

*Jerzy Czmochowski**, *Paweł Kaczyński**, *Przemysław Moczko**

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA KOŁA CZERPAKOWEGO KOPARKI W WARUNKACH ZAŁOŻONEJ WYDAJNOŚCI

1. Wprowadzenie

Zespołami najbardziej obciążonymi w procesie urabiania koparkami wieloczerpakowymi są układy urabiające, a w szczególności koła czerpakowe wraz z czerpakami [3, 4].

Prawidłowość doboru odpowiednich parametrów koła (średnicy, liczby czerpaków, pojemności czerpaków, prędkości obrotowej) wpływa nie tylko na jego wytrzymałość, ale i również na dynamikę całej maszyny [2]. Przedmiotem analizy jest koło czerpakowe koparki SRs-1800 (rys. 1), która pierwotnie pracowała w odmiennych warunkach geologicznych, w innej kopalni odkrywkowej.



Rys. 1. Widok koparki SRs-1800 podczas transportu

* Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska, Wroclaw

W celu zapewnienia wymaganej mocy przerobowej w aktualnych warunkach kopalni Konin przeprowadzono analizę możliwości osiągnięcia wymaganej wydajności przy zachowaniu wytrzymałości normowej. Podstawowe parametry techniczne układu napędowego koła czerpakowego pokazano w tabeli 1. Pojemność czerpaka i częstość wysypów określa wydajność teoretyczną na poziomie $Q_o = V_n i_w = 5\,380 \text{ m}^3/\text{h}$. Wydajność techniczną Q_t koparki wielonaczyniowej określa się w okresie pracy przy nominalnym wykorzystaniu jej możliwości, czyli mocy napędu zespołu urabiającego i jego przepustowości, uwzględniając rzeczywisty stopień wypełnienia czerpaków w danych warunkach pracy [5]. Wydajność tę określa się zwykle w jednostkach objętościowych odniesionych do calizny ośrodka urabiającego, a mianowicie:

$$Q_t = Q_o \frac{k_n}{k_s} = \frac{V_n i_w k_n}{k_s} \quad (1)$$

gdzie:

k_n — współczynnik napełnienia czerpaków,

k_s — współczynnik spulchnienia ośrodka urabianego znajdującego się w czerpakach.

TABELA 1

Parametry techniczne koła czerpakowego koparki SRs-1800

Parametr	Oznaczenie	Jednostka	Wartość
Wydajność teoretyczna koparki	Q_o	m^3/h	5 400
Jednostkowe liniowe siły skrawania	k_l	kN/m	124
Średnica koła czerpakowego na ostrzu noża czerpaka	d	m	11,4
Liczba czerpaków	Z_c	szt.	20
Pojemność nominalna czerpaka	V_n	dm^3	850
Liczba wysypów	i_w	$1/\text{min}$	105,5
Prędkość obwodowa koła czerpakowego	v	m/s	3,15
Liczba obrotów koła w jednostce czasu	n_k	$1/\text{min}$	5,275
Prędkość kątowna koła czerpakowego	ω_k	rad/s	0,5524
Moc napędu koła czerpakowego	N_k	kW	2×610

Współczynniki napełniania czerpaków i spulchniania ośrodka urabianego zależą od kategorii gruntów. Przykładowo dla IV kategorii gruntu wydajność techniczna wynosi już

tylko $Q_t = 3\ 300\ \text{m}^3/\text{h}$. W eksploatacji maszyn urabiających określone są jeszcze inne parametry, jak wydajność efektywna, czy też eksploatacyjna, na którą ma wpływ czas pracy maszyny i organizacyjne czynniki procesu.

2. Opory urabiania

Dla założonych warunków geologicznych przeprowadzono analizę oporów urabiania. Uwzględniając wymagany poziom wydajności określono moc układów napędowych niezbędną do pokonania tych oporów. Na całkowity opór kopania wpływają następujące składowe [5]:

$$F_k = F_o + F_n + F_t + F_h + F_j \quad (2)$$

gdzie:

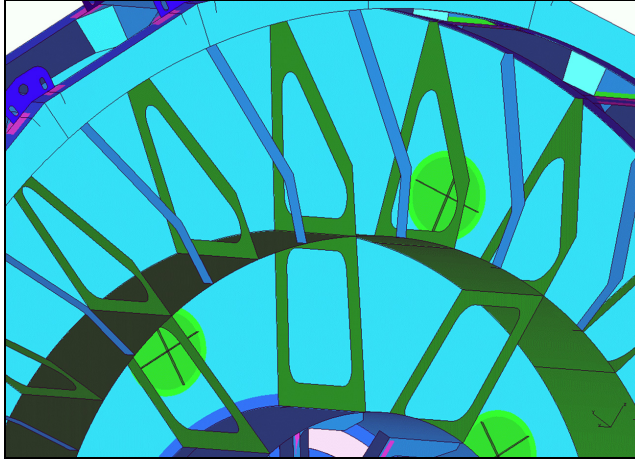
- F_o — opór odspajania skiby ($F_o = 99,7\ \text{kN}$),
- F_n — opór napełniania czerpaka urobkiem ($F_n = 2,6\ \text{kN}$),
- F_t — opór tarcia urobku w kołach komorowych i bezkomorowych ($F_t = 1,9\ \text{kN}$),
- F_h — opór wynikający z podnoszenia urobku ($F_h = 53,9\ \text{kN}$),
- F_j — opór bezwładności ($F_j = 3,4\ \text{kN}$),
- F_k — całkowity opór urabiania ($F_k = 509\ \text{kN}$).

Uwzględniając powyższe wartości sił moment oporu urabiania wynosi $M_k = 920,6\ \text{kNm}$, a moc oporu urabiania $P_k = 509\ \text{kW}$. Przedstawione obliczenia odnoszą się do średnich warunków klas gruntu. Opory zmienne podczas urabiania uwzględniono w postaci wartości średnich. W rzeczywistości wartości oporów są większe, przy czym wahania wartości zależą też od liczby czerpaków. W przypadku koparki SRs-1800 wyposażonej w 20 czerpaków równomiernie rozmieszczonych na obwodzie koła zmiany oporów nie są tak duże. Koparka wyposażona jest w napęd o mocy $2 \times 610\ \text{kW}$, co zapewnia odpowiednią nadwyżkę w stosunku do strat w mechanizmie napędowym koła i zwiększonych oporów przy odspajaniu od czaliny gruntów trudnourabialnych. Pozostaje problem zapewnienia odpowiedniej wytrzymałości konstrukcji stalowej koła czerpakowego dla przyjętych obciążeń. Aby go rozwiązać niezbędnym jest przeprowadzenie obliczeń numerycznych metodą elementów skończonych.

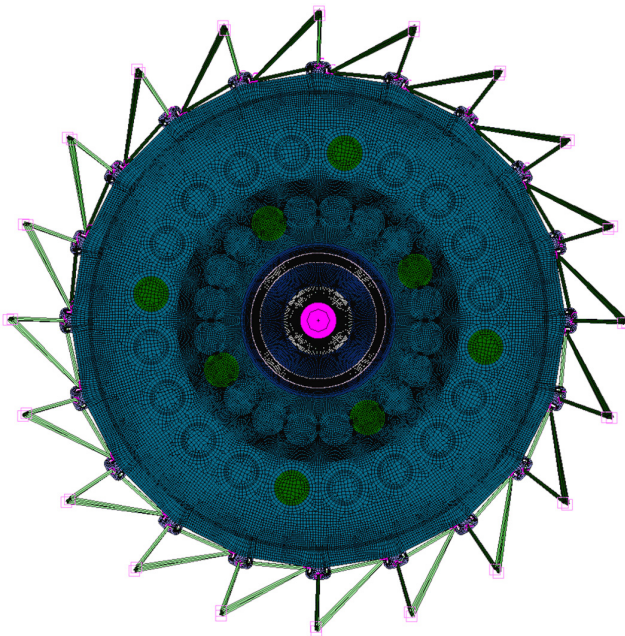
3. Obliczenia wytrzymałościowe MES

W celu przeprowadzenia obliczeń wytrzymałościowych metodą elementów skończonych [6, 7] opracowano powierzchniowy model geometryczny (rys. 2) i na jego podstawie

model dyskretny (rys. 3). Do budowy modelu dyskretnego zastosowano elementy powłokowe. Aby uwzględnić oddziaływanie sił skrawania na ostrze czerpaka wprowadzono elementy zastępcze odzwierciedlające kształt czerpaka.



