkład naprężeń zredukowanych  $\sigma_z$  w poszyciu płaszcza koła pędnego przeprowadzonej po rekonstrukcji pokazano na rys. 3. Daje się zauważyć istotny spadek maksymalnych wartości naprężenia zredukowanego (o około 25%) w analizowanych elementach konstrukcyjnych w stosunku do konstrukcji przed modernizacją [7] do poziomu około 30 MPa. Natomiast na rysunku 4 przedstawiono wykres zmiany naprężenia zredukowanego  $\sigma_z$  na obwodzie poszycia koła (płaszcza) w miejscu jego styku z tarczą boczną (obszar najbardziej wyciężony).

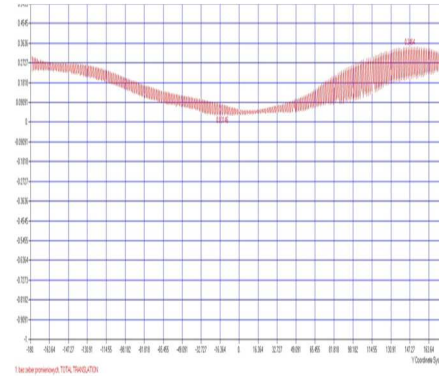
Również w tych obszarach daje się zauważyć obniżenie naprężeń w stosunku do konstrukcji przez modernizacją o około 25%. Ponadto na rysunkach 5 i 6 przedstawiono mapy przemieszczeń poszycia koła pędnego (płaszcza) po przeprowadzonych zmianach. Porównanie wartości przemieszczeń z mapami przemieszczeń tych samych obszarów konstrukcji przed rekonstrukcją [7] nie wykazuje istotnych zmian.

Są niestety i niekorzystne efekty przeprowadzonej rekonstrukcji (usunięcie żeber promieniowych), wzrosły lokalnie odkształcenia i naprężenia w tarczach bocznych koła pędnego (rys. 2 i rys. 4) co może niekorzystnie wpływać na stateczność tego elementu konstrukcji koła pędnego. Żebra obwodowe wewnętrzne nie powodują miejsc powstawania miejsc koncentracji naprężeń.



Rys. 5. Przeskalowane mapy przemieszczeń konstrukcji poszycia koła pędnego (płaszczka) oraz tarcz bocznych po przeprowadzonej rekonstrukcji

Fig. 5. Scaled maps of displacement of the structure mantle's surface a Koepe pulley and disc side after conducted reconstruction



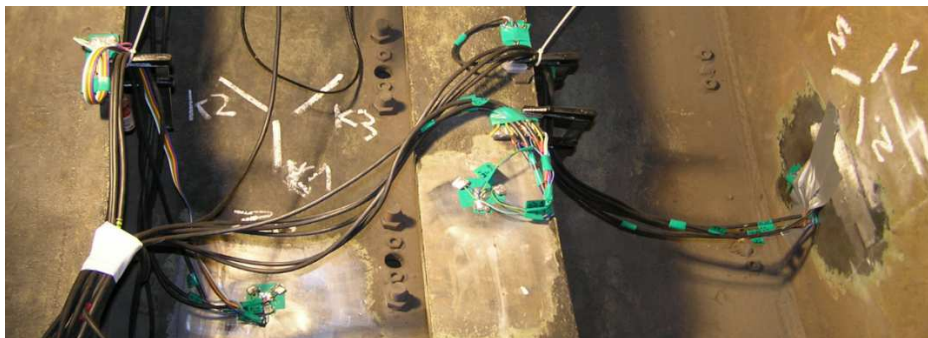
Rys. 6. Wykres zmiany przemieszczeń na obwodzie poszycia koła pędnego (płaszczka) po wykonanej rekonstrukcji

Fig. 6. Change displacement on the circumference of the Koepe pulley (mantle) after conducted reconstruction

## 4. Wyniki analiz numerycznych stanu naprężenia w świetle przeprowadzonych pomiarów na obiekcie rzeczywistym

### 4.1. Aparatura pomiarowa

Do pomiarów wykorzystano wzmacniacz pomiarowy HBM MGCplus. Mostek zasilany był z akumulatorów żelowych 12V-12Ah a całość podłączono do laptopa, który rejestrował przebieg pomiarów. Do przeprowadzenia pomiarów zostały wykorzystane dwa rodzaje rozet tensometrycznych TFxy-4/120 i TFr-8/120. Zdjęcie obrazujące rozmieszczenie czujników tensometrycznych wewnątrz konstrukcji koła pędnego pokazano na rysunku 7.

