Mgr inż. Jarosław CZUBASZEK Instytut Techniki Górniczej KOMAG Dr hab. inż . Stanisław SZWEDA prof. nadzw. w Pol. Śl. Politechnika Śląska

# Badania zmian ciśnienia w układzie hydraulicznym sekcji obudowy zmechanizowanej

#### Streszczenie

Tematem publikacji są wstępne badania zmian ciśnienia w przestrzeni nadtłokowej i podtłokowej stojaka sekcji obudowy zmechanizowanej, występujących podczas sterowania układem hydraulicznym. Istotny wpływ na obserwowane zmiany ciśnienia ma typ rozdzielacza zastosowanego w układzie hydraulicznym sekcji obudowy zmechanizowanej. Wyznaczono charakterystyki przepływu oraz współczynnik strat miejscowych na poszczególnych kierunkach przepływu emulsji dla pięciu typów rozdzielaczy, różniących się średnicą przyłącza oraz budową. Przedstawione wyniki badań potwierdziły konieczność starannego doboru elementów układu hydraulicznego w aspekcie ich charakterystyk.

#### Summary

Initial tests of pressure changes in over-piston and under-piston compartments of powered roof support leg, during hydraulic control of the system, are the subject of the paper. A type of distributor used in the hydraulic system of powered roof support has a significant impact on observed pressure changes. Flow characteristics and coefficient of local losses for each direction of emulsion flow are determined for five types of distributors, which differ in connection diameter and design. Presented tests results proved the necessity of precise selection of hydraulic system components in the aspect of their characteristics.

#### 1. Wprowadzenie

Jedną z przyczyn nieprawidłowej pracy hydraulicznego układu podpornościowego sekcji obudowy zmechanizowanej są szybkozmienne zmiany ciśnienia w bloku zaworowym podczas jego sterowania. Jest to zjawisko niekorzystne, gdyż oprócz zakłóceń w sterowaniu układem hydraulicznym sekcji obudowy polegających na niekontrolowanym ruchu tłoczysk siłowników pomocniczych nie wyposażonych w bloki zaworowe, znacząco obniża trwałość elementów układu hydraulicznego.

Zagadnienie występowania zjawiska uderzenia hydraulicznego w elementach układu sterowania hydraulicznego sekcji podczas rabowania stojaka hydraulicznego przedstawiono w pracach [6, 7]. Stwierdzono, że zarejestrowane zmiany ciśnienia, charakteryzujące się wysoką częstotliwością i amplitudą, wpływają na ograniczenie trwałości elementów układu i mogą powodować uszkodzenia stojakowych bloków zaworowych oraz ciśnieniomierzy.

Z badań [1, 3] przeprowadzonych w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG wynika, że jedną z przyczyn dynamicznych zmian ciśnienia w stojakowym bloku zaworowym jest niewłaściwy dobór rozdzielaczy stosowanych w układzie sterowania hydraulicznego stojaków i siłowników pomocniczych, skutkujący wystąpieniem znacznego przyrostu ciśnienia w przewodzie spływowym. Zastosowaną metodę badania zjawiska dynamicznych zmian ciśnienia w przyłączach stojakowego bloku zaworowego [1, 3] oraz wyznaczone współczynniki strat lokalnych i charakterystyki przepływu emulsji przez badane rozdzielacze przedstawiono poniżej.

### 2. Badanie dynamicznych zmian ciśnienia w bloku zaworowym

Badania zjawiska dynamicznych zmian ciśnienia w przyłączach bloku zaworowego stosowanego w układzie hydraulicznym sekcji obudowy zmechanizowanej przeprowadzono w Laboratorium Badań ITG KOMAG na stanowisku do badań stojaków hydraulicznych, przy obciążeniu statycznym. Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 1.

Siłownik hydrauliczny rozpierano pomiędzy ramą stanowiska, a siłownikiem pomocniczym o średnicy  $\emptyset$ 410, zasilając przestrzeń podtłokową poprzez rozdzielacz, aż do uzyskania podporności wstępnej przez badany siłownik. W trakcie badań siłownik pomocniczy rozpierano aż do uzyskania ciśnienia roboczego w badanym stojaku, po czym badany stojak rabowano, sterując rozdzielaczem hydraulicznym i za pomocą przetworników ciśnienia (rys. 1), rejestrowano zmiany ciśnienia w przestrzeni podtłokowej oraz w przestrzeni nadtłokowej siłownika. Na rysunku 2 przedstawiono przykładowe przebiegi czasowe ciśnienia:  $p_{PT}$  w przestrzeni nadtłokowej oraz  $p_{NT}$  w przestrzeni nadtłokowej stojaka.





Rys.2. Przykładowe przebiegi czasowe ciśnienia w trakcie rabowania stojaka hydraulicznego. Źródło: [1, 2]

Wykresy przedstawione na rysunku 2 sporządzono podczas badań, których celem było określenie wpływu zaworu ograniczającego ciśnienie, zamontowanego w układzie podpornościowym sekcji, na dynamiczne zmiany ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka występujące przy jego rabowaniu. Z przedstawionych wykresów wynika, że zastosowanie zaworu ograniczającego ciśnienie powoduje nieznacznie zmniejszenie amplitudy zmian ciśnienia w przestrzeni podtłokowej.

Po przeprowadzeniu badań opisanych powyżej przeprowadzono próby, których celem było zbadanie wpływu typu zastosowanego rozdzielacza hydraulicznego na zmiany ciśnienia w przestrzeni nadtłokowej i podtłokowej siłownika. Próby, polegające na rozpieraniu, a następnie rabowaniu siłownika, przeprowadzono na siłowniku hydraulicznym nie obciążonym siłą zewnętrzną. W układzie hydraulicznym siłownika zabudowano kolejno 5 różnych rozdzielaczy hydraulicznych, których oznaczenia identyfikacyjne zestawiono w tabeli 1.

Rozdzielacze stosowane w trakcie badań różnią się między sobą średnicą przyłącza oraz budową. Rozdzielacze numer 1 ÷ 4 mają budowę kasetową, natomiast rozdzielacz numer 5 jest standardowym rozdzielaczem typu RB.

Zestawienie rozdzielaczy użytych w badaniach [1, 2] Tabela 1

Nr rozdzielacza	Тур	wielkość
1	xxx-xxx Ex IM2cDN 10 RE	DN10
2	xxx-xxx Ex IM2cDN 12 RE	DN12
3	xxx-xxx Ex IM2cDN 10	DN10
4	xxx-xxx Ex IM2cDN 12	DN12
5	RB 1	DN10

W tabeli 2 przedstawiono przykładowe przebiegi czasowe zmian ciśnienia zasilania -  $p_Z$ , ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka -  $p_{PT}$ , oraz ciśnienia w przestrzeni nadtłokowej –  $p_{NT}$  przy sterowaniu stojaka. Numer rozdzielacza podany w pierwszej kolumnie tabeli 2 odpowiada oznaczeniu rozdzielacza w tabeli 1. Na wykresach wyróżniono następujące fazy pracy siłownika:

- A siłownik całkowicie zsunięty,
- B rozpieranie (rozsuwanie) siłownika,
- C siłownik całkowicie rozparty,
- D rabowanie (zsuwanie) siłownika.

Analizując uzyskane dane stwierdzono, że przebiegi czasowe ciśnienia istotnie różnią się od siebie, w zależności od zastosowanego rozdzielacza. W przypadku rozdzielaczy 1, 2 i 4, w trakcie rozpierania siłownika, ciśnienie w przestrzeni nadtłokowej siłownika było większe od ciśnienia zasilania. Jedynie w przypadku rozdzielacza nr 4 ciśnienie w przestrzeni nadtłokowej było mniejsze od ciśnienia zasilania. Wynika stąd, że typ zastosowanego rozdzielacza ma istotny wpływ na opory przepływu w przewodzie łączącym przestrzeń nadtłokową siłownika z magistralą spływową.

Uwzględniając powyższe, celem wyznaczenia charakterystyki przepływu emulsji przez rozdzielacz, wykonano pomiary natężenia przepływu medium roboczego - Q oraz spadku ciśnienia -  $\Delta p$  dla rozdzielaczy zestawionych w tabeli 1. Pomiary przeprowadzono odrębnie dla poszczególnych kierunków przepływu emulsji przez rozdzielacz:

- w kierunku od przyłącza rozdzielacza do magistrali zasilającej do przyłącza łączącego rozdzielacz z przestrzenią podtłokową siłownika, zwyczajowo oznaczanym jako <u>kierunek P – A,</u>
- w kierunku od przyłącza łączącego rozdzielacz z przestrzenią podtłokową siłownika do przyłącza magistrali spływowej do rozdzielacza, zwyczajowo oznaczanym jako <u>kierunek A – T.</u>

Przykładowe wyniki pomiarów [1, 2] oraz wyznaczone charakterystyki przepływu dla rozdzielacza nr 4 zestawiono w tabeli 3.



Przykładowe przebiegi czasowe ciśnienia w trakcie pracy siłownika [1, 2]

#### 3. Analiza oporów przepływu medium roboczego przez rozdzielacz

Otrzymane wyniki pomiarów umożliwiły, oprócz wyznaczenia charakterystyk przepływu dla badanych rozdzielaczy, określenie strat energetycznych cieczy. Parametrem charakteryzującym straty energetyczne w rozdzielaczu jest współczynnik strat lokalnych *Z*, wyznaczany według zależności [5]:

$$Z = \frac{\Delta p}{\rho} * \frac{\pi^2 d^4}{8Q^2} \tag{1}$$

gdzie:

- ho gęstość emulsji,
- d średnica przyłącza,
- Q natężenie przepływu,
- Δp spadek ciśnienia określony na rozdzielaczu.

			Tabela
Kierunek przepływu	Q [l/min]	∆p [MPa]	Wykres
	20	0,114	Ap [MPa]
D_A	40	0,464	
Γ-Α	60	1,077	1.0
	80	1,900	0.0 0 25 50 75 Q [Vinin]
	20	0,450	
ΛТ	40	1,790	5.0 Constraints And
A-1	60	3,697	2.5
	80	5,772	0.0 0 25 50 75 Q [//mi]

### Zestawienie przykładowych wyników badań oporów przepływu medium roboczego przez rozdzielacza nr 4 [Źródło: opracowanie własne]

Zestawienie wartości współczynnika strat lokalnych Z i liczby Reynoldsa dla badanych typów rozdzielaczy przy określonych kierunkach przepływu [Źródło: opracowanie własne]

,,		, , , , , , , , , , , , , , , , , , ,						Tabela 4
	Kierunek przepływu				Kierunek przepływu			
Rozdzielacz		P	-A	1		A	-1	
ROZUZIOIUOZ	Q	Δр	Z	Re	Q	Δр	Z	Re
	l/min	MPa	-	-	l/min	MPa	-	-
					20	0	0,00	14147
1		Brak c	lanvch		40	0,244	6,77	28294
I		Diak C	anyon		60	0,613	7,56	42441
					80	1,112	7,72	56588
					20	0,08	18,42	11789
2		Brok	lanveh		40	0,17	9,79	23579
2		Diak	anyon		60	0,33	8,44	35368
					80	0,61	8,78	47157
	20	0,147	16,32	14147	20	0,443	49,19	14147
3	40	0,784	21,76	28294	40	1,4	38,86	28294
5	60	1,81	22,33	42441	60	2,6	32,08	42441
	80	3,375	23,42	56588	80	4,308	29,90	56588
	20	0,114	26,25	11789	20	0,450	103,61	11789
4	40	0,464	26,71	23579	40	1,790	103,03	23579
4	60	1,077	27,55	35368	60	3,697	94,58	35368
	80	1,9	27,34	47157	80	5,772	83,06	47157
	20	0,928	103,04	14147	20	0,707	78,50	14147
5	40	3,417	94,85	28294	40	2,691	74,70	28294
5	60	7,676	94,70	42441	60	5,931	73,17	42441
	80	12,623	87,60	56588	80	10,115	70,19	56588

W obliczeniach przyjęto:

$$\rho = 1000 \ \frac{kg}{m^3}$$

W tabeli 4 zestawiono: wyniki pomiarów natężenia przepływu i spadku ciśnienia dla rozpatrywanych kierunków przepływu emulsji przez rozdzielacz [1, 2] oraz wyznaczone wartości współczynnika strat liniowych *Z* i liczby Reynoldsa:

$$Re = \frac{4Q}{\pi dv}$$
(2)

gdzie:

 v – kinematyczny współczynnik lepkości emulsji, wynoszący według [4]:

$$v = 3 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono wykresy zależności współczynnika strat miejscowych badanych rozdzielaczy, dla kierunków przepływu P - A oraz A – T.



Rys.3. Zmiany współczynnika strat miejscowych Z w funkcji liczby Reynoldsa Re dla kierunku przepływu P-A [Źródło: opracowanie własne]



Rys.4. Zmiany współczynnika strat miejscowych Z w funkcji liczby Reynoldsa Re dla kierunku przepływu A-T [Źródło: opracowanie własne]

Wyznaczony współczynnik strat miejscowych charakteryzuje stratę energii mechanicznej emulsji w warunkach przepływu burzliwego przez rozdzielacz. Z wykresów przedstawionych na rysunkach 3 i 4 wynika, że współczynnik strat miejscowych w przypadku danego typu rozdzielacza zmienia się nieznacznie ze zmianą liczby Reynoldsa. W przypadku większości badanych rozdzielaczy zwiększenie liczby Reynoldsa skutkuje nieznacznym zmniejszeniem współczynnika strat lokalnych.

Z zestawienia wyznaczonych wartości współczynnika strat miejscowych oraz dynamicznych zmian ciśnienia w przestrzeni nadtłokowej stojaka (por. tabela 2) wynika że najbardziej intensywne zmiany ciśnienia występują w przypadku rozdzielaczy nr 1 oraz 2. Rozdzielacze te charakteryzuje najmniejszy współczynnik strat miejscowych.

Podsumowując, można więc stwierdzić, że z uwagi na występowanie dynamicznych zmian ciśnienia w przestrzeni nadtłokowej i podtłokowej podczas rozpierania stojaka, niekorzystne jest stosowanie rozdzielacza o niewielkich oporach przepływu.

#### 4. Podsumowanie

Jedną z przyczyn występowania, niekorzystnych z wielu względów, dynamicznych zmian ciśnienia podczas sterowania układu hydraulicznego sekcji obudowy zmechanizowanej są opory przepływu emulsji przez rozdzielacz stosowany w układzie sterowania hydraulicznego sekcji. Opory przepływu charakteryzują współczynniki strat miejscowych oraz charakterystyki przepływu, wyznaczone w niniejszej pracy.

Z porównania przebiegów czasowych ciśnienia w przestrzeni nadtłokowej stojaka podczas jego rozpierania, zarejestrowanych w przypadku zastosowania różnych rozdzielaczy wynika, że zmiany ciśnienia są najintensywniejsze w przypadku zastosowania rozdzielacza o najmniejszej wartości współczynnika strat miejscowych. Tak więc zmniejszenie oporów przepływu, korzystne w aspekcie warunków użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej oraz wielkości ciśnienia w magistralach zasilającej i spływowej, może skutkować niekorzystnym występowaniem szybkozmiennych zmian ciśnienia w przestrzeni nadtłokowej i podtłokowej stojaka. Wynika stąd konieczność starannego doboru elementów układu sterowania hydraulicznego sekcji obudowy zmechanizowanej w aspekcie ich charakterystyk przepływu.

#### Literatura

- Aleksa D i in.: Badania układu hydraulicznego sekcji obudowy TAGOR-12/31/BS i TAGOR-12/31-POz/BS/S. Część I. Sprawozdanie nr 149/DLB-2/2011. ITG KOMAG Laboratorium Badań DLB.. Gliwice, listopad 2011 (materiały nie publikowane).
- Aleksa D i in.: Badania układu hydraulicznego sekcji obudowy TAGOR-12/31/BS i TAGOR-12/31-POz/BS/S. Część II. Sprawozdanie nr 149/DLB-2/2011. ITG KOMAG Laboratorium Badań DLB. Gliwice, listopad 2011 (materiały nie publikowane).