Rys. 2. Widok fragmentu modelu powierzchniowego struktury nośnej koła czerpakowego



Rys. 3. Model dyskretny koła czerpakowego

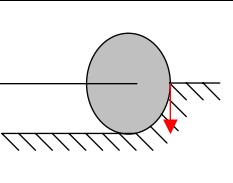
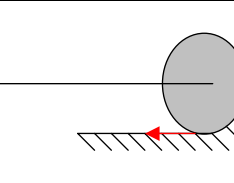
Sposób przeprowadzenia obliczeń określa norma PN-G-47000-2. Definiuje ona w szczególności siły cząstkowe oraz ich odpowiednie kojarzenia.

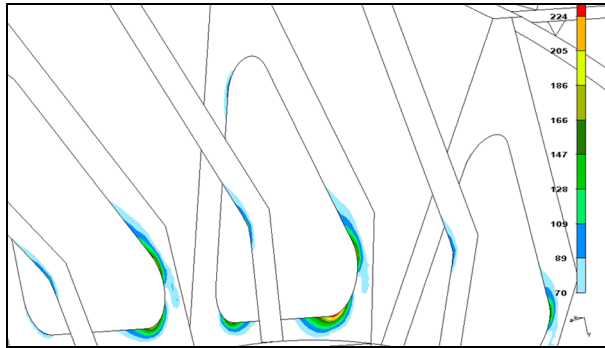
Rozpatrzono przypadek H1b dla wytrzymałości zmęczeniowej, HZS10 dla obciążeń od nadzwyczajnej siły obwodowej UU skojarzonej z siłą boczną S i przypadek HZS11 dla obciążeń od nadzwyczajnej siły bocznej SS skojarzonej z siłą obwodową U . Obliczenia dla tych kojarzeń przeprowadzono dla przypadku urabiania w lewo i dla przypadku urabiania w prawo. Obciążenie przykładano w przedniej części koła i w dolnej jego części, gdyż wtedy mamy różne wartości siły bocznej od urabiania. Otrzymane wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 2 i na rysunkach 4–7.

Stwierdzono przekroczenia naprężeń dopuszczalnych dla przypadków urabiania w lewo, kiedy siłą boczną przykładano w dolnej części koła, w obszarach pokazanych na rysunkach 4–7. Wartości tych naprężeń zaznaczono w tabeli 2 pogrubioną czcionką. W związku z tym zaproponowano zmiany konstrukcyjne mające na celu obniżenie poziomu tych naprężeń.

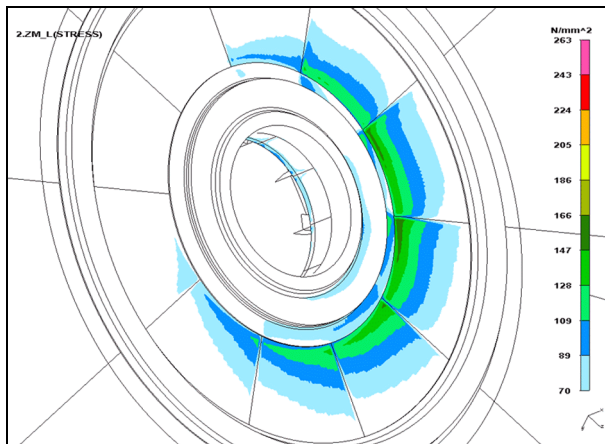
TABELA 2

Wyniki obliczeń wytrzymałościowych koła czerpakowego
— naprężenia zredukowane według hipotezy Hubera-Misesa w MPa

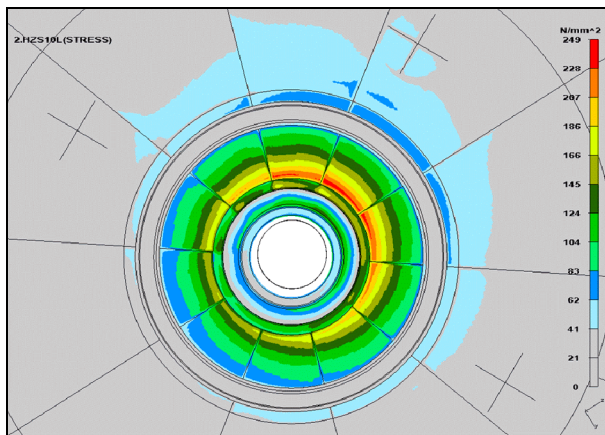
Kojarzenie obciążeń	Obszar		
H1b L	1	214	244
	2	227	263 (rys. 4 i 5)
	3	146	163
H1b P	1	219	255
	2	225	258
	3	147	152
HZS10 L	3	240	249 (rys. 6)
HZS10 P	3	229	226
HZS11 L	2	254	295 (rys. 7)
HZS11 P	2	251	293