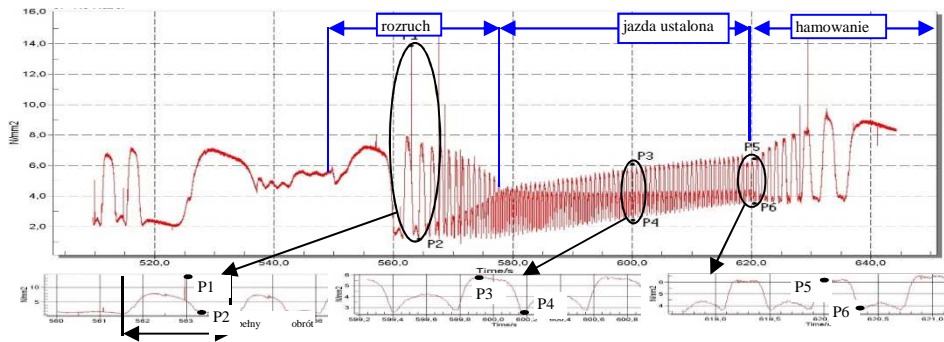


Rys. 7. Rozmieszczenie czujników tensometrycznych wewnątrz koła pędnego po przeprowadzonej rekonstrukcji

Fig. 7. Positions of strain gauges inside the Koepe pulley (photo)

## 4.2. Wyniki przeprowadzonych pomiarów

Przykładowo na rys. 8 przedstawiono wybrane przebiegi naprężeń zredukowanych obliczonych na podstawie przebiegów odkształceń zarejestrowanych przez rozetę nr 3 podczas jednego pełnego cyklu pracy urządzenia wyciągowego (zjazd i wyjazd skipu) z ustaloną prędkością jazdy  $V_0=12$  m/s.

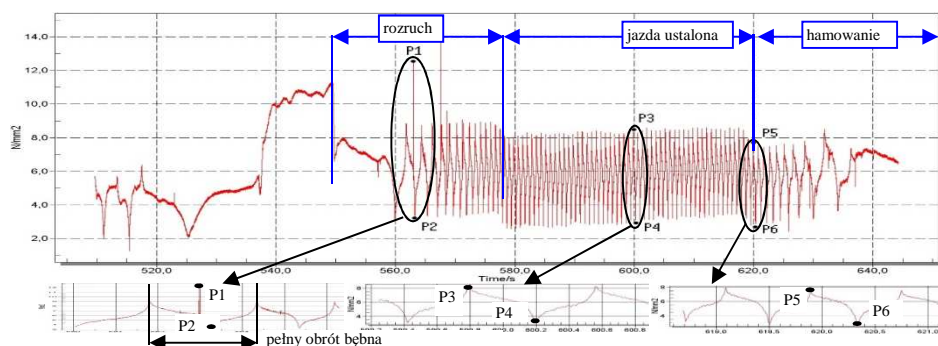


Rys. 8. Wykres naprężeń zredukowanych  $\sigma_z$  dla wyjazdu pełnego naczynia. Rozeta tensometryczna R3

Fig. 8. Reduced stress  $\sigma_z$  registered during the ride up of a fully loaded conveyance from the bottom station (strain rosette R3)

Ponadto na rysunku 9 pokazano wykresy naprężeń zredukowanych  $\sigma_z$  dla normalnego cyklu pracy urządzenia wyciągowego wyliczonego na podstawie przebiegów odkształceń zarejestrowanych przez rozetę nr 4. Ograniczono się do przedstawienia zamiany naprężeń w tych punktach ponieważ rozety nr 3 i nr 4 naklejone zostały na tarczę, której geometria uległa zmianie w analizowanej wersji konstrukcji koła pędnego. Numeryczna analiza naprężeń w tym elemencie, wykazała nieznaczny wzrost naprężeń w stosunku do oryginalnej konstrukcji koła pędnego [4,7].

W tabeli 2 zestawiono wartości amplitudy naprężeń zredukowanych uzyskanych z analizy MES i eksperymentu na obiekcie rzeczywistym dla przypadku podnoszenia pełnego naczynia z podszybia z przyśpieszeniem  $a_1$  dla wybranych punktów elementów konstrukcyjnych koła pędnego (rys. 8). Kompletne wyniki analizy numerycznej MES dla tego etapu pracy urządzenia zawarto w opracowaniu [4].