- 3. Czubaszek J., Madejczyk W.: Badania układu sterowania sekcji obudowy zmechanizowanej. Hydraulika i Pneumatyka 2012, nr 2, s. 24-27.
- Dresrler D.: Wybrane problemy systemów sterowania hydraulicznego sekcji obudowy zmechanizowanej. Praca dyplomowa magisterska. Politechnika Śląska 2001. Politechnika Śląska. Wydział Górnictwa i Geologii. Biblioteka IMG Gliwice 2001 (praca nie publikowana).
- 5. Gryboś R.: Zbiór zadań z technicznej mechaniki płynów. PWN, Warszawa 2002.
- 6. Pytlik A.: Drgania w układach hydraulicznych sekcji obudowy zmechanizowanej. Napędy Sterowanie 2008, nr 4, s. 121-130.
- Stoiński K., Pytlik A., Szymała J.: Uderzenia hydrauliczne powstałe w elementach hydrauliki sterującej zmechanizowanej obudowy ścianowej. Maszyny Górnicze 2007, nr 3, s.22-27.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2012 r.

### Badania detektora stanu nawierzchni szyn torowisk występujących w podziemnych zakładach górniczych

#### Streszczenie

W artykule zaprezentowano koncepcję metody nawierzchni detekcji stanu szyn torowisk występujących w podziemnych zakładach górniczych. Metoda ta polega na badaniu sprzężenia ciernego pomiędzy tzw. "kołem śledzącym" dedykowanego przetwornika pomiarowego poruszającego się wraz z lokomotywą po szynie. Sygnał z przetwornika, przesyłający informację o warunkach panujących na powierzchni szyn, może posłużyć do regulacji momentu hamującego zestawów kołowych. Możliwe staje się zatem skrócenie drogi hamowania lokomotyw dołowych w stanie poślizgu, wywołanego utratą przyczepności na skutek zanieczyszczenia powierzchni szyn. Omówiono rozwiązania konstrukcyjne detektora stanu nawierzchni oraz stanowiska badawczego do weryfikacji założonej metody detekcji. Przedstawiono wyniki badań oceniające skuteczność detekcji stanu nawierzchni, przez "koło śledzące" wykonane ze stali oraz tekstolitu.

#### Summary

A concept of the method for detection of condition of trackway rails surface in underground mining plants is presented in the paper. The method consists in testing the frictional coupling between a rail and so-called "tracking wheel" of a dedicated measuring coverter, which moves together with a locomotive on the rail. Signal from the converter, which conveys information about conditions on the rails surface, can be used for control of braking torque of wheels. Thus, it is possible to shorten braking distance of underground locomotives during slippage caused by loss of adhesion in a result of rail surface contamination. Design solutions of surface condition detector and a test stand for verification of the complex detection method are discussed. Results of tests checking the effectiveness of surface condition detection with use of "tracking wheel" made of steel and textolite are given.

#### 1. Wprowadzenie

Wymagania dotyczące układów hamulcowych stosowanych w dołowych lokomotywach szynowych oraz wytyczne określające bezpieczne ich stosowanie przedstawiono w normie PN-EN 1889-2+A1:2010 pt: "Maszyny dla górnictwa podziemnego – Podziemne maszyny samobieżne – Bezpieczeństwo – Część 2: Lokomotywy szynowe" [1]. Wskazuje ona na konieczność wyposażenia lokomotywy w trzy niezależne układy hamulcowe: główny (manewrowy), awaryjny oraz postojowy [1]. Układy te powinny mieć dobrane charakterystyki hamowania tak, by zatrzymać pociąg bez poślizgu na najkrótszej drodze, odpowiadającej przewidywanym warunkom tarcia między kołami, a szynami, przy założonym obciążeniu i nachyleniu.

Z punktu widzenia bezpieczeństwa użytkowego najbardziej istotny zapis omawianej normy dotyczy hamowania bezpoślizgowego. Odnosząc go do specyficznych warunków środowiskowych panujących w podziemnych zakładach górniczych, mających bezpośredni wpływ na warunki kontaktu koło – szyna, istotna jest sytuacja, w której warunek hamowania bezpoślizgowego może nie być spełniony. Potwierdzają to opinie użytkowników lokomotyw, opisujące występowanie niebezpiecznych poślizgów podczas hamowana, zwłaszcza gdy zestaw transportowy jest nadmiernie obciążony lub porusza się na dużym nachyleniu. Oprócz czynników destabilizujących warunki kontaktu kół lokomotywy z powierzchnią szyny (np. woda, olej, pył węglowy lub kamienny) na występowanie poślizgów ma wpływ wartość momentu hamującego występującego w zestawach kołowych podczas hamowania.

Należy zaznaczyć, iż konstruktorzy pojazdów szynowych, mając na uwadze spełnienie przedstawionych wymagań normy, sugerują ustawienie maksymalnej wartości momentu hamującego, co w sytuacji zmiany współczynnika tarcia pomiędzy kołami a szyną powoduje blokowanie kół w zestawach kołowych.

Ustawienie maksymalnych momentów hamujących potwierdzają wyniki badań prowadzone na potrzeby certyfikacji lokomotyw. Należy jednak zwrócić uwagę iż, odmienne warunki kontaktu koło – szyna występujące w warunkach eksploatacyjnych mogą doprowadzić do występowania niekontrolowanych poślizgów podczas hamowania. Podczas badań certyfikacyjnych tor testowy jest zazwyczaj osuszony, odtłuszczony, a często dodatkowo nacinany, w celu zapewnienia najlepszych warunków kontaktu koło szyna.

Istnieje zatem problem ograniczenia poślizgu zestawów kołowych w odniesieniu do różnych stanów powierzchni szyn. Rozwiązaniem może być znany z techniki samochodowej system antypoślizgowy ABS [2, 3]. Należy jednak stwierdzić, iż idea systemu ABS nie spełnia wymogów "bezpoślizgowego hamowania", zdefiniowanych w normie PN-EN 1889-2, ze względu na cykliczne odhamowywanie i dohamowywanie zestawów kołowych, do chwili uzyskania przez nie minimalnej prędkości jazdy. W trakcie hamowania może dojść do sytuacji, w której nastąpi chwilowy poślizg zestawów kołowych (w najlepszym przypadku może dojść do pojedynczego chwilowego poślizgu związanego z rozpoczęciem pracy układu ABS) [2].

W tej sytuacji należy rozważyć alternatywny sposób eliminacji poślizgu zestawu kołowego, bazującego na adaptacyjnej (zależnej od warunków panujących na nawierzchni szyn) regulacji momentu hamującego. Opracowywana metoda ciągłej detekcji stanu nawierzchni szyn torowiska wykorzystywać będzie możliwość wykrywania lokalnych zakłóceń współczynnika tarcia.

# 2. Metoda detekcji stanu nawierzchni bazująca na sprzężeniu ciernym koła pomiarowego z szyną

Metoda detekcji stanu nawierzchni bazuje na ocenie sprzężenia ciernego pomiędzy kołem pomiarowym, a szyną. Zgodnie z przyjętą koncepcją, koło porusza się wraz z pojazdem po szynie. Koło pomiarowe nazwano "kołem śledzącym" [4, 5, 6]. Na "kole śledzącym" wytwarzany jest moment hamujący (o zwrocie przeciwnym do kierunku jazdy) za pomocą silnika prądu stałego (PMDC). "Koło śledzące" jest także wyposażone w enkoder inkrementalny, którego zadaniem jest pomiar prędkości obrotowej. Opisany układ stanowi najważniejszy element detektora stanu nawierzchni, którego schemat budowy przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Schemat budowy detektora stanu nawierzchni [4, 5, 6]

Zespół "koła śledzącego" wraz z silnikiem i enkoderem inkrementalnym jest zamontowany na amortyzowanym ramieniu. Taki rodzaj montażu zapewnia stały i pewny kontakt "koła śledzącego" z szyną (z siłą  $F_d$ ), eliminując tym samym wpływ potencjalnych nierówności torowiska [4, 5, 6].

Podczas poruszania się lokomotywy na "koło śledzące" podawany jest moment hamujący  $M_{h_n}$ którego wartość regulowana jest przez zmianę wartości prądu zasilającego silnik. Jego wartość dobrana jest tak, aby w przypadku poruszania się po powierzchni nie zawierającej czynników zmniejszających współczynnik tarcia "koło śledzące" poruszało się zgodnie z kierunkiem jazdy, z prędkością obrotową proporcjonalną do prędkości poruszania się pojazdu [4, 5, 6]. Opisany przypadek zilustrowano na rysunku 2a.



Rys.2. Zachowanie detektora w przypadku prawidłowego kontaktu "koła śledzącego" z powierzchnią szyny (a) oraz zaburzonego – wywołanego przez czynnik zmniejszający współczynnik tarcia (b) [4, 5, 6]

W przypadku, gdy "koło śledzące" przetwornika porusza się po szynie pokrytej czynnikiem zmniejszającym współczynnik tarcia (np. szyna pokryta wodą lub olejem), wówczas moment hamujący  $M_h$  generowany przez silnik PMDC będzie powodował spadek prędkości obrotowej detektora  $n_p$ . Opisany przypadek zilustrowano na rysunku 2b.

Pomiar i analiza chwilowa prędkości obrotowej "koła śledzącego" kontrolowane są przez układ mikroprocesorowy. Wykrycie gwałtownego spadku prędkości obrotowej interpretowane jest jako poślizg wynikający z pogorszenia współczynnika tarcia. Na tej podstawie identyfikowanie jest wystąpienie na szynie czynnika, mogącego doprowadzić do niebezpiecznego poślizgu zestawów kołowych podczas hamowania.

Sygnał z przetwornika informujący o wystąpieniu niekorzystnych warunków przyczepności na nawierzchni szyn torowiska, może być wykorzystany do regulowania momentu hamowania tak, aby odbywało się ono bezpoślizgowo.

Na obecnym etapie prowadzonych prac badawczych nie rozważano metod integracji detektora z podwoziem lokomotywy. Nie uwzględniono również metod sterowania wybranymi układami hamulcowymi lokomotyw dołowych.

### 3. Badania weryfikacyjne metody detekcji stanu nawierzchni szyn

Weryfikację metody detekcji stanu nawierzchni przeprowadzono na stanowisku badawczym, którego schemat blokowy przedstawiono na rysunku 3.





Budowę i zasadę działania stanowiska badawczego do weryfikacji metody detekcji stanu nawierzchni z użyciem "koła śledzącego" zaprezentowano w pracach [4, 5].

W niniejszej publikacji przedstawiono wyniki badań weryfikacyjnych metody detekcji stanu nawierzchni w odniesieniu do dwóch materiałów, z jakich wykonano element czynny ("koło śledzące"), tj. stali oraz tekstolitu. Na rysunku 4a przedstawiono widok zespołu detektora stanu nawierzchni wykonanego z tekstolitu, natomiast na rysunku 4b przedstawiono detektor wykonany ze stali.

Badania weryfikacyjne w odniesieniu do obu typów "kół śledzących" przeprowadzono zgodnie z następującym zakresem:

 zachowanie zespołu detektora wyposażonego w "koło śledzące" wykonane ze stali w odniesieniu do bieżni suchej oraz pokrytej olejem, oraz dla zespołu detektora wyposażonego w "koło śledzące" wykonane z tekstolitu, w odniesieniu do bieżni suchej, pokrytej wodą, jak również pokrytej lokalnie oraz całkowicie olejem,

- współpraca detektora z bieżnią w odniesieniu do prędkości liniowych bieżni v<sub>b</sub>, zmieniających się w zakresie od 0 do 2 m/s (w przypadku "koła śledzącego" wykonanego ze stali) oraz od 0 do 5 m/s (w przypadku "koła śledzącego" wykonanego z tekstolitu),
- zachowanie detektora wyposażonego w "koło śledzące" z tekstolitu w odniesieniu do bieżni pokrytej lokalnie olejem, w przypadku dwóch prędkości liniowych bieżni v<sub>b</sub> (0,2 m/s i 0,4 m/s),
- zachowanie detektora w odniesieniu do czterech wartości momentu hamującego *M<sub>h</sub>*, zadawanego na "koło śledzące", proporcjonalnego do prądu silnika PMDC *I<sub>M</sub>*, zmieniającego się w zakresie od (0,3 ± 1,5) A,
- zachowanie detektora w odniesieniu od dwóch wartości siły docisku bieżni *F<sub>d</sub>* wynoszących 16 i 60 N.

Podczas badań rejestrowano prędkość liniową bieżni  $v_b$ , prędkość obrotową "koła śledzącego"  $n_p$ , siłę docisku zespołu detektora do bieżni  $F_d$ , stan obwodu zasilania silnika PMDC [ON/OFF] oraz rozmieszczenie czynnika zmniejszającego lokalnie współczynnik tarcia. Wymienione parametry rejestrowano.

Na podstawie otrzymanych wyników badań wyznaczono reprezentatywne przebiegi czasowe, opisujące zachowanie układu detektora, w przypadku obu zastosowanych "kół śledzących" i przedstawiono wykresy czasowe prezentujące zachowanie układu odnoszące się do bieżni suchej oraz odłuszczonej. Na rysunku 5 przedstawiono wykres czasowy zarejestrowany przy użyciu przetwornika wyposażonego w "koło śledzące" wykonane ze stali, natomiast na rysunku 6 przy użyciu "koła śledzącego" wykonanego z tekstolitu.



Rys. 4. Widok zespołu detektora stanu nawierzchni ("koła śledzącego") wykonanego z tekstolitu (a) oraz ze stali (b) [4, 5, 6, 7]

Uzyskane wyniki badań w odniesieniu do bieżni suchej i odtłuszczonej (reprezentującej stan odniesienia – idealnego kontaktu "koła śledzącego" z bieżnią) pozwalają stwierdzić, iż w obu przypadkach moment hamujący wytworzony przez silnik PMDC nie powoduje zmian prędkości obrotowych mogących świadczyć o wystąpieniu poślizgu. Zmiana siły docisku przetwornika do bieżni nie wpływała na poziom zmian prędkości "koła śledzącego" mogących wskazywać na poślizg.

Na rysunku 7 przedstawiono wykres czasowy zarejestrowany z użyciem przetwornika wyposażonego w "koło śledzące" wykonane ze stali, natomiast na rysunku 8 z użyciem "koła śledzącego" wykonanego z tekstolitu, w przypadku bieżni pokrytej olejem.

Uzyskane wyniki zachowania układu detektora wykonanego ze stali oraz tekstolitu w przypadku bieżni pokrytej równomiernie olejem, pozwalają stwierdzić, iż właściwości oleju zmniejszające współczynnik tarcia

spadkiem skutkują prędkości obrotowej (dajac informację o spadku współczynnika tarcia). Poziom spadku prędkości obrotowej "koła śledzącego" zależy od materiału z jakiego zostało ono wykonane. Przekłada się to bezpośrednio na wartość współczynnika tarcia pary ciernej stal - stal oraz tekstolit - stal. Mniejsza wartość współczynnika tarcia pomiędzy tekstolitem, a stalową bieżnią niż dla stali ze stalą doprowadziły do ciągłego poślizgu zespołu detektora. Efektem ciągłego poślizgu jest brak uzyskania przez "koło śledzace" prędkości obrotowej proporcjonalnej do prędkości liniowej bieżni (symulującej prędkość jazdy lokomotywy) [6]. Uwzględniając występowanie ciągłego poślizgu detektora, zadanie momentu hamującego powodującego obracanie się jego osi w kierunku przeciwnym do kierunku jazdy, uzyskuje się informuję o zmniejszonym "kołem współczynniku przyczepności pomiędzy śledzącym", a bieżnią (symulującą szynę torowiska).