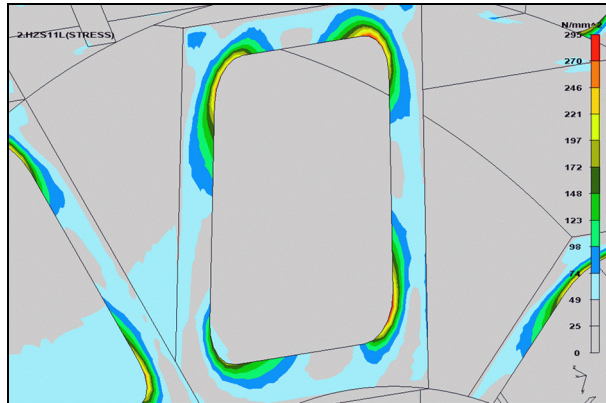
Rys. 4. Zakres naprężeń dla kojarzenia H1b L (obszar 1)



Rys. 5. Zakres naprężeń dla kojarzenia H1b L (obszar 3)



Rys. 6. Naprężenia zredukowane dla kojarzenia HZS10 L (obszar 3)



Rys. 7. Naprężenia zredukowane dla kojarzenia HZS11 L (obszar 2)

4. Podsumowanie

Dla określonej wydajności teoretycznej i technicznej określono zapotrzebowanie mocy oraz momenty sił oporów urabiania, które stanowiły wartości wyjściowe do obliczeń wytrzymałościowych. Przeprowadzone obliczenia wytrzymałościowe metodą elementów skończonych analizowanego koła czepakowego koparki wskazały na konieczność wprowadzenia modyfikacji w miejscach pokazanych na rysunkach 4–7.

Koło czepakowe poddane zostało analizie wytrzymałościowej w celu określenia jego wyętwienia i odkształcenia przy założonej wydajności. Zespół koła czepakowego jest obiektem, którego bieżąca kontrola jest w znacznym stopniu utrudniona, co uniemożliwia stwierdzenie wystąpienia ewentualnych pęknięć zmęczeniowych prowadzących do awarii skutkujących długotrwałymi i kosztownymi przestojami lub nawet katastrofami. Równie groźne w skutkach są uszkodzenia doraźne, które w konsekwencji mogą prowadzić do zniszczenia części lub zespołu np. przekładni układu napędowego [1].

Należy więc zapobiegać, przewidywać takie zdarzenia lub minimalizować ich skutki. W tym celu niezbędne jest prowadzenie szczegółowych badań przypadków awarii i wyjaśnienie ich przyczyn, przebiegu i skutków. Wykorzystanie metod doświadczalnych i numerycznych umożliwi wnikliwą analizę takich zdarzeń.

Przedstawiono metodologię rozwiązywania tego typu problemów na przykładzie koła czepakowego koparki kołowej przeznaczonej do eksploatacji w polskich warunkach kopalni odkrywkowej. Informacje uzyskane przy wykorzystaniu numerycznych metod pozwoliły na identyfikację przyczyn oraz podjęcie działań zmierzających do wyeliminowania problemu w przyszłości poprzez modyfikacje newralgicznych rejonów.

LITERATURA

- [1] *Babiarz S., Dudek D.*: Kronika awarii i katastrof maszyn podstawowych w polskim górnictwie odkrywkowym. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007
- [2] *Czmochoński J.*: Identyfikacja modeli modalnych maszyn urabiających w górnictwie węgla brunatnego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008
- [3] *Hawrylak H., Sobolski R.*: Maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1967
- [4] *Jankowiak R., Rusiński E.*: Stahlkonstruktionen von polnischen Umschlag und Fördergeräten. Stahlbau 72(2003), Heft 8
- [5] *Pieczonka K.*: Inżynieria maszyn roboczych. Część I. Podstawy urabiania, jazdy, podnoszenia i obrotu, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007
- [6] *Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.*: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000
- [7] *Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.*: The finite element method. Vol. 1 and 2. McGraw-Hill Book Company, London 1991