Rys. 9. Wykres naprężeń zredukowanych  $\sigma_z$  dla wyjazdu pełnego naczynia. Rozeta tensometryczna R4

Fig. 9. Reduced stress  $\sigma_z$  registered during the ride up of a fully loaded conveyance from the bottom station (strain rosette R4)

Tabela 2. Wartości amplitudy naprężeń zredukowanych dla przypadku rozruchu

Table 2. Reduced stress amplitudes during the start-up of the conveyance

Oznaczenie tensometru	$\Delta\sigma_z$ [MPa]	
	MES	Eksperyment
R1	17	19
R3	10	11.5
R4	11	10.5
Pr1	10,5	8.9

W tabeli 3 zestawiono wartości amplitudy naprężeń zredukowanych uzyskanych z analizy numerycznej MES i eksperymentu, na obiekcie rzeczywistym dla przypadku rozpoczęcia hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do nadszybia, dla tych samych punktów elementów konstrukcji koła pędnego. Kompletnie wyniki analizy numerycznej MES dla tego etapu pracy urządzenia zawarto w opracowaniu [4].

Tabela 3. Wartości naprężeń zredukowanych dla przypadku hamowania

Table 3. Reduced stress amplitude for the case of braking

Oznaczenie tensometru	$\Delta\sigma_z$ [MPa]	
	MES	Eksperyment
R1	13.5	14.0
R3	1.8	2.1
R4	3.7	4.3
Pr1	4.0	4.4

## 5. Ocena trwałości zmęczeniowej

### 5.1. Oszacowanie liczby cykli

Na podstawie analizy wyładunków w wybranych szybach polskich kopalń dla sześciu dni roboczych określono przeciętne liczby cykli obciążeń czterech szybów oznaczając je umownie cyframi rzymskimi I, II, III, IV zakładając 50% cykli roboczych w sobotę oraz zero cykli w niedzielę. Obliczone liczby cykli roboczych dla 10 i 15 lat zestawiono w tablicy 4. W obliczeniach nie uwzględniono przerw remontowych, zatem rzeczywiste liczby cykli obciążeń mogą być nieco mniejsze.

Tablica 4. Liczba cykli roboczych oszacowane dla wybranych szybów

Table 4. The number of operating cycles for the selected shafts

Oznaczenie szybów	Liczby cykli roboczych	
	10 lat	15 lat
I	$0,58 \cdot 10^6$	$0,87 \cdot 10^6$
II	$0,66 \cdot 10^6$	$0,99 \cdot 10^6$
III	$0,68 \cdot 10^6$	$1,02 \cdot 10^6$
IV	$0,58 \cdot 10^6$	$0,86 \cdot 10^6$

Na podstawie wyników zestawionych w tablicy 4 do dalszych obliczeń, jako liczbę cykli rocznych po 15 latach pracy przyjęto  $N = 1 \cdot 10^6$  cykli.

Norma Eurokod 3 [6] zaleca wytrzymałość zmęczeniową  $\Delta\sigma_R$  i  $\Delta\tau_R$  określać w zależności od przewidywanej liczby cykli naprężeń  $N$  i kategorii zmęczeniowej elementu konstrukcji lub połączenia ( $\Delta\sigma_c$  i  $\Delta\tau_c$ ) według wzoru:

$$\Delta\sigma_R = 0,735\Delta\sigma_c \left( \frac{5 \cdot 10^6}{N} \right)^{\frac{1}{m}} \geq \Delta\sigma_L \quad (3)$$

gdzie:  $m = 3$  dla  $N \leq 5 \cdot 10^6$ ;  $m = 5$  dla  $N > 5 \cdot 10^6$

$\Delta\sigma_c$  - kategoria zmęczeniowa ( wytrzymałość zmęczeniowa normatywna),

$\Delta\sigma_L$  - wytrzymałość zmęczeniowa trwała (Eurokod 3).

Nośność konstrukcji wg Eurokod 3 ze względu na zmęczenie należy sprawdzić wg wzoru:

$$\Delta\sigma_c \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_{fat}} \quad (4)$$



gdzie:  $\gamma_{fat}$  - częściowy współczynnik bezpieczeństwa przy zmęczeniu materiału;  
 $\gamma_{fat} = 1 \div 1,2$ . Wartość współczynnika zależy od warunków eksploatacji, kontroli i konserwacji. Dla przeciętnych warunków można przyjmować  $\gamma_{fat} = 1$ , a dla skrajnych  $\gamma_{fat} = 1,2$ .