Rys.5. Przebieg czasowy prędkości obrotowej "koła śledzącego" wykonanego ze stali – bieżnia sucha, (F\_d=60 N, I\_M=1,5 A) [4, 5, 7]



Rys.6. Przebieg czasowy prędkości obrotowej "koła śledzącego" wykonanego z tekstolitu – bieżnia sucha, (F<sub>d</sub>=60 N, I<sub>M</sub>=1,0 A) [6, 7]



Rys.7. Przebieg czasowy prędkości obrotowej "koła śledzącego" wykonanego ze stali – bieżnia pokryta olejem,  $(F_d=16 \text{ N}, I_M=1, 5 \text{ A})$  [4, 5, 7]



Stan obwodu silnika [ON/OFF]

WWWW



t **[s]** 

ARARRAR ARARAR

(NAME)

|np| [obr/min]

 vb [m/s]

q Stan ( [obr/min] 

ď 

v<sub>b</sub> [m/s]

Na podstawie uzyskanych wyników badań "koła śledzącego" wykonanego ze stali, można stwierdzić iż spadek jego prędkości obrotowej zależy od wartości siły docisku przetwornika do bieżni (symulującej szynę torowiska)  $F_{d}$ . Wraz ze zmniejszaniem siły docisku prędkość obrotowa ulega zwiększeniu. Przy sile docisku  $F_{d}$  równej 16 N i 60 N (tor zaolejony) spadki prędkości obrotowej miały miejsce jedynie w zakresie dużych prędkości obrotowych "koła śledzącego" [4, 5]. Stwierdzono również, iż zmniejszenie wartości siły docisku  $F_{d}$  powoduje rozszerzenie zakresu detekcji poślizgu na większy.

Na rysunkach 9 i 10 przedstawiono zachowanie detektora stanu nawierzchni wykonanego z tekstolitu dla bieżni pokrytej wodą, w przypadku dwóch wartości siły docisku  $F_d$  równych 16 N.

Otrzymane wyniki badań zachowania detektora stanu nawierzchni wykonanego z tekstolitu, na bieżni pokrytej wodą pozwalają stwierdzić, iż zadanie

PMDC momentu hamującego przez silnik (odpowiadającego prądom silnika I<sub>M</sub> z przedziału 0,3 A) powoduje występowanie 1,5 wyraźnie rozróżnialnych spadków prędkości obrotowej "koła śledzącego", świadczących o pogorszeniu współczynnika tarcia. Spadek prędkości obrotowej (poziom sygnału informacyjnego) zależy od prędkości liniowej bieżni. Zwiększenie momentu hamującego powoduje zwiększenie poślizgu "koła śledzącego", tym samym zwiększenie poziomu sygnału pomiarowego [6].

Detekcja poślizgu, w odniesieniu do prędkości jazdy, jest zależna od siły docisku detektora do bieżni  $F_d$ . Zmniejszenie siły docisku powoduje rozszerzenie zakresu detekcji dla wszystkich badanych prędkości liniowych (rys. 9). Zwiększenie siły docisku ogranicza jednak jednoznaczną detekcję poślizgu w obszarze wyższych prędkości liniowych (rys. 10) [6].

Przedstawiono również wyniki obrazujące zachowanie detektora stanu nawierzchni podczas



Rys.10. Przebieg czasowy prędkości obrotowej "koła śledzącego" wykonanego z tekstolitu – bieżnia pokryta wodą, (F<sub>d</sub>=60 N, I<sub>M</sub>=1,0 A) [6, 7]



Rys.11. Przebieg czasowy prędkości obrotowej "koła śledzącego" wykonanego z tekstolitu – bieżnia pokryta lokalnie czynnikiem zmniejszającym wspóczynnik tarcia (v<sub>b</sub>=0,2m/s, F<sub>d</sub>=60N, I<sub>M</sub>=1,0A) [7]

poruszania się po bieżni lokalnie pokrytej czynnikiem zmniejszającym współczynnik tarcia. Symulacie lokalnego zaburzenia współczynnika przyczepności na stanowisku badawczym zrealizowano poprzez naniesienie oleju na przyklejoną do bieżni bibułę. Rozpoznanie położenia lokalnego czynnika zmniejszającego współczynnik tarcia zrealizowano poprzez zastosowany w stanowisku detektor indukcyjny. Ze względu na szybką utratę kontaktu "koła śledzącego", na pozostałej części bieżni (poprzez pobieranie przez "koło śledzące" oleju z bibuły nasączonej olejem), konieczne było zbadanie pracy układu przy niewielkich prędkościach liniowych. Do badań wybrano dwie prędkości bieżni v<sub>b</sub> wynoszące 0,2 oraz 0,4 m/s. W trakcie badań zadawano w sposób ciągły moment hamujący na "kole śledzącym", dzięki czemu możliwa była obserwacja chwilowej prędkości obrotowej "koła śledzącego" n<sub>p</sub> w momencie gwałtownej zmiany lokalnego współczynnika tarcia przy stabilnej wartości momentu hamującego. Pozostałe parametry badawcze pozostały bez zmian.

Na rysunku 11 pokazano przykładowy przebieg zachowania układu przy prędkości liniowej bieżni  $v_b$  równej 0,2 m/s i momentu hamującego odpowiadającemu prądowi zasilania silnika  $I_M$  wynoszącego 1,0 A oraz przy sile docisku  $F_d$  równej 60 N.

Na podstawie otrzymanych wyników badań można stwierdzić, iż każdorazowe wystąpienie czynnika zmniejszającego współczynnik tarcia powodowało gwałtowny spadek prędkości obrotowej "koła śledzącego" wykonanego z tekstolitu.

Poziom spadku prędkości obrotowej detektora (poziomu sygnału pomiarowego) zależy od momentu hamującego (im większy moment hamujący, tym większy spadek prędkości obrotowej "koła śledzącego") [7].

Uzyskane wyniki badań charakteryzuje identyfikowalny odstęp sygnału informacyjnego, świadczący o poślizgu, od pozostałych zakłóceń występujących w sygnale pomiarowym [7].

Należy także wspomnieć o wadzie przyjętej metody badawczej, polegającej na sukcesywnym zaolejaniu pozostałej części bieżni przez "koło śledzące", przez co nie uzyskano możliwości przebadania zachowania układu w odniesieniu do pełnego zakresu prędkości poruszania się lokomotyw górniczych [7].

Uzyskane wyniki potwierdzają skuteczność przyjętej metody detekcji do wykrywania lokalnych zaburzeń współczynnika tarcia.

#### 4. Podsumowanie

Zaprezentowana w publikacji problematyka detekcji stanu nawierzchni szyn torowisk górniczych jest bardzo ważna z punktu widzenia zagrożeń związanych z hamowaniem lokomotyw dołowych. Na podstawie przeprowadzonych analiz wymagań normatywnych dotyczących układów hamulcowych tychże pojazdów, jak również oceny obecnego stanu wiedzy oraz stosowanych rozwiązań technicznych, podjęto prace badawcze dotyczące opracowania metody detekcji stanu nawierzchni szyn torowiska, bazującej na wykorzystaniu zjawiska sprzężenia "koła śledzacego" z szyną. Główną zaletą prezentowanej metody detekcji jest ciągła analiza współczynnika tarcia, niezależnie od charakteru ruchu maszyny. Opracowana koncepcja metody może dać wyprzedzającą informację o stanie nawierzchni szyn, skierowaną do układu sterującego hamulcami aby odpowiednio wcześniej dobrać właściwe parametry pracy układu hamulcowego lokomotywy dołowej.

W celu weryfikacji poprawności koncepcji metody detekcji na opracowanym stanowisku badawczym, prowadzono badania z użyciem "koła śledzącego" wykonanego ze stali oraz z tekstolitu.

Wyniki badań potwierdzają poprawność przyjętej koncepcii metodv detekcii stanu nawierzchni w przypadku detektora wyposażonego w ..koło śledzące", wykonane zarówno ze stali, jak i tekstolitu. Przeprowadzone badania porównawcze wykazały spadek prędkości obrotowej "koła śledzącego" podczas poruszania się detektora po powierzchni bieżni pokrytej czynnikami zmniejszającymi współczynnik tarcia (w mechanizmie poślizgu). Przyjęta koncepcja metody detekcji stanu nawierzchni jest skuteczna w zakresie wykrywania lokalnych zaburzeń współczynnika przyczepności.

Uzyskane wyniki badań stanowią punkt wyjścia do prowadzenia dalszych prac badawczych nad zachowaniem układu w warunkach rzeczywistego poruszania się pojazdów szynowych, jak również nad opracowaniem modelu matematycznego detektora, dzięki któremu możliwa będzie weryfikacja uzyskanych wyników badań.

#### Literatura

- 1. Baier A., Niedworok A.: Frictional couplings of wheel with a rail in a brake control system of rail vehicles, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, vol. 46, issue 2, pp. 182-188, June 2011.
- Drwięga A., Pieczora E., Suffner H.: Tendencje rozwoju górniczych urządzeń transportowych z napędem spalinowym. W: Szkoła Eksploatacji Podziemnej 2011, Instytut GSMiE PAN, 2011.
- Niedworok A.: Analiza literaturowa problematyki związanej z metodami elektronicznego sterowania procesem hamowania pojazdów szynowych oraz przeprowadzenie badań oceniających możliwości wykorzystania hamulca wielotarczowego jako wykonawczego elementu hamującego. W:

Elektroniczny układ kontroli procesu hamowania dołowej lokomotywy górniczej, ITG KOMAG, 2009. (materiały nie publikowane).

- Niedworok A.: Modyfikacja stanowiska badawczego, jego przygotowanie metrologiczne oraz przeprowadzenie badań sprzężenia ciernego koła z szyną.
   W: Badania predykcji sprzężenia ciernego koła z szyną w regulacji układów hamulcowych pojazdów szynowych., ITG KOMAG, grudzień 2011 (materiały nie publikowane).
- Niedworok A., Baier A., Orzech Ł., The concept of transducer for detection of trackway surface condition basing on frictional coupling of wheel with a rail and its experimental verification, JVE Journal of Vibroengineering, vol. 14, issue 2, pp. 464 – 471, Kaunas, Lithuania, June 2012.
- Niedworok A., Baier A., "Verification of the method for detection of condition of trackway surface using the frictional coupling between rail and "tracking wheel" made of textolite." The 13<sup>th</sup> Mechatronics Forum International Conference, Proceedings Vol. 1/3, pp. 280 – 286, Johannes Kepler Universty Linz, Austria 17 – 19 September, 2012.
- PN-EN 1889-2+A1:2010 Maszyny dla górnictwa podziemnego. Podziemne maszyny samobieżne. Bezpieczeństwo. Część 2: Lokomotywy szynowe.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2012 r.

#### Rozwiązania konstrukcyjne podwozi gąsienicowych maszyn górniczych

#### Streszczenie

Parametry charakteryzujące spągi wyrobisk korytarzowych kopalń węgla kamiennego sprawiają, że maszyny wykorzystywane do mechanizacji procesu urabiania i transportu urobku na dalsze środki odstawy wyposażane są w podwozia gąsienicowe. Ten typ podwozia pozwala na równomierne rozłożenie nacisków powierzchniowych na spąg w trakcie przemieszczania oraz czynności roboczych maszyny. Wielokrotne manewrowanie maszyną w ograniczonej przestrzeni wyrobiska po tym samym torze, destrukcyjnie wpływa na stan powierzchni spągu. Stosowanie dodatkowych wymiennych elementów bieżnych wyposażonych w kolce i wypusty pozwala na zwiększenie przyczepności maszyny do spągu. W artykule omówiono zagadnienia, które należy wziąć pod uwagę w trakcie projektowania i doboru podwozi gąsienicowych maszyn.

#### Summary

Parameters of roadway floors in hard coal mines are the reason of equipping the machines used for mining and for distant transportation with the caterpillar chassis. This type of chassis enables even distribution of pressure on the floor during movement and operation of the machine. Manoeuvring the machine in a limited roadway space on the same track causes destruction of floor surface. Use of additional exchangeable running components equipped with spikes and splines enables increase of adhesion of machine to the floor. Problems that should be taken into account during designing and selection of caterpillar chassis of machines are discussed.

#### 1. Wstęp

Prognozy wydobycia węgla kamiennego do 2020 r. wskazują m.in. na znaczący wzrost liczby drążonych wyrobisk korytarzowych. W polskich kopalniach węgla kamiennego drążenie wyrobisk korytarzowych realizowane jest dwoma metodami [3]:

- z wykorzystaniem materiałów wybuchowych,
- poprzez mechaniczne frezowanie.

Podstawowymi maszynami wchodzącymi w skład kompleksów mechanizujących proces drążenia wyrobisk korytarzowych są: kombajny chodnikowe, wozy wiertnicze oraz ładowarki bocznie wysypujące. Cechą wspólną wyżej wymienionych maszyn jest rodzaj zastosowanego podwozia, który nie tylko umożliwia przemieszczanie się maszyny, ale również wspomaga wykonywanie czynności roboczych.

Podwozia gąsienicowe, ze względu na szereg cech użytkowych, znalazły szerokie zastosowanie w budowie maszyn górniczych przeznaczonych do drążenia wyrobisk korytarzowych. Podstawowe zalety podwozi gąsienicowych [5, 6], to:

- mały nacisk wywierany przez maszynę na spąg,
- możliwość przemieszczania się po każdym rodzaju spągu,
- duża przyczepność umożliwiająca pokonywanie przeszkód i nierówności,
- możliwość obniżenia środka ciężkości maszyny (poprawa stateczności),

- duża mobilność i zwrotność maszyny (zawracanie w miejscu),
- masywna budowa wózków gąsienicowych,
- możliwość zabudowy napędu elektrycznego, hydraulicznego, pneumatycznego, oraz spalinowego.

Zastosowanie w wyrobisku korytarzowym odpowiedniej maszyny uzależnione jest od szeregu czynników, wynikających z warunków geologiczno-górniczych [1, 5] oraz organizacyjnych. Do podstawowych czynników warunkujących dobór odpowiedniej maszyny do pracy w wyrobisku korytarzowym należą:

- rodzaj urabianego i ładowanego materiału,
- wymiary gabarytowe wyrobiska,
- nachylenie wyrobiska,
- stan i rodzaj spągu,
- rodzaj energii zasilania,
- warunki stropowe,
- sposób odstawy urobionego materiału.

Na rynku maszyn górniczych istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych podwozi gąsienicowych umożliwiających przemieszczanie maszyny oraz wykonywanie określonych czynności roboczych. Parametry techniczne charakteryzujące podwozie gąsienicowe przekładają się na mobilność i stopień wykorzystania maszyny w wyrobisku oraz iei oddziaływanie na podłoże (spąg). Właściwy dobór podwozia do warunków eksploatacji, pozwala na maksymalnie efektywne wykorzystanie maszyny.

#### 2. Dobór i charakterystyka podwozia gąsienicowego

Podwozie gąsienicowe jest zespołem nośnym umożliwiającym manewrowanie maszyną, w budowie którego stosowanych jest wiele powtarzających się elementów. Głównymi zespołami podwozia gąsienicowego są:

- rama podwozia,
- wózek gąsienicowy prawy,
- wózek gąsienicowy lewy.

Dobór podwozia gąsienicowego uzależniony jest, między innymi, od charakteru pracy maszyny, do której jest ono przeznaczone, rodzaju podłoża oraz czynności transportowych i serwisowych.

Wózki gąsienicowe zabudowane w podwoziu maszyny górniczej powinny przenosić nie tylko siły wynikające z oporów jej przemieszczania się, ale również obciążenia powodowane oddziaływaniem zespołów roboczych na urobek oraz caliznę skalną. Stopień obciążenia wózków gąsienicowych w dużej mierze zależy od charakteru pracy maszyny. Maszyny górnicze takie jak: wozy wiertnicze czy kombajny chodnikowe przeznaczone są przede wszystkim do pracy stacjonarnej. Zespoły jezdne tych maszyn wykorzystywane są przede wszystkim do przemieszczania maszyny do kolejnej pozycji roboczej, a maksymalne siły wynikające z czynności roboczych przenoszone są przez unieruchomione podwozie gąsienicowe [6].

Istnieje również grupa maszyn górniczych, których podwozie gąsienicowe bierze czynny udział w czynnościach roboczych. Można do nich zaliczyć ładowarki górnicze. Wózki gąsienicowe tych maszyn przenosza maksymalne obciążenia wynikajace z czynności roboczych maszyny na postoju, jak również w czasie jazdy. W związku z tym, ich powinna konstrukcja umożliwiać przenoszenie obciążeń dynamicznych wynikających z oporów jazdy oraz czynności roboczych maszyny [6].

Na rodzaj zastosowanego w maszynie podwozia gąsienicowego ma również wpływ charakter podłoża, po którym będzie przemieszczała się maszyna. W wyrobiskach korytarzowych bardzo czesto występuje podłoże (spąg) pokryte odłamkami skalnymi, o zróżnicowanej twardości i granulacji. Poprzeczne i podłużne nierówności podłoża, wynikające z różnego rodzaju usypisk skalnych, w połączeniu z obciążeniami eksploatacyjnymi powodują, że czołowe odcinki gąsienicy przenoszą największe obciążenia. Koncentracja obciążeń następuje szczególnie podczas najeżdżania na przeszkodę oraz w trakcie zjeżdżania z niej. Również zawodnione podłoże wodami o silnym działaniu korozyjnym, w połączeniu z pyłem kamiennym wnikającym pomiędzy ruchome człony gasienicy, powoduje przyspieszone zużycie cierne oraz korozyjne elementów jezdnych maszyny [6].

Wózki gąsienicowe powinny zatem charakteryzować się dużą wytrzymałością na poziome i pionowe siły obciążające, wynikające z jazdy oraz odpornością na silnie korozyjne środowisko pracy. Oprócz wytrzymałości wynikającej z obciążeń eksploatacyjnych, wózki gąsienicowe powinny generować nacisk na podłoże nie przekraczający wartości dopuszczalnych dla danego typu podłoża [5]. Ma to szczególne znaczenie w czasie eksploatacji maszyny na rozluźnionym i zawilgoconym podłożu. Ograniczone wymiary wyrobiska chodnikowego oraz częste przejazdy wózków gąsienicowych na tych samych odcinkach, w połączeniu ze skrętami maszyny, wpływają destrukcyjnie na spąg, co z kolei powoduje wzrost oporów ruchu oraz przyspieszone zużycie cierne elementów jezdnych maszyny [6].

Zdolność podwozia gąsienicowego do pokonywania przeszkód, zlokalizowanych na spągu, można kształtować poprzez dobór odpowiedniego kształtu obrysu wózka gąsienicowego (rys. 1).



Rys.1. Przykładowe obrysy wózków gąsienicowych stosowane w budowie maszyn górniczych [6]

W pracy [6] dokonano obszernej analizy podwozi gąsienicowych ze względu na rodzaj obrysu wózka gasienicowego oraz miejsce usytuowania koła napędowego względem kierunku ruchu maszyny. Zidentyfikowano również zalety i ograniczenia stosowania różnych typów wózków gąsienicowych. Wykonane analizy oraz obliczenia oporów ruchu wskazują na przewagę obrysu A (rys. 1) nad pozostałymi rozwiązaniami. W trakcie doboru obrysu wózka gąsienicowego może się również okazać, że niższe opory tarcia wewnetrznego wynikajace z zastosowania obrysu A, nie są na tyle istotne jak pokonywania przeszkód czy trwałość zdolność elementów wózka gąsienicowego. Wówczas korzystniejszym może okazać się zastosowanie innego obrysu wózka [6].

Z uwagi na ograniczone wymiary wyrobiska korytarzowego, konstrukcja wózka gąsienicowego powinna uwzględniać również możliwości jego transportu i serwisu. Należy uwzględnić możliwość łatwego montażu i demontażu wózka oraz jego uszkodzonych podzespołów w warunkach dołowych. Nie bez znaczenia pozostają również wymiary gabarytowe wózka gąsienicowego, umożliwiające opuszczenie go w klatce szybowej oraz masa własna dostosowana do możliwości dźwigowych i transportowych w wyrobisku korytarzowym.

Dobór odpowiedniego rodzaju wózka gąsienicowego, jego konstrukcji i elementów roboczych, powinien być zatem poprzedzony bilansem korzyści i strat wynikających z przeznaczenia maszyny, środowiska pracy oraz warunków transportu i serwisowania.

#### 3. Budowa wózka gąsienicowego

Na rysunku 2 przedstawiono ogólną budowę wózka gąsienicowego. Jego głównymi elementami są:

- rama wózka (poz. 1),
- napęd (poz. 2),
- koło napędowe (poz. 3),
- zespół napinania (poz. 4),
- rolka jezdna (poz. 5),
- łańcuch gąsienicowy (poz. 6).



Rys.2. Wózek gąsienicowy - główne zespoły [2]

Rama jest elementem nośnym wózka gasienicowego. Jest to konstrukcja spawana z blach i profili, poddana odpowiedniej obróbce mechanicznej. Tylna część ramy wózka gąsienicowego przygotowana jest pod zabudowę napędu, najczęściej hydrostatycznego. Napęd taki składa się z przekładni planetarnej, z hamulcem wielopłytkowym oraz silnika hydraulicznego. Korpus przekładni przymocowany jest do ramy wózka, a na jej ruchomej części zabudowane jest koło napędowe. Silnik hydrauliczny, zabudowany od wewnętrznej strony podwozia, przekazuje moment obrotowy na przekładnię oraz zębate koło napędowe. W przedniej części ramy podwozia zabudowany jest zespół napinania łańcucha gasienicowego. Zespół ten składa się z koła napinającego (zwrotnego), sprężyny oraz cylindra napinającego. Za pomocą cylindra napełnianego smarem, możliwa jest korekcja luzów łańcucha.

Zabudowana, pomiędzy cylindrem a oprawą koła sprężyna, umożliwia tłumienie udarów poziomych wynikających z pokonywania przeszkód. W dolnej części ramy podwozia zabudowane są rolki jezdne w liczbie dostosowanej do długości wózka oraz zastosowanego łańcucha gąsienicowego. Zadaniem rolek jest prowadzenie łańcucha oraz równomierny rozkład nacisków na powierzchnię spągu.

Na wyżej wymienionych elementach jezdnych rozpięty jest łańcuch gąsienicowy, który składa się z określonej, dla danej długości wózka gąsienicowego, liczby członów. Wózki gąsienicowe maszyn górniczych wyposażane są w łańcuchy różniące się między sobą kształtem i budową członów gąsienicowych. Ze względu na konstrukcję wyróżnia się łańcuchy gąsienicowe:

- nierozbieralne,
- rozbieralne,
- mieszane.

Nierozbieralne człony łańcucha gąsienicowego (rys. 3) są zazwyczaj elementami odlewanymi ze stali o podwyższonej wytrzymałości na ścieranie. Elementy te wyposażone są w ucha wzajemnie przestawione. Taka budowa umożliwia łączenie kolejnych członów poprzez przetykanie sworzni przez otwory w uchach sąsiednich członów.









Rys.3. Człony łańcucha gąsienicowego – a) nierozbieralny, b) rozbieralny [2]

Rozbieralny człon łańcucha gąsienicowego (rys. 4) składa się z dwóch łubków (prawego i lewego) połączonych z jednej strony tuleją, a z drugiej sworzniem. Łączenie członów gąsienicowych realizowane jest poprzez przetykanie sworznia zabudowanego w jednym łubku przez tuleję wprasowaną w drugi łubek. Po zewnętrznej stronie łubków przykręcana jest śrubami płyta bieżna gąsienicy wykonana ze stali trudnościeralnej. Zaletą rozbieralnego łańcucha gąsienicowego jest jego duża trwałość wynikająca z możliwości szybkiej i stosunkowo łatwej wymiany płyt bieżnych o rożnej szerokości i rzeźbie powierzchni bieżnej [5] bez konieczności demontowania całego łańcucha.

Mieszany typ łańcucha gąsienicowego posiada człony składające się z płyty, ogniwa i sworznia. W żebrach płyty, po obu końcach, wykonane są otwory. Połączenie płyty z ogniwem za pomocą sworznia umożliwia łączenie poszczególnych członów gąsienicy.

Istotnym zagadnieniem, z punktu widzenia przyczepności podwozia gąsienicowego, jest rodzaj rzeźby powierzchni bieżnej członu gąsienicowego. Wklęsłości i uwypuklenia powierzchni członów łańcucha gąsienicowego zwiększają współczynnik przyczepności łańcucha do podłoża. Ukształtowanie powierzchni bieżnej członu łańcucha gąsienicowego pozwala na zwiększenie siły uciągu maszyny, przy zachowaniu niezmiennej masy własnej.

Ukształtowanie powierzchni bieżnej nie pozostaje jednak bez wpływu na opory przetaczania się gąsienicy. Szczególnie na rozluźnionym podłożu opory rosną wraz ze wzrostem przyczepności. Korzystnym rozwiązaniem konstrukcyjnym może być wyposażenie łańcucha gąsienicowego w wymienne płyty bieżne. Takie rozwiązanie pozwala na dostosowanie przyczepności maszyny do rodzaju podłoża. Nieodpowiednia struktura powierzchni bieżnej na rozluźnionym, zawilgoconym spągu, po kilkukrotnym przejechaniu maszyną na tych samych odcinkach może spowodować grzęźnięcie maszyny [1].

### 4. Rozwiązania konstrukcyjne podwozi gąsienicowych

Przykładem maszyny chodnikowej poruszającej się na podwoziu gąsienicowym jest ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200M (rys. 4) produkcji ZM Bumar Łabędy S.A.

Każdy z wózków (rys. 5) podwozia gąsienicowego ładowarki jest niezależną jednostką jezdną wyposażoną w napęd hydrostatyczny, koło napędowe, zespół napinania z rolką zwrotną, rolki jezdne oraz łańcuch gąsienicowy. Wszystkie elementy zabudowane są na ramie wózka, połączonej z ramą podwozia maszyny. Rama wózka przenosi obciążenia wynikające z czynności roboczych maszyny na elementy jezdne.

Napęd hydrostatyczny składa się z przekładni planetarnej, hamulca wielopłytkowego i silnika hydraulicznego. Hamulce, wraz z zanikiem ciśnienia w układzie jazdy, blokują przekładnię i zabudowane na niej koło napędowe.



Rys.4. Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200M na podwoziu gąsienicowym [2]



Rys.5. Wózek gąsienicowy ładowarki ŁBT-1200M [2]

Na kole napędowym, zwrotnym oraz rolkach jezdnych rozpięty jest rozbieralny łańcuch gąsienicowy. Zastosowanie takiego rozwiązania podyktowane jest, między innymi, charakterem pracy maszyny. Łańcuch wyposażony w wymienne płyty bieżne umożliwia eksploatowanie maszyny zarówno na twardym, jak i rozluźnionym spągu. Potwierdzeniem tego są doświadczenia eksploatacyjne ładowarki pracującej w KWK "Borynia". Ładowarka wyposażona w standardowy łańcuch gąsienicowy, eksploatowana na mocno rozluźnionym, kamienistym spągu, prowadzonym po wzniosie 16°, cz ęsto traciła przyczepność z podłożem. Poprawa parametrów trakcyjnych maszyny nastąpiła po zabudowie płyt bieżnych wyposażonych w kolce.

Kolejnym przykładem maszyny przemieszczającej się na podwozu gąsienicowym jest wóz wiertniczy MWW-1z (rys. 6) produkcji ZM Bumar Łabędy S.A.



Rys.6. Wóz wiertniczy MWW-1z na podwoziu gąsienicowym [2]

Budowa i zasada działania wózka gąsienicowego tej maszyny jest analogiczna jak w przypadku wcześniej opisywanej ładowarki górniczej. Cechą różniącą obydwa wózki gąsienicowe, poza parametrami geometrycznymi, jest rodzaj zastosowanego łańcucha gąsienicowego. W budowie wózka gąsienicowego wozu wiertniczego zastosowano łańcuch gąsienicowy wyposażony w nierozbieralne człony (rys. 7).



Rys.7. Wózek gąsienicowy wozu wiertniczego MWW-1z [2]

Zastosowanie takiego rozwiązania podyktowane było między innymi charakterem pracy maszyny. Główne funkcje robocze wozu to wiercenie otworów strzałowych. Jazda służy do przemieszczania maszyny w rejon pracy. Z uwagi na aspekt ekonomiczny zastosowano łańcuch gąsienicowy z odlewanymi ze stali, nierozbieralnymi członami.

W starszych rozwiązaniach ładowarek, nadal eksploatowanych w podziemnych wyrobiskach korytarzowych, stosowane są również wózki gąsienicowe z nierozbieralnymi członami łańcucha gąsienicowego. Przykładem takich rozwiązań mogą być modele ładowarek ŁBT-1200EH/LS, ŁBS-1200, czy DBW-1200. W maszynach tych, z uwagi na ograniczoną ofertę rynkową rozwiązań łańcuchów gąsienicowych, stosowano odlewane człony gąsienicowe (rys. 8), które w przypadku zbyt dużego zużycia wymieniano na nowe lub poddawano regeneracji poprzez napawanie materiałami trudnościeralnymi.

Stosowanie odlewanych członów gąsienicowych pociągało za sobą konieczność projektowania dużo bardziej skomplikowanych kół napędowych niż ma to miejsce przy łańcuchach rozbieralnych.



Rys.8. Łańcuch gąsienicowy ładowarki DBW-1200 (człony nierozbieralne) [2]

Wymienione powyżej ładowarki i wóz wiertniczy wyposażono w wózki gąsienicowe o obrysie pozwalającym na maksymalne rozłożenie nacisków powierzchniowych, przy jednocześnie małych, wewnętrznych oporach ruchu.

Inny, niż w przypadku maszyn wiercąco – ładujących, rodzaj obrysu wózka gąsienicowego, zastosowano w kombajnach chodnikowych. Jedno z możliwych rozwiązań wózka gąsienicowego kombajnu chodnikowego pokazano na rysunku 9.



Rys.9. Przykład rozwiązania wózka gąsienicowego kombajnu chodnikowego [5]

Wózki gąsienicowe pokazane na rysunku 9 można znaleźć przykładowo w kombajnie AM-50 produkcji REMAG (rys. 10) [4], czy też w kombajnie MR 220 firmy Sandvik (rys. 11) [3]. Obrys ww. wózków gąsienicowych odpowiada obrysowi F (rys. 1), w którym koło napędowe, zabudowane w tylnej części wózka podniesiono względem koła zwrotnego.



Rys.10. Kombajn AM-50 na podwoziu gąsienicowym [3]



Rys.11. Model przestrzenny podwozia kombajnu MR 220 firmy Sandvik [3]

Podobnie jak w przypadku ładowarek i wozów wiertniczych, podwozie gąsienicowe kombajnu chodnikowego składa się z dwóch wózków gąsienicowych (prawego i lewego) zamocowanych do ramy kombajnu. Główne elementy wózka gąsienicowego, to: rama, gwiazda napędowa, koło zwrotne, rolki prowadzące, zespół napinania oraz łańcuch gąsienicowy. Napęd wózka stanowi silnik elektryczny lub hydrauliczny, sprzężony z przekładnią planetarną [3, 5].

Cechą charakterystyczną wózka gąsienicowego zastosowanego w kombajnie produkcji Sandvik jest możliwość zabudowy zespołu napinającego zarówno po stronie koła zwrotnego, jak również po stronie gwiazdy napędowej [3].

#### 5. Podsumowanie

Maszyny wiercąco-ładujące pracujące w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla kamiennego budowane są w oparciu o podwozia gąsienicowe. Stosowanie podwozi gąsienicowych podyktowane jest szeregiem korzystnych cech konstrukcyjno - użytkowych. Do najważniejszych z nich należą:

- małe wymiary gabarytowe wózków gąsienicowych,
- mały nacisk powierzchniowy wywierany przez maszynę na spąg,
- duża mobilność,
- możliwość zabudowy różnych typów napędu.

Ograniczone wymiary gabarytowe wyrobiska chodnikowego wymagają stosowania maszyn o kompaktowej budowie. Niewielka wysokość oraz masywna i zwarta budowa wózka gąsienicowego pozwalają na obniżenie środka ciężkości maszyny.

Stosowane w budowie wózka gąsienicowego elementy jezdne, takie jak: koła napędowe i zwrotne oraz rolki prowadzące pozwalają na równomierny rozkład nacisku maszyny na spąg. Jest to szczególnie istotne w przypadku eksploatacji maszyny na rozluźnionym spągu. Częste przejazdy na tych samych odcinkach, powodują degradację podłoża, jak również grzęźnięcie maszyny.

Z punku widzenia możliwości jezdnych maszyny, istotną cechą podwozia gąsienicowego jest możliwość wykonywania skrętów, łącznie z zawracaniem, względem własnej osi. Przeszkodą przy wykonywaniu tego typu manewrów jest ograniczona przestrzeń wyrobiska oraz elementy jego infrastruktury.

W kopalniach węgla kamiennego często istnieje konieczność wykonywania wyrobisk korytarzowych o nachyleniach podłużnych dochodzących nawet do ±20°. Tak du że nachylenia spągu pokrytego odłamkami skalnymi, w połączeniu z jego zawilgoceniem powoduje, że przyczepność maszyny do podłoża jest ograniczona. Rozwiązaniem tego problemu może być profilowana rzeźba płyty bieżnej łańcucha gąsienicowego. Płyty bieżne łańcucha gąsienicowego, wyposażone w różnego rodzaju żebra i kolce, zwiększają współczynnik przyczepności maszyny do podłoża, co korzystnie wpływa na zwiększenie siły uciągu maszyny.

#### Literatura

- 1. Broen A.: Górnicze ładowarki chodnikowe. Wydaw. Nauk. "Śląsk", Katowice 1976.
- 2. Dokumentacja fotograficzna ITG KOMAG.
- Maszyny i urządzenia dla inżynierii budownictwa podziemnego: wyrobiska korytarzowe i szybowe w górnictwie: praca zbiorowa. Oprac. Klich A. Wydaw. Nauk. "Śląsk", Katowice 1999.
- 4. Kotwica K., Klich A.: Maszyny i urządzenia do drążenia wyrobisk korytarzowych i tunelowych. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2011.
- Kotwica K.: Perspektywy rozwoju technologii i technik mechanizacyjnych do drążenia wyrobisk korytarzowych w warunkach polskich kopalń węgla kamiennego do roku 2020. Maszyny Górnicze 2007, nr 4.
- Olender K.: Wózki gąsienicowe maszyn górniczych. Prace naukowo-badawcze Zakładów Konstrukcyjno-Mechanizacyjnych Przemysłu Węglowego. Zeszyt nr 58. Wydaw. Nauk. "Śląsk" Katowice 1967.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2012 r.

#### Regulacja prędkości obrotowej wentylatora lutniowego za pomocą przemiennika częstotliwości – część l

#### Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki pracy badawczej obejmującej wyznaczenie charakterystyk wentylatora lutniowego WLE-803B/1 na stanowisku badawczym typu "C", według PN-ISO 5801:2008, w odniesieniu do różnych częstotliwości prądu zasilającego silnik elektryczny. Omówiono budowę stanowiska badawczego, sposób przeprowadzania badań oraz interpretację wyników badań. Przedstawiono zalecane zakresy regulacji pracy wentylatora.

#### 1. Wstęp

W ostatnich latach obserwuje się dużą zmienność parametrów wentylacji wyrobisk korytarzowych w kopalniach węgla kamiennego, w zakresie spiętrzeń i wydajności wentylatorów lutniowych stosowanych do wentylacji odrębnej. Występuje zatem konieczność regulacji wydajności wentylatorów lutniowych, stosowanych w systemach wentylacji odrębnej. Obecnie stosowane są dwa rodzaje regulacji:

- mechaniczna polegająca na dławieniu wentylatorów, w celu obniżenia wydajności i spiętrzenia, bądź zestawianiu wentylatorów w układy szeregowe lub równoległe – w celu zwiększenia ww. parametrów,
- poprzez stosowanie wentylatorów dwubiegowych.

Regulacja mechaniczna wymaga zmian w konfiguracji całego lutniociągu wentylacyjnego, a uzyskiwane efekty mogą nie odpowiadać bieżącym potrzebom, z uwagi na skokowy charakter uzyskiwanej w ten sposób zmienności parametrów.

Również stosowanie wentylatorów dwubiegowych nie daje pożądanej przez użytkowników płynnej regulacji - wentylator dobiera się według maksymalnych parametrów pracy, określonych charakterystyką lutniociągu i charakterystyką wentylatora na wyższym biegu. Bieg pierwszy (niższy) stanowi zwykle mały ułamek (poniżej 40%) parametrów biegu drugiego. Dlatego stosowanie wentylatorów dwubiegowych pozwala albo na uzyskanie pełnej wydajności - przy wykorzystaniu biegu wyższego, albo na uzyskanie wydajności znacznie obniżonej - przy wykorzystaniu niższego. Nie ma natomiast możliwości płynnej regulacji wydajności spiętrzenia pomiędzy i wartościami w odniesieniu do pierwszego i drugiego biegu.

#### Summary

Results of research work on determination of characteristics of WLE-803B/1 ventube fan, carried out on test stand of "C" type, according to the PN-ISO 5801:2008 Standard, for different frequency of current supplying the electric motor, are presented. Design of test stand, testing method and interpretation of tests results are discussed. Recommended ranges of control of fan operation are given.

Powyższe ograniczenia inspirują do wprowadzenia na rynek wentylatora z płynną regulacją wydajności i spiętrzenia. Może to być osiągnięte poprzez regulację obrotów wirnika wentylatora za pomocą przemiennika częstotliwości.

W ramach pracy badawczej realizowanej w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG [1] wykonano badania mające na celu określenie wpływu zmian prędkości obrotowej wirnika wentylatora lutniowego na uzyskiwaną w układzie wentylacyjnym wydajność powietrza i spiętrzenie. W tym celu, przy uwzględnieniu kilku prędkości obrotowych, wyznaczono charakterystyki ruchowe wentylatora – określono zależności między wydajnością, a spiętrzeniem, mocą i sprawnością wentylatora, w odniesieniu do określonych prędkości obrotowych.

#### 2. Stanowisko badawcze

W celu przeprowadzenia badań zbudowano stanowisko, na którym zabudowano jednostopniowy wentylator lutniowy WLE-803B/1 z silnikiem o mocy 18,5 kW, wchodzący w skład stanowiska do badań urządzeń odpylających i wykorzystywany do badań lutni wirowych. Zabudowane stanowisko jest stanowiskiem typu "C", zgodnie z PN-ISO 5801:2008 [2], tj. z kanałem po stronie wlotu oraz swobodnym wylotem. Układ taki odpowiada pracy wentylatora lutniowego w układzie ssącym.

Budowę stanowiska badawczego przedstawiono na rysunkach 1a, 1b i 1c.

Badany wentylator lutniowy podłączono do wylotu z kanału pomiarowego, z którego zasysa on powietrze przez kanał. Powietrze przepływa w pierwszej kolejności przez stożkowy wlot pomiarowy Ø800, gdzie

MASZYNY GÓRNICZE 4/2012

odczytywana jest różnica pomiędzy podciśnieniem wywołanym przez kontrakcję strugi powietrza i otoczeniem. Na tej podstawie ustalane jest natężenie przepływu powietrza przez wentylator.

W dalszej części stanowiska, za pomocą dławnicy z siatkami dławiącymi, symulowane są opory sieci współpracującej z wentylatorem. Zespół ten wyposażono w blachę perforowaną, na której umieszczano różną liczbę siatek dławiących, o różnych wymiarach oczek, w celu wywołania różnych wartości oporów przepływu. W ten sposób wyznacza się punkty charakterystyk wentylatora.

Powietrze przepływa przez stożek przejściowy Ø800/Ø630 i lutnię Ø630, w której następuje wyrównanie strugi i lutnię pomiarową, gdzie dokonywany jest odczyt podciśnienia wytwarzanego przez wentylator i temperatura strugi powietrza, co umożliwia określenie spiętrzenia całkowitego wentylatora.



Rys.1a. Schemat stanowiska badawczego [KOMAG]



Rys.1b. Widok stanowiska badawczego od strony wlotu pomiarowego [KOMAG]



Rys.1c. Widok stanowiska badawczego od strony wylotu badanego wentylatora [KOMAG]

Poszczególne zespoły stanowiska są połączone kołnierzowo, z zastosowaniem uszczelek.

Podczas badań stosowano następującą aparaturę pomiarową:

- pomiary temperatur t<sub>0</sub>, t<sub>3</sub>, t<sub>5</sub>, dokonano za pomocą termometru – higrometru elektronicznego, wchodzącego w skład stanowiska do badań urządzeń odpylających ITG KOMAG,
- pomiary wilgotności powietrza przed wlotem pomiarowym dokonano za pomocą termometru – higrometru elektronicznego,
- pomiar ciśnienia atmosferycznego P<sub>b</sub>, dokonano za pomocą barometru, wchodzącego w skład stanowiska do badań urządzeń odpylających ITG KOMAG,
- pomiary spadku ciśnienia na wlocie pomiarowym oraz w lutni pomiarowej w stosunku do ciśnienia otoczenia h<sub>1</sub> i h<sub>3</sub> dokonano za pomocą U-rurek wypełnionych wodą (cieczą manometryczną) z odczytem na skali, bądź za pomocą mikromanometru wodnego,
- pomiary mocy elektrycznej pobieranej przez cały układ dokonano bezpośrednio za pomocą miernika parametrów sieci.

#### 3. Metoda badań

Zgodnie z przyjętą metodą, podczas badań rejestrowano następujące parametry:

- temperaturę otoczenia t<sub>o</sub> [°C] przed wlotem pomiarowym,
- wilgotność powietrza otoczenia φ<sub>0</sub> [%] przed wlotem pomiarowym,
- ciśnienie atmosferyczne P<sub>b</sub> [hPa] w otoczeniu wlotu pomiarowego,
- spadek ciśnienia na wlocie pomiarowym w stosunku do atmosfery h<sub>1</sub> [mm H<sub>2</sub>O],
- temperaturę w przewodzie pomiarowym t<sub>3</sub>[°C],
- spadek ciśnienia w przewodzie pomiarowym h<sub>3</sub>[mm H<sub>2</sub>O],
- temperaturę w strudze powietrza na wylocie z wentylatora lub za tłumikami hałasu i dyfuzorem t<sub>5</sub>[°C],

Powyższe parametry odczytywano każdorazowo w odniesieniu do poszczególnych, ustalonych warunków przepływu w określonych stanach dławienia strumienia powietrza przepływającego przez układ pomiarowy stanowiska badawczego, uzyskiwanych za pomocą zmiennej liczby siatek w dławnicy siatkowej.

Wyniki pomiarów przeliczono według metodyki przedstawionej w PN-ISO 5801:2008 w odniesieniu do gęstości powietrza 1,2 kg/m<sup>3</sup> (w warunkach kopalnianych obliczenia wykonuje się również w odniesieniu do gęstości 1,3 i 1,4 kg/m<sup>3</sup>). Wyniki badań zestawiono w postaci graficznej – wykresów charakterystyk wentylatora, przedstawiających zależności poszczególnych wielkości w funkcji wydajności wentylatora *V* [m<sup>3</sup>/min]:

- spiętrzenia całkowitego  $\Delta P_F$  [Pa], zredukowanego dla  $\rho_0$ ,
- mocy elektrycznej wentylatora zredukowanej dla ρ<sub>0</sub> [kW],
- sprawności całkowitej zespołu wentylatora  $\eta_e$  [%].

Pomiary i obliczenia charakterystyk wykonano w odniesieniu do częstotliwości prądu zasilającego silnik wynoszących: 50 Hz, 40 Hz, 30 Hz, 20 Hz i 10 Hz. Charakterystyka wyznaczona przy częstotliwości 50 Hz odpowiadała normalnej pracy wentylatora i była zgodna z charakterystyką określoną przez producenta w katalogu wentylatorów [3].

Uzyskane wyniki przedstawiono w formie graficznej na rysunku 2. Na rysunku 3 przedstawiono przebieg zmienności parametrów pracy wentylatora w funkcji częstotliwości prądu zasilającego silnik w odniesieniu do punktu pracy odpowiadającego brakowi dławienia, co odpowiadało prawym końcom charakterystyk, tj. dla maksymalnej wydajności i minimalnego spiętrzenia uzyskiwanego przez wentylator. Punkty te na rysunku 2 połączono linią przerywaną.

Określono również wpływ zmian częstotliwości prądu zasilającego silnik na natężenie dźwięku generowanego przez wentylator. Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku 4. Tło akustyczne w hali badawczej podczas pomiarów wynosiło 58,2 dB[A].

#### 4. Podsumowanie wyników badań i wnioski

Wyniki przeprowadzonych badań pozwoliły na sformułowanie następujących stwierdzeń:

- przebieg krzywych spiętrzenia w funkcji wydajności ma charakter prawie liniowy, w zakresie częstotliwości od 30 do 50 Hz; świadczy to o prawidłowej i dozwolonej pracy wentylatora,
- w zakresie częstotliwości od 30 do 10 Hz nachylenie charakterystyki spiętrzenia jest coraz mniejsze. Jest to obszar niezalecanych parametrów pracy wentylatora, z uwagi na możliwość przejścia w zakres pompażu, przy niewielkiej zmianie oporów przepływu w układzie; uwzględniając częstotliwości powyżej 30 Hz przebieg charakterystyki ma charakter szybkich zmian, co ogranicza występowanie ww. zjawiska,
- regulacja częstotliwości prądu zasilającego silnik wentylatora w zakresie od 30 Hz do 50 Hz pozwala na uzyskanie płynnych zmian spiętrzenia i wydajności – w zakresie od ok. 200 do 450 m<sup>3</sup>/min i od ok. 300 do 1800 Pa; zakres ten należy uznać za optymalny w aspekcie użytkowym,



- regulacja wentylatora za pomocą przemiennika częstotliwości pozwala na płynne zmiany wydajności i spiętrzenia poniżej katalogowych parametrów pracy. Płynna regulacja jest rozwiązaniem konkurencyjnym w stosunku do stosowania wentylatorów dwubiegowych, których praca na niższym biegu odpowiada znacznie niższym wartościom spiętrzenia i wydajności w porównaniu do biegu wyższego; dodatkowo podczas stosowania wentylatorów dwubiegowych nie ma możliwości regulacji parametrów pracy pomiędzy parametrami biegu wyższego i niższego,
- w odniesieniu do przyjętego zakresu częstotliwości nie zaobserwowano przekroczeń mocy nominalnej silnika; zmniejszając częstotliwości prądu zasilającego, obserwowano spadek mocy pobieranej przez układ,
- przy częstotliwościach 20 i 30 Hz zaobserwowano duży rozrzut punktów dla krzywej charakterystyki sprawności wentylatora, stwierdzając jednocześnie jego niestabilną pracę i drgania, szczególnie przy dużym dławieniu; eksploatacja wentylatorów przy częstotliwościach poniżej 30 Hz jest niewskazana,
- przy częstotliwości 10 Hz parametry pracy wentylatora były skrajnie niskie, a uzyskana

charakterystyka miała przebieg prawie płaski; sterowanie wentylatorem w zakresie tak niskich częstotliwości nie ma zastosowania praktycznego,

 dalsze badania obejmować będą wyznaczenie charakterystyk temperatury pracy przemiennika częstotliwości zabudowanego w obudowie ognioszczelnej.

#### Literatura

- Jedziniak M., Budzyński Z., Rybka A., Salbert W.: Wyznaczenie charakterystyk wentylatora lutniowego przy zmiennych obrotach wirnika. Praca badawcza ITG KOMAG, grudzień 2011 r. (praca nie publikowana).
- 2. PN-EN ISO 5801:2008 Wentylatory przemysłowe -Badanie charakterystyk działania na stanowiskach znormalizowanych.
- 3. Materiały reklamowe firmy Stalkowent, Zabrze.

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2012 r.

#### Wielowarstwowe nawijanie liny na bębnach maszyn wyciągowych

#### Streszczenie

W artykule przedstawiono trzy sposoby wielowarstwowego nawijania liny nośnej, które wynikają z geometrii rowkowania powierzchni nawojowej bębnów maszyn wyciągowych. Omówiono ich cechy charakterystyczne, warunki techniczne dla prawidłowego nawijania oraz zagadnienia związane ze stosowaniem i eksploatacją wyciągów z wielowarstwowym nawijaniem liny. Opracowanie jest wynikiem doświadczeń autora zebranych podczas kilkunastu lat pracy w Przedsiębiorstwie Budowy Szybów, przy rozruchach i obsłudze maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych stosowanych przy głębieniu szybów oraz podczas kilkunastu lat pracy przy badaniach maszyn wyciągowych, prowadzonych w ramach ich oceny, w trybie procedury realizowanej podczas dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych.

#### Summary

Three methods of multi-layer winding of hoisting rope, which result from geometry of grooving the winding surface of the hoisting machines drums, are presented in the paper. Their characteristic features, technical conditions for proper winding and problems associated with use and operation of hoists with multilayer winding of rope are discussed. The paper is the result of author's experience gained during several years of work at the Shaft Sinking Company at startups and maintenance of hoisting machines of mine shaft hoists, which are used during shafts sinking, and realization of projects on assessment of hoisting machines, according to procedure realized during approval of products for use in mining plants.

#### 1. Wprowadzenie

Typowa maszyna wyciągowa w polskich kopalniach wyposażona jest w linopędnię (koło lub bęben pędny), która ciernie napędza linę lub liny nośne górniczego wyciagu szybowego. Maszyny wyciagowe z linopędnia w postaci bębna nawojowego lub dwóch bębnów nawojowych stanowią niewielką liczbę. Jeszcze mniejszą liczbę stanowia bebnowe maszyny wyciągowe wyciągów jednokońcowych stosowanych głównie w wyciągach do głębienia i pogłębiania szybów oraz w górniczych wyciągach pomocniczych, w których lina nośna nawija się wielowarstwowo. Z tego powodu zagadnienia dotyczące wielowarstwowego nawijania liny na bębnach maszyn wyciągowych, choć nie są nowe, są stosunkowo mało rozpowszechnione wśród krajowych użytkowników wyciągów górniczych.

Wielowarstwowe nawijanie liny na bęben maszyny wyciągowej, choć z pozoru wydaje się zagadaniem prostym, w istocie jest zagadnieniem złożonym.

Przepisy normujące sprawy prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych [13] wydane w 1973 roku zezwalały na stosowanie:

 dwuwarstwowego nawijania lin na bębny maszyn wyciągowych, pod warunkiem m.in. wykonania na skraju bębna specjalnego grzbietu zapewniającego łagodne przejście nawijanej liny z pierwszej na drugą warstwę oraz ograniczenia prędkości jazdy wyciągu w miejscu przechodzenia liny z pierwszej warstwy na drugą do 6 m/s, wielowarstwowego nawijania lin na bębny maszyn wyciągowych w "małych urządzeniach wyciągowych", wyciągów awaryjnych, inspekcyjnych lub instalowanych prowizorycznie dla robót szybowych oraz przy głębieniu szybów, pod warunkiem zapewnienia łagodnego przejścia liny na warstwę następną oraz zmniejszenia prędkości ruchu maszyny wyciągowej przy przechodzeniu liny z jednej warstwy na następną do 2 m/s przy jeździe ludzi i do 6 m/s przy ciągnieniu urobku.

Doświadczenia ruchowe wykazały jednoznacznie, że wymuszona zmiana prędkości ruchu maszyny wyciągowej podczas nawijania i odwijania liny, przy przechodzeniu z jednej warstwy na kolejną, nie poprawia jej układania się w poszczególnych warstwach, a jedynie wydłuża czas trwania cyklu jazdy. Zmniejszenie prędkości było próbą zabezpieczenia się przed skutkami ewentualnego zakleszczenia liny przy obrzeżu bębna.

Przepisy wydane w 1984 r. [14] dla wielowarstwowego nawijania liny odstąpiły od nakazu ograniczenia prędkości ruchu maszyny wyciągowej przy przechodzeniu liny z jednej warstwy na następną. Ponadto zmieniono zapis warunkujący stosowanie wielowarstwowego nawijania, uzupełniając go o wymóg zapewnienia łagodnego przejścia liny na następną warstwę według rozwiązania dopuszczonego do stosowania. W Przedsiębiorstwie Budowy Szybów w Bytomiu opracowano dokumentację techniczną [11], która uzyskała dopuszczenie do stosowania [12], jako "typowe nabiegi międzywarstwowe dla wielowarstwowego nawijania lin na bębny maszyn wyciągowych i wciągarek stosowanych w urządzeniach wyciągowych z jazdą ludzi dla głębienia i przezbrajania szybów kopalń węgla, rud, soli, oraz innych minerałów". Dokumentacja zawiera informacje dotyczące zasad projektowania, głównie doboru wymiarów rowkowania oraz nabiegów międzywarstwowych dla wielowarstwowego nawijania lin na bębny maszyn wyciągowych i wciągarek.

Przy głębieniu szybów najczęściej stosowane są maszyny wyciągowe, w których linopędniami są bębny nawojowe (jeden lub dwa bębny). Wszystkie bębny nawojowe maszyn wyciągowych stosowanych w Polsce mają kształt walcowy. Na powierzchni walcowej tych bębnów jest rowek dostosowany do średnicy liny nośnej górniczego wyciągu szybowego.

Bębnowe maszyny wyciągowe w Polsce stosowane do głębienia szybów eksploatowane są z linami nośnymi nawijanymi na bęben w trzech warstwach, czasem w dwóch lub ostatnio czterech (maszyna wyciągowa B-4300/DC-8m/s), natomiast maszyny wyciągowe wyciągów pomocniczych eksploatowane są z linami nośnymi nawijanymi nawet w siedmiu warstwach.

Stare maszyny wyciągowe eksploatowane w górniczych wyciągach pomocniczych, fabrycznie nie miały rowka pod linę na bębnie.



Rys.1. Przekrój przez trzy warstwy liny na bębnie [1]

Zaprezentowany na rysunku 1 przekrój przez trzy warstwy liny na bębnie uwidacznia jak ułożone są poszczególne zwoje liny w kolejnych warstwach. W pierwszej warstwie lina ułożona jest w rowku na bębnie, a poszczególne zwoje liny znajdują się na pełnej głębokości rowka. Natomiast lina w drugiej i każdej wyższej warstwie ułożona jest na zwojach niższej warstwy liny. Poszczególne zwoje znajdują się we wgłębieniach powstałych pomiędzy dwoma zwojami liny niższej warstwy, a zagłębienie to jest płytsze niż zwojów liny w pierwszej warstwie.

Rowek na bębnie stanowi prowadzenie liny w pierwszej warstwie na bębnie, kształtujące poszczególne zwoje liny. Nawinięte zwoje pierwszej warstwy linv stanowia "wzorzec" kształtujący poszczególne zwoje drugiej warstwy liny, druga warstwa zwojów liny stanowi "wzorzec" dla kształtu zwojów liny trzeciej warstwy itd., czyli każda z kolejnych warstw liny tworzy "wzorzec" (prowadzenie) dla kolejnej, wyższej warstwy liny.

Zwoje liny nawinięte w pierwszej warstwie mają jednakową średnicę nawojową, a ich kształt ściśle odpowiada kształtowi rowka na bębnie. Natomiast zwoje liny nawinięte w drugiej i wyższych warstwach mają inny kształt niż zwoje warstwy pierwszej, ale powstają w uporządkowanym układzie geometrycznym. Podczas jednego obrotu bębna, zarówno podczas nawijania, jak i podczas odwijania, lina w drugiej i wyższych warstwach dwukrotnie krzyżuje się ze zwojami liny znajdującymi się poniżej. Każdorazowo wymaga to bocznego przemieszczenia liny wyższej warstwy po powierzchni zwojów niższej warstwy i ułożenia na dwóch sąsiadujących zwojach liny niższej warstwy.

Przemieszczenie liny wyższej warstwy przez zwój liny znajdujący się pod nim następuje w wyniku wystąpienia siły poprzecznej. Siła ta powstaje samoistnie, poprzez uderzenia (wpadnięcie) nawijanej liny na linę nawiniętą już na bębnie. Uderzeniu liny o linę towarzyszy tarcie pomiędzy nimi, co przyspiesza zużycie powierzchniowe drutów zewnętrznych liny. Wystapienie tej siły skutkuje wypchnieciem zwoju liny z wgłębienia pomiędzy linami niższej warstwy, czemu towarzyszy poprzeczne szarpnięcie liny. Szarpnięcia te mogą generować fale na linie, które występują na odcinku liny pomiędzy bębnem nawojowym, a kołem linowym i przemieszczają się tam i z powrotem. Zjawisko to nazywane jest "falowaniem, biczowaniem liny" i może występować, zarówno podczas nawijania, jak i podczas odwijania liny na bebnie. Problematyka ta jest odrebnym zagadnieniem technicznym i nie została rozwinięta w niniejszej publikacji.

### 2. Sposoby wielowarstwowego nawijania lin – geometria rowkowania bębnów

Sposób wielowarstwowego nawijania liny wynika z kształtu linii rowka na powierzchni bębna nawojowego maszyny wyciągowej przeznaczonego do prowadzenia liny w pierwszej warstwie. W maszynach wyciągowych eksploatowanych w Polsce, rowek na bębnie nawojowym fabrycznie ukształtowany był według linii:

 śrubowej (nazywanej również linią regularną lub też spiralną) – wszystkie maszyny wyciągowe zakupione w byłym Związku Radzieckim i starsze krajowe maszyny wyciągowe,

- równoległej do obrzeży z jedną wyodrębnioną strefą skośną na obwodzie bębna - krajowe, bębnowe maszyny wyciągowe produkowane począwszy od 1973 r.,
- równoległej do obrzeży z dwoma wyodrębnionymi strefami skośnymi na obwodzie bębna - cztery maszyny wyciągowe B-2000 produkcji firmy Emil Wolff Maschinenfabrik z Essen, zakupione w 1982 r., których bębny nawojowe są wyposażone w tuleje firmy LeBus oraz wszystkie nowe bębnowe maszyny wyciągowe począwszy od 1997 r.

#### 3. Charakterystyczne cechy wielowarstwowego nawijania lin

Każdy z wyżej wymienionych sposobów wielowarstwowego nawijania lin cechuje się innymi, indywidualnymi właściwościami.

Nawijanie wielowarstwowe z rowkowaniem bębna według linii śrubowej oraz z rowkowaniem bębna według linii równoległej do obrzeży z jednym odcinkiem skośnym na obwodzie bębna zasadniczo różni się od nawijania według linii równoległej do obrzeży z dwoma wyodrębnionymi strefami rowków skośnych na obwodzie bębna.

Wymienione dwa pierwsze sposoby nawijania:

- wymagają stosowania nabiegów (odbojów) przy obydwóch obrzeżach ograniczających strefę nawojową bębna,
- mogą być stosowane w warunkach ograniczonej liczby warstw nawijania.

Trzeci z systemów nawijania:

- nie ma nabiegów (odbojów) przy obrzeżach ograniczających strefę nawojową bębna,
- praktycznie nie ma ograniczeń odnośnie liczby warstw liny na bębnie i to niezależnie od prędkości ruchu bębna, czy średnicy liny.

Wielowarstwowe nawijanie liny na bębnie cechuje szereg właściwości, które występują niezależnie od zastosowanej geometrii rowków na bębnie i są to:

- 1. Dynamiczne zmiany wielkości siły w linie, które występują:
  - podczas przechodzenia liny z warstwy na kolejną warstwę nawojową na bębnie spowodowane skokową zmianą prędkości ruchu liny (przyspieszeniem lub opóźnieniem), wynikającym ze zmiany promienia nawijania liny na bębnie, przy stałej prędkości obrotowej bębna maszyny wyciągowej,
  - w drugiej i wyższych warstwach liny, w miejscu krzyżowania się zwojów lin, gdy lina przemieszcza się przez linę znajdującą się poniżej spowodowane skokową zmianą prędkości ruchu liny, podczas jej poprzecznego przemie-

szczenia się i pokonywania oporów przy pokonywaniu zwojów liny niższej warstwy, ze stałą prędkością obrotową bębna maszyny wyciągowej,

- w pierwszej warstwie liny, w miejscu skośnych odcinków rowków (o ile występują) – powodowane skokową zmianą prędkości ruchu liny, podczas jej poprzecznego przemieszczenia, przy stałej prędkości obrotowej bębna maszyny wyciągowej.
- Warunki podczas eksploatacji liny nośnej przy wielowarstwowym nawijaniu na bębnie są znacznie cięższe niż podczas stosowania lin w wyciągach szybowych z napędem ciernym, gdzie lina stale styka się z podatną wykładziną linopędni maszyny wyciągowej.

W warunkach wielowarstwowego nawijania lina nośna podlega dodatkowo:

- dużym naciskom poprzecznym (miażdżeniu) począwszy od drugiej warstwy liny, poszczególne zwoje układają się na zwojach warstwy niższej i z każdą kolejną nawijaną warstwą liny wzrasta nacisk poprzeczny na zwoje liny, które znajdują się poniżej, powodując miażdżenie ich splotek i drutów,
- znacznemu ścieraniu powierzchni zewnętrznej liny
   w wyniku bezpośredniego kontaktu liny z liną, występującemu zwłaszcza na określonych odcinkach, gdzie lina ociera się wzajemnie o linę.

Określone odcinki, w których lina narażona jest na intensywne ścieranie drutów zewnętrznych to miejsca, gdzie lina ociera się o nawinięte zwoje liny na bębnie lub o obrzeże ograniczające strefę nawojową bębna, a więc:

- strefa krzyżowania się zwojów liny (podczas przechodzenia zwojów liny warstwy wyższej przez zwoje warstwy niższej) zarówno podczas nawija na bęben, jak i odwijania z bębna,
- strefa przechodzenia liny z jednej warstwy liny na kolejną warstwę liny, które występuje bezpośrednio przy obrzeżach strefy nawojowej na bębnie.

Najbardziej intensywne ścieranie w strefach krzyżowania lin występuje na końcowych zwojach w poszczególnych warstwach liny [18]. W miejscach tych lina nośna ulega największemu, wymuszonemu przegięciu bocznemu, czemu towarzyszy największa siła tarcia występująca pomiędzy liną nawijaną lub odwijaną, a liną nawiniętą na bębnie.

Na rysunku 2 przedstawione są końcowe zwoje poszczególnych warstw liny w strefie krzyżowania zwojów, gdzie lina podczas nawijania spychana jest w bok w kierunku przeciwnym do kierunku składowej siły w linie. Efektem tego jest przegięcie, odchylenie biegu liny pomiędzy kołem linowym, a bębnem, które w tych miejscach osiąga swoje maksimum.



Rys.2. Końcowe zwoje poszczególnych warstw liny na bębnie z widocznymi przegięciami liny [16]

Kształt zwojów liny powstających podczas 3. pojedynczego obrotu bębna w poszczególnych warstwach jest różny. W warstwie pierwszej zwoje liny maja kształt wymuszony przez rowek, a lina przemieszcza się w bok o wielkość skoku rowka. W drugiej i wyższych warstwach, podczas pojedynczego obrotu bebna, lina dwukrotne krzyżuje się ze zwojami warstwy niższej i w sumie, podczas jednego obrotu bębna, przemieszcza się w bok o wielkość zbliżoną do skoku rowka. Długość skośnych odcinków liny w warstwie pierwszej zgodna jest z długością odcinków rowków skośnych na bębnie nawojowym. Natomiast długość odcinków skośnych drugiej i wyższych warstw liny jest wynikiem wielkości siły w linie oraz giętkości (sztywności) liny i nie zawsze jest zgodna z długością odcinków skośnych zwojów warstwy niższej.

#### 4. Nawijanie lin według linii śrubowej

Podczas nawijania lin na bębny maszyn wyciągowych, w których rowek wykonany jest według linii śrubowej, lina prowadzona jest przez rowek o stałym kącie odchylenia w stosunku do obrzeża, czyli taki, w którym nie występują odcinki skośne, co jest charakterystyczne dla obydwu pozostałych sposobów nawijania z rowkiem, według linii równoległej do obrzeży. Podczas nawijania i odwijania lina nośna wyciągu szybowego jednostajnie przemieszcza się w kierunku poprzecznym w trakcie obrotu bębna [8].

Jest to najlepszy ze wszystkich sposobów nawijania liny na bębny przy stosowaniu go w warunkach jednowarstwowego nawijania.

Podczas eksploatacji w pierwszej warstwie na bębnie:

- w linie nie występują dynamiczne zmiany siły,
- lina nie jest pobudzana do falowania pomiędzy bębnem, a kołem linowym,
- lina nie podlega intensywnemu wzajemnemu ścieraniu z powodu braku wyodrębnionych odcinków rowków skośnych.

Śrubowe rowkowanie na bębnie nie jest przewidziane do stosowania wielowarstwowego nawijania liny. Może być ono zastosowane w warunkach dwu lub nawet trójwarstwowego nawijania z zachowaniem dodatkowych wymagań:

- w przypadku dwuwarstwowego nawijania, należy zastosować wypełnienie wolnej przestrzeni przy obrzeżu bębna i wypiętrzenie liny, czyli zabudować nabieg międzywarstwowy zapewniający łagodne przechodzenie liny z warstwy pierwszej na drugą, bez jej klinowania,
- w przypadku trójwarstwowego nawijania, należy oprócz wyżej wymienionego nabiegu międzywarstwowego, zastosować wypełnienie wolnej przestrzeni przy przeciwnym obrzeżu bębna oraz ukształtować je tak, aby zapewnione było bezkolizyjne przejście liny z warstwy drugiej na trzecią.

Zaprojektowanie oraz wykonanie takich elementów jest technicznie możliwe. Przykładem może być projekt dla maszyny wyciągowej z bębnem nawojowym z rowkowaniem wykonanym w płaszczu bębna, przedstawiony w dokumentacji technicznej [11]. Na rysunku 3 poglądowo przedstawiono kształt drewnianych nabiegów przy obrzeżu bębna, przy którym lina przechodzi z warstwy pierwszej na drugą oraz śladów liny w warstwach pierwszej i drugiej.



Rys.3. Rozwinięcie powierzchni bębna przy obrzeżu, przy którym lina przechodzi z warstwy pierwszej na drugą [11]

#### Nawijanie lin według linii równoległej do obrzeży, z jedną wyodrębnioną strefą skośną na obwodzie bębna

Nawijanie lin na bębny maszyn wyciągowych, w których rowek wykonany jest według linii równoległej do obrzeży z jedną wyodrębnioną strefą skośną na obwodzie bębna (o skoku zbliżonym do średnicy liny) zastosowano w maszynach wyciągowych typy B-5000/2x1000 oraz typu B-3000d, powszechnie eksploatowanych w latach 70-tych i 80-tych ubiegłego wieku do głębienia szybów oraz we wciągarkach typu B-1500A i B-1100A eksploatowanych w wyciągach pomocniczych.

Wielowarstwowe nawijanie lin na bębnie z rowkiem o takim kształcie wymaga stosowania dodatkowych klinów wypełniających (odbojów) przy obydwóch obrzeżach bębna umieszczonych w strefie rowków skośnych. Kształt i miejsce zamocowania klinów wypełniających (odbojów) przy obrzeżach strefy nawojowej bębna, w miejscu krzyżowania się zwojów liny, a także ślady liny w warstwie pierwszej i w warstwie drugiej przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Przekrój nawiniętych warstw i rozwinięcie śladów liny [7]

Zaprojektowanie oraz wykonanie takich klinów jest technicznie proste. Przykładem może być projekt dla maszyny wyciągowej z bębnem nawojowym z rowkowaniem równoległym do obrzeży z jednym odcinkiem skośnym na obwodzie bębna, przedstawiony w dokumentacji technicznej [11].

#### 6. Nawijanie lin, według linii równoległej do obrzeży z dwoma wyodrębnionymi strefami skośnymi na obwodzie

Nawijanie lin na bębny maszyn wyciągowych, w których rowek wykonany jest według linii równoległej do obrzeży, ale podzielonej na dwie sekcje rozdzielone krótkimi strefami rowków skośnych do obrzeży, o skoku zbliżonym do połowy średnicy liny każdy, powszechnie nazywany jest systemem LeBus.

Rozwiązanie to opatentowała firma LeBus w 1937 r. i wdrożyła do produkcji w latach 50-tych XX wieku.

System ten nie ma ani nabiegów, ani odbojów międzywarstwowych. Stosowanie dwóch stref odcinków skośnych na bębnie, o skoku zbliżonym do połowy średnicy liny, skutkuje zmniejszeniem o połowę bocznego przesunięcia liny w pierwszej warstwie liny, a więc zmniejszeniem dynamicznej siły w linie w pierwszej warstwie.

Stosowanie tego systemu, przy równoczesnym zachowaniu wszystkich warunków technicznych ustalonych przez firmę LeBus, zapewnia poprawność nawijania liny na beben. Skuteczność stosowania tego rozwiązania wynika m.in. z braku możliwości zakleszczenia liny przy obrzeżu strefy nawojowej bębna. Rowek pod linę jest tak rozmieszczony i ukształtowany w przestrzeni nawojowej bębna, że największa odległość pomiędzy brzegiem skrajnego zwoju nawijanej liny, a obrzeżem bębna, we wszystkich warstwach, wynosi nie więcej niż około pół średnicy liny. Większa odległość występuje na odcinku rowków skośnych do obrzeży, ale jest on na tyle krótki, że uniemożliwia kleszczenie liny.

System ten ma jeszcze jedną zaletę w stosunku do pozostałych sposobów wielowarstwowego nawijania. Jest on znacznie mniej wrażliwy na zmniejszanie się średnicy zewnętrznej liny nośnej, które jest naturalnym zjawiskiem występującym podczas eksploatacji lin nośnych.

Według informacji producenta, system LeBus jest metodą nawijania liny na bębnie nawojowym, która nie ma praktycznie ograniczeń w zakresie liczby nawijanych warstw, niezależnie od prędkości liny oraz średnicy liny i bębna.

Podczas trzydziestu lat stosowania tego systemu wielowarstwowego nawijania na bębnach maszyn wyciągowych w kraju, we wszystkich górniczych wyciągach szybowych zapewniał on prawidłową i bezpieczną eksploatację nawijania liny.

Najbardziej znaną i rozpowszechnioną wersją tego systemu, jest wersja z symetrycznym rozmieszczeniem na obwodzie bębna dwóch stref rowków skośnych, która przedstawiona jest na poniższym rysunku (wersja "synchroniczna").



Rys.5. Rozwinięcie rowków na bębnie w "synchronicznej" wersji systemu LeBus [1]

Przy stałej prędkości obrotowej bębna maszyny wyciągowej szarpnięcia liny, powstające zarówno podczas nawijania i odwijania, w strefach krzyżowania zwojów liny w "synchronicznej" wersji systemu LeBus, wytwarzane są w stałych odstępach czasu. Szarpnięcia te mogą generować fale na linie.

Wytwarzanie fal na linie w stałych odstępach czasu, może powodować nakładanie się tych fal na siebie wywołując "falowanie liny" o narastającej amplitudzie, które może przechodzić nawet w kołowanie odcinka liny (biczowanie liny) pomiędzy bębnem nawojowym, a kołem linowym. Szczególnie podatne na to zjawisko są wyciągi o większych prędkościach ruchu.

Temu negatywnemu zjawisku można zapobiegać np. poprzez zmianę rozmieszczenia skośnych odcinków rowków na obwodzie bębna [5], co dobierane jest indywidualnie w zależności od indywidualnych cech obiektu, na którym system LeBus będzie zastosowany, co przykładowo zasygnalizowano na rysunku 6 (wersja "asynchroniczna").



Rys.6. Zjawisko "falowania liny" na odcinku pomiędzy bębnem, a kołem linowym [1, 4]

W skrajnym przypadku rozmieszczenie stref skośnych odcinków rowków na obwodzie bębna wypada w pobliżu siebie, rysunek 7.



Rys.7. Rozwinięcie rowków na bębnie w "asynchronicznej" wersji systemu LeBus [1]

#### 7. Warunki techniczne prawidłowego wielowarstwowego nawijania lin

Pomijając ewentualne skutki, jakim jest falowanie liny pomiędzy bębnem nawojowym, a kołem linowym oraz hipotetyczne zagrożenie wyszarpywania zakleszczonej liny podczas odwijania liny, które może wystąpić tylko w przypadku źle nawiniętej liny, należy stwierdzić, że zachowanie prawidłowych warunków technicznych dla zrealizowania poprawnego nawijania liny decyduje o bezpieczeństwie stosowania wielowarstwowego nawijania.

Nawijanie wielowarstwowe jest prawidłowe, jeżeli lina, tak w pierwszej, jak i w następnych warstwach nawija się płynnie i regularnie, zwoje są ułożone w sposób zwarty i uporządkowany, szczelnie wypełniając szerokość nawojową bębna [7]. Kształt zwojów liny jest powtarzalny w poszczególnych warstwach na bębnie, a lina nie klinuje się przy obrzeżach bębna podczas przechodzenia liny z warstwy na kolejną warstwę nawojową.

Aby lina nośna poprawnie nawijała się i odwijała w warunkach wielowarstwowego nawijania muszą być przestrzegane następujące warunki techniczne i to niezależnie od zastosowanej geometrii rowkowania powierzchni walcowej bębna:

 Bęben maszyny wyciągowej musi być ustawiony względem koła linowego tak, aby kąt bocznego odchylenia liny od płaszczyzny prostopadłej do osi bębna w położeniach nawrotu przy obrzeżach bębna zawierał się w określonych granicach. Poprawne usytuowanie strefy nawojowej bębna względem koła linowego jest warunkiem technicznym bezwzględnie wymagalnym, bez spełnienia którego lina nie będzie poprawnie się nawijać. Wymiar tego kąta skutkuje wartością składowej siły w linie działającej ku środkowi strefy nawojowej bębna. Poprawny wymiar tego kąta ułatwia wykonanie nawrotu liny przy obrzeżu po wypiętrzeniu liny na następną warstwę. Niewłaściwa wartość tego kąta utrudnia lub uniemożliwia stosowanie wielowarstwowego nawijania.

Polskie przepisy górnicze [15] wymagają, aby lina w pozycji przechodzenia do następnej warstwy była odchylona od płaszczyzny prostopadłej do osi bębna w kierunku koła linowego o kąt nie mniejszy niż 0<sup>0</sup> 20' i nie większy niż 1<sup>0</sup> 20'.

Zarówno firma LeBus, jak i producenci lin zwracają uwagę na to bardzo istotne zagadnienie i rekomendują stosowanie różnych kątów, ale o stosunkowo zbliżonych wartościach:

- firma LeBus International Engineers GmbH [1, 3] - pomiędzy  $0,25^{\circ}$  ( $0^{\circ}$  15'), a  $1,5^{\circ}$  ( $1^{\circ}$  30'), [10] - pomiędzy  $0,3^{\circ}$  ( $0^{\circ}$  18') lub  $0,5^{\circ}$  ( $0^{\circ}$  30'), a  $1,5^{\circ}$  ( $1^{\circ}$  30'),
- firma BRIDON [20] generalnie pomiędzy 0,5<sup>°</sup>
   (0<sup>°</sup> 30'), a 2,5<sup>°</sup> (2<sup>°</sup> 30') z zaleceniem ograniczenia do 1<sup>°</sup> 30' dla szeregu konstrukcji liny.

Rozrzut wartości tego kąta zależy od warunków zastosowania wielowarstwowego nawijania liny.

Nie przestrzeganie zalecanych rozmiarów kątów bocznego odchylenia liny w położeniu nawrotu przy obu obrzeżach, zarówno w zakresie kąta minimalnego jak i maksymalnego, jest jednoznaczne z tym, że układanie liny będzie zaburzone, co może utrudniać lub uniemożliwić eksploatację górniczego wyciągu szybowego.

I tak w przypadku, gdy:

kat ten jest zbyt mały, składowa siły w linie skierowana ku środkowi strefy nawojowej bebna bedzie za mała, aby zapewnić poprawny nawrót liny przy przechodzeniu z warstwy na warstwę. Nieprawidłowość objawiać się będzie zaburzeniem podczas nawijania liny, polegającym na tym, że lina po wypiętrzeniu na kolejną warstwę, z powodu zbyt małej poprzecznej składowej siły w linie (wzdłuż osi bębna), rozpocznie nawijanie pierwszego zwoju bez dokonania nawrotu i będzie nawijała się na ostatni zwój niższej warstwy znajdujący się bezpośrednio przy obrzeżu strefy nawojowej bębna. Po nawinięciu się odcinka liny na linę, nastąpi gwałtownie zsunięcie (spadnięcia liny z liny), połączone z równoczesnym przesunięciem ku środkowi strefy nawojowej i w efekcie poprawne ukształtowanie początku pierwszego zwoju kolejnej warstwy. Długość nieprawidłowo nawijanego odcinka liny zależy przede wszystkim od zaniżenia wielkości tego kąta, a także od tego, czy:

- podczas nawijania lina faluje na odcinku pomiędzy bębnem nawojowym, a kołem linowym,
- lina na powierzchni zewnętrznej jest sucha, czy pokryta smarem.

Zaobserwowano przypadek wyżej opisanego zaburzenia podczas eksploatacji czterowarstwowego nawijania z liną o średnicy 41 mm, gdzie wielkość tego kąta wynosi nieco ponad 0<sup>0</sup> 30'. Lina stosowana w wyciągu szybowym fabrycznie była sucha, a ponadto podczas ruchu wyciągu lina nośna nie faluje na odcinku pomiędzy bębnem, a kołem linowym. Ten przykład wykazuje, że spełnienie powyższego, formalnego wymogu przepisów nie daje gwarancji stosowania wielowarstwowego nawijania liny bez zakłóceń:

kąt ten jest zbyt duży, składowa siły w linie skierowana ku środkowi strefy nawojowej spowoduje, że lina po wypiętrzeniu na kolejną warstwę nie będzie nawijała się tworząc pierwszy zwój kolejnej warstwy o regularnym kształcie. Nadmiernie duża składowa siły w linie przeciągnie line ku środkowi strefy nawojowej bębna, tworząc skośny odcinek przebiegający przez więcej niż jeden zwój warstwy niższej, wytwarzając równocześnie wolne przestrzenie pomiędzy zwojami liny. Takie zaburzenie w nawijaniu liny na bębnie uniemożliwia jego kontynuowanie. Jeżeli zaburzenie to wystąpi podczas nawijania ostatniej (najwyższej) warstwy liny, ruch wyciagu można warunkowo kontynuować po ograniczeniu prędkości do wartości minimalnej.

Doświadczenia ruchowe z eksploatacji górniczych wyciągów szybowych stosowanych przy głębieniu szybów potwierdzają, że maksymalna wartość tego kąta, w granicach 1<sup>0</sup> 20' jest odpowiednia. Opisane powyżej zaburzenia występują incydentalnie, zwłaszcza, jeżeli w wyciągu siła w linie jest niewielka w stosunku do obciążeń nominalnych np. gdy ruch wyciągu szybowego w górę odbywa się bez naczynia wyciągowego (kubła) lub gdy występuje duże "falowanie liny".

- Skok rowków linowych na bębnie, w warunkach eksploatacji, powinien być maksymalnie zbliżony do rzeczywistej średnicy nawijanej liny tak, aby szczelina pomiędzy poszczególnymi zwojami liny była jak najmniejsza i tak np.:
  - firma LeBus International Engineers GmbH w dokumentacjach technicznych tulei z rowkami jej produkcji, dla warunków wielowarstwowego nawijania [10] rekomenduje stosowanie nowych lin o rzeczywistej średnicy w granicach od około 102% do około 104% średnicy nominalnej, przy skoku rowka wynoszącym około 104,5%,

- firma Teufelberger Seil Ges. m. b. H. zaleca stosowanie takiej relacji pomiędzy aktualną wielkością skoku rowka pod linę na bębnie, a aktualną średnicą liny, aby szczelina pomiędzy zwojami liny wynosiła od 0,005 do 0,015 aktualnej średnicy liny [19].
- 3. Siła w linie nośnej nie może być zbyt mała. Dotyczy to zarówno przewijania nowej liny z bębna fabrycznego na bęben maszyny wyciągowej, jak również okresu eksploatacji górniczego wyciągu szybowego. Brak niezbędnej, minimalnej siły w linie stwarza zagrożenie zaistnienia nieprawidłowego nawijania.

Wymóg ten dotyczy całej długości liny nawiniętej na bębnie, a więc także pierwszych zwojów nieodwijanych podczas eksploatacji (tzw. martwych zwojów) oraz początkowego odcinka pierwszego zwoju pierwszej warstwy. Początkowy odcinek liny wprowadzony w strefę nawojową musi przylegać do dna rowka bębna.

Nie przestrzeganie tego wymogu może powodować zaburzenia w nawijaniu wyższych warstw liny oraz zagrażać przyspieszonym pękaniem i ścieraniem drutów zwojów liny w niższych warstwach, zwłaszcza w odcinkach krzyżowania się zwojów liny ze zwojami nieodwijanymi.

Zbyt mała siła w linie nie zapewni niezbędnej wartości składowej siły w linie skierowanej ku środkowi strefy nawojowej wymuszającej nawrót liny oraz układanie się liny według geometrii rowka lub "wzorca".

Podczas nawijania liny z bębna fabrycznego zalecana siła w linie, powinna w przybliżeniu odpowiadać maksymalnej sile obciążenia roboczego tej liny [9]. Zalecenia odnośnie minimalnej siły naciągu liny są stosunkowo szerokie. Np. firma BRIDON podaje wartość w zakresie od około 2% do paru, a nawet 10% minimalnej siły zrywającej liny. Na wartość zalecanego naciągu minimalnego ma wpływ m.in. konstrukcja liny (sztywność), wartość stosunku średnicy nawojowej bębna do średnicy liny, a także przeznaczenie wyciągu szybowego.

4. Budowa lin nośnych stosowanych w warunkach wielowarstwowego nawijania powinna uwzględniać specyfikę uwarunkowań ich eksploatacji. Specyfika ta wynika z radykalnie innych, zdecydowanie bardziej wymagających warunków występujących podczas ich eksploatacji, spowodowanych bezpośrednim stykiem liny z liną oraz twardą wykładziną linopędni. Podczas eksploatacji lina nie styka się z elastyczną wykładziną linopędni o odpowiednich własnościach, a styka się z metalową bądź ewentualnie drewnianą wykładziną w warstwie pierwszej, a przede wszystkim styka się z liną w warstwie drugiej i wyższych.

Niezależnie od oczywistej własności, jaką powinny mieć zastosowane liny, tj. duża odporność liny na naciski poprzeczne (zgniatanie), przy ich doborze należy również zwracać uwagę na to, aby zastosowana lina miała właściwy kształt, konstrukcję oraz inne cechy stosowne do warunków eksploatacji lin występujących podczas wielowarstwowego nawijania.

Liny nośne stosowane w warunkach wielowarstwowego nawijania, dla umożliwienia ich długotrwałej i poprawnej eksploatacji, powinny cechować się m.in.:

- a) kształtem zewnętrznym, którego obrys powinien być zbliżony do owalu, w celu zwiększenia powierzchni styku, pomiędzy ocierającymi się zwojami lin [17],
- b) umiarkowaną wartością momentu odkrętu liny; całkowity brak odkrętności powoduje przyspieszone powstawanie miejscowych starć drutów zewnętrznych na części obwodu liny, przedwczesne niszczenie liny i gwałtownie skraca jej żywotność,
- c) powierzchnią zewnętrzną, która podczas eksploatacji nigdy nie powinna być sucha; obecność smaru na zewnątrz liny jest niezbędna do zmniejszenia współczynnika tarcia w miejscach ocierania się liny o linę; obfita ilość smaru na linie dodatkowo wycisza odgłosy lin ocierających się i uderzających o siebie podczas eksploatacji,
- dużą grubością drutów zewnętrznych splotek warstwy zewnętrznej liny np. konstrukcji "fishbach" [2, 6], wykonanych z materiału o stosunkowo niskiej klasie wytrzymałości (odpornego na ścieranie),
- e) jakością wykonania, która powinna zapewnić jednakową średnicę zewnętrzną liny nośnej na całej jej długości,
- konstrukcją, która jest mało podatna na zmniejszanie się zewnętrznej średnicy podczas całego okresu eksploatacji.

#### 8. Wnioski

Porównanie przedstawionych powyżej trzech sposobów wielowarstwowego nawijania lin nośnych na powierzchni nawojowej bębnów maszyn wyciągowych, w zakresie ich własności, jak również doświadczeń wynikających z eksploatacji, umożliwia sformułowanie następujących wniosków:

 W warunkach jednowarstwowego nawijania liny na bębnie maszyny wyciągowej należy stosować nawijanie, w którym rowek wykonany jest według linii śrubowej. Podczas nawijania i odwijania lina prowadzona jest przez rowek o stałym kącie odchylenia w stosunku do obrzeża, który zapewnia, że lina jednostajnie przemieszcza się w poprzek bębna bez zaburzeń dynamicznych i bez nadmiernego ocierania się liny o zwoje liny nawinięte na bębnie.

- W warunkach dwuwarstwowego nawijania liny na bębnie maszyny wyciągowej można stosować każdy z wyżej wymienionych sposobów nawijania lin pod warunkiem m.in. wykonania przy obrzeżu specjalnego nabiegu (odboju) zapewniającego łagodne przejście nawijanej liny z warstwy pierwszej na drugą warstwę.
- 3. W warunkach wielowarstwowego nawijania liny (tj. trzech i więcej warstw) na bębnie maszyny wyciągowej należy stosować wyłącznie nawijanie, w którym rowek wykonany jest według linii równoległej do obrzeży, podzielony na obwodzie bębna na dwie części przez sekcje krótkich rowków skośnych do obrzeży o wielkość zbliżoną do połowy średnicy liny.
- 4. W maszynach wyciągowych będących w eksploatacji można w dalszym ciągu eksploatować zastosowany w nich sposób wielowarstwowego nawijania pod warunkiem, że lina nośna nawija się poprawnie.

#### Literatura

- Seidenather Ch.: Materiały z prezentacji firmy LeBus International Engineers GmbH, Niemcy, 2012 r.
- Mateja S.: Nowe konstrukcje lin dopuszczone do stosowania w górniczych wyciągach szybowych. Doświadczenia w zakresie badań i oceny stanu bezpieczeństwa lin i innych elementów w górniczych wyciągach szybowych. W: Materiały z seminarium Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o.; Szczyrk 23-24 kwietnia 2002 r.
- In the Groove: The bulletin of Lebus International Engineers GmbH – Issue 1: Autumn 2004
- 4. In the Groove: The bulletin of Lebus International Engineers GmbH Issue 6: Spring 2009.
- Oakden H.: Methods of controlling coiling of multiple layers of wire rope on cylindrical drums with particular reference to the "LeBus" system. W : International conference on hoisting – men, materials, minerals., referat nr 37, Londyn 1973.
- Oleksy W., Tytko A.: Transport pionowy w kopalniach podziemnych Republiki Południowej Afryki. W: Zeszyty Naukowo-Techniczne, Zeszyt nr 41, Wydawnictwo AGH, Kraków 2007 r.
- 7. Sztajer F., Zmysłowski T.: Wielowarstwowe nawijanie lin w maszynach wyciągowych.

Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1979, nr 5 (126).

- 8. Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe, Część mechaniczna. Wydawnictwo Śląsk 2004.
- Zmysłowski T.: Wstępne warunki techniczne nakładania lin i ich użytkowania w przewoźnych i stacjonarnych wyciągach rewizyjnych i pomocniczych z wciągarki typu B-1100 A i B-1500 A, przy wielowarstwowym nawijaniu. COPKMG KOMAG, Zakład Urządzeń Wyciągowych, Nr 490/77 z 1977 r.
- 10. Dokumentacje techniczne, rysunki tulei bębna nawojowego z rowkowaniem pod linę firmy LeBus International Engineers GmbH, Niemcy,
- Dokumentacja wielowarstwowego nawijania lin na bębny maszyn wyciągowych i wciągarek, nr Jn-136, Przedsiębiorstwo Budowy Szybów, Bytom 1985 r.
- 12. Decyzja Wyższego Urzędu Górniczego zawarta w piśmie Departamentu Energo-Mechanicznego L.dz.EM-367/4000/1/85/T z dnia 28.06.1985 r.
- Szczegółowe przepisy prowadzenia ruchu i gospodarki złożem w podziemnych zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny i brunatny. Ministerstwo Górnictwa i Energetyki (§622 ust. 2, § 647 i § 727), Katowice 1973 r.
- 14. Szczegółowe przepisy prowadzenia ruchu i gospodarki złożem w podziemnych zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny i brunatny. Ministerstwo Górnictwa i Energetyki (Dział XIV - § 39 ust. 6, § 45 ust.2, § 64 i § 141), Katowice 1984 r.
- 15. Załącznik nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.) pt. "Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia" pkt 1.1.2.3.8, 1.1.2.3.15 i 1.1.7.3.
- 16. Dokumentacja fotograficzna ITG KOMAG.
- Verreet R.: CASAR New wire ropes designs for multi layer drums - SPECIAL WIRE ROPES, 2003 nr 2.
- Verreet R.: CASAR Steel Wire Ropes for Cranes

   Problems and Solutions SPECIAL WIRE ROPES 2005 nr 11.
- 19. Application handbook High performance Offshore ropes Teufelberger Handbook 2010.
- 20. BRIDON Mining Rope Catalogue 2011, nr 08.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2012 r.

#### Metoda obliczeń zjawisk cieplnych w tarczach hamulcowych maszyn wyciągowych

#### Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki analizy zjawisk cieplnych zachodzących w parze ciernej hamulca podczas hamowania maszyny wyciągowej, przykładowego górniczego wyciągu szybowego. W oparciu o opracowaną w ITG KOMAG metodę obliczeń zjawisk cieplnych, zachodzących na styku pary ciernej (okładzina szczęk hamulcowych – tarcza hamulcowa), możliwe jest prognozowanie zmian temperatury zachodzących w hamulcu maszyny, co pozwala na dobór jego parametrów prac, jak również kształtowanie cech geometrycznych tarczy hamulcowej. Wyznaczenie zakresu zmian wartości temperatury w elementach hamulca, zwłaszcza tarczy hamulcowej pozwala również na analizę odkształceń tarczy hamulcowej wynikających z jej nagrzewania.

#### Summary

Results of analysis of thermal phenomena in brake frictional coupling during barking of hoisting machine in exemplary mine shaft hoist are presented in the paper. It is possible to predict temperature changes in a machine brake on the basis of the method for calculation of thermal effects in the frictional coupling contact surface (lining of brake shoes – brake disk), which has been developed at KOMAG, what enables to select operational parameters of the brake as well as shaping the geometrical features of brake disk. Determination of range temperature changes in brake components, especially in brake disk, also enables analysis of deformations of brake disk resulting from warming up.

#### 1. Wprowadzenie

W ITG KOMAG zrealizowano, finansowany przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego, projekt badawczy rozwojowy pt. "Metoda projektowania tarcz hamulcowych maszyn wyciągowych w aspekcie zwiększenia ich odporności cieplnej dla zwiększonych parametrów ruchowych – wydajnościowych górniczych wyciągów szybowych", którego celem było opracowanie metody prowadzenia analiz numerycznych zjawisk cieplnych zachodzących w hamulcu maszyny wyciągowej podczas procesu hamowania górniczego wyciągu szybowego, a następnie wykorzystania wyników tych analiz do projektowania tarcz hamulcowych i doboru parametrów działania hamulca.

Podjety do rozwiązania problem budowy hamulców wynika z rosnących wymagań użytkowników maszyn wyciągowych, w odniesieniu do parametrów ruchowych górniczych wyciągów szybowych, których skutkiem jest wzrost energii poruszającego sie urzadzenia wyciągowego. Wzrost energii układu to efekt zwiększania głębokości ciągnienia urobku w polskich kopalniach do 1300, a w przyszłości do 1500 m, oraz zwiększania masy użytecznej transportowanego ładunku do 35 Mg, a nawet 40 Mg. Te dwa kryteria stawiane nowym górniczym wyciągom szybowym wymagają zwiększania mas lin których zawieszone nośnych, na sa naczynia transportowe oraz lin wyrównawczych, mas samych naczyń wyciągowych oraz mas będących w ruchu obrotowym maszyn wyciągowych i kół linowych. Bardzo

MASZYNY GÓRNICZE 4/2012

istotną rolę we wzroście energii całego układu odgrywa również rosnąca prędkość ruchu górniczego wyciągu szybowego (już obecnie 20 m/s).

Poszukiwanie nowych, doskonalszych, w odniesieniu do stosowanych prostych obliczeń analitycznych, metod przewidywania zjawisk cieplnych zachodzących w trakcie hamowania W elementach hamulców maszyn wyciagowych było zatem jak najbardziej uzasadnione. Zamiana energii mechanicznej będącego w ruchu urządzenia w energię cieplną przejmowaną przez tarcze hamulcowe maszyny wyciągowej, jak i okładziny hamulcowe, może być przyczyną poważnego uszkodzenia hamulca oraz utraty jego skuteczności działania, co w efekcie może spowodować uszkodzenie całego górniczego wyciągu szybowego, w tym także maszyny wyciągowej. Pozyskanie wiedzy na temat nagrzewania się elementów hamulca podczas procesu hamowania, iest istotne z uwagi na projektowanie hamulców maszvn wyciągowych zwłaszcza w wyciągach o dużych wartościach energii mechanicznych.

W pracach analitycznych i badawczych przeprowadzonych w ramach projektu wykorzystywano nowoczesne oprogramowanie oparte na metodzie elementów skończonych (MES) do wyznaczania rozkładów temperatury elementach hamulca w mechanicznego w trakcie hamowania górniczego wyciągu szybowego oraz określania wpływu temperatury na deformację tarcz hamulcowych. Wyniki projektu oraz opracowana i zastosowana metoda obliczeniowa

umożliwia poprawne zaprojektowanie układu hamulcowego o podwyższonej odporności cieplnej.

W artykule przedstawiono przykład obliczeniowy analizowanych zjawisk cieplnych zachodzących w trakcie hamowania w hamulcu maszyny wyciągowej. Obliczenia wykonano, w odniesieniu do danych wejściowych określonego górniczego wyciągu szybowego, według opracowanej w ITG KOMAG metody modelowania zjawiska opartej na metodzie elementów skończonych.

Metoda elementów skończonych jest obecnie szeroko stosowana, do rozwiązywania problemów inżynierskich i jest częścią procesu wirtualnego prototypowania, dając możliwość analizy wariantów pracy maszyny bez konieczności budowy jej rzeczywistego modelu. Stosowanie wirtualnego prototypowania znacznie obniża koszty produkcji maszyn, pozwalając uniknąć kosztownych w konsekwencji błędów projektowych. Zakres stosowania MES jest bardzo szeroki i umożliwia prowadzenie analiz: strukturalnych, termicznych. mechaniki płynów CFD (ang. Computational Fluid Dynamics), a nawet analiz polegających na zmianie budowy atomowej w strukturach metali w celu dostosowania ich własności np. mechanicznych do specyficznych warunków pracy. Obecnie, dzięki rozwojowi oprogramowania, wykonuje się coraz więcej analiz sprzężonych, polegających na łączeniu analiz np. strukturalnych z termicznymi, czy też z dynamiką płynów, co jednak wymaga bardzo dużych mocy