## 5.2. Określenie trwałości zmęczeniowej

Koło pędne jest konstrukcją spawaną, a zatem najbardziej niekorzystna kategoria zmęczeniowa

$$\Delta\sigma_c = 45[MPa].$$

Zatem wytrzymałość zmęczeniowa wg zależności (3)

$$\Delta\sigma_R = 0,735 \cdot 45 \cdot \left( \frac{5 \cdot 10^6}{1 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{5}} = 45,4[MPa]$$

Nośność konstrukcji wg Eurokod 3 ze względu na zmęczenie należy sprawdzić ze wzoru (4). Dla przeciętnych warunków kontroli i konserwacji można przyjąć  $\gamma_{fat} = 1$ , stąd

$$\Delta\sigma_c \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_{fat}} = \frac{45,4}{1} = 45,4MPa.$$

## 6. Wnioski

Rozkład naprężeń w konstrukcji typowego dla polskich wyciągów koła pędnego [7] dowodzi, że ze względu na trwałość zmęczeniową koła pędnego, konstrukcja ma istotne wady. Skutkiem tych wad jest znaczna koncentracja naprężeń, głównie w obszarach złączy spawanych. Za główną przyczynę tych koncentracji naprężeń uznano występujące w tych konstrukcjach żebra promieniowe. Wyniki analiz numerycznych i eksperymentalnych w zakresie stanu naprężenia potwierdzają że ich eliminacja likwiduje miejsca koncentracji naprężeń ale nie może być dokonana bez stosownej analizy naprężeń w innych elementach koła ponieważ może na przykład doprowadzić do utraty stateczności całej konstrukcji.

Wyprowadzone – jako wynik analizy dynamicznej – zależności w postaci analitycznej i geometrycznej interpretacji wzory na obciążenie konstrukcji koła pędnego [4,7] oraz ocena stanu naprężenia w jego elementach konstrukcyjnych mogą być podstawą do prognozowania okresu ich bezpiecznej eksploatacji.

## Literatura

- [1] Dziennik ustaw nr 99 . Poz. 1003. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. „W sprawie dopuszczenia wyrobów do stosowania w zakładach górniczych”.
- [2] Dynamic loading of the pulley block in a hoisting installation in normal operating conditions Stanisław WOLNY // Archives of Mining Sciences = Archiwum Górnictwa ; ISSN 0860-7001. – 2009 vol. 54 iss. 2 s. 261-284. – Bibliogr. s. 28.
- [3] Operating loads of the shaft steelwork-conveyance system due to random irregularities of the guiding strings Stanisław WOLNY, Filip MATACHOWSKI // Archives of Mining Sciences = Archiwum Górnictwa ; ISSN 0860-7001. — 2010 vol. 55 no. 3 s. 589-603. – Bibliogr. s. Abstr.
- [4] Badura S., „Description of criterion of design of koepe pulleys of winding gears”. AGH Kraków 2008.
- [5] Hoffmann, K.: „An Introduction to Measurements using Strain Gages” Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (1987)
- [6] Eurokod 3.
- [7] Wolny S., Badura S. Stress analysis in structural components of the Koepe pulley in hoisting installations Engineering Transactions = Rozprawy Inżynierskie ; ISSN 0867-888X. – Tytuł poprz.: Rozprawy Inżynierskie. – 2012 vol. 60 iss. 2, s. 155-170. – Bibliogr. s. 170.

## VERIFICATION OF THE STATE OF STRESS IN THE ELEMENTS SUPPORTING MODERNIZED KOEPE PULLEY IN HOISTING INSTALLATIONS

### Summary

Hoisting installations in mines have been constructed and operated for many years, yet they still merit a rigorous research to identify all factors that would enable us to improve their performance parameters. A Koepe pulley in a winding system is a complex structural component, made of plates, shells, discs, membranes, radial or circumferential fin elements varying in their actual layout, depending on the design. The strength analysis of a Koepe pulley in a hoisting system is carried out to get a better insight into the state of stress experienced by modernized pulley components, according to the suggestions made in the study [7]. The purpose of these suggestions was global reduction of stress and elimination of areas of significant stress concentration.

The results of the analyzes numerical and experimental the state of stress allowed to determine the fatigue life for a Koepe pulley.

**Keywords:** mine hoist, Koepe pulley, stress, strain gauge measurements

*Przesłano do redakcji: 15.02.2017 r.*

*Przyjęto do druku: 28.04.2017 r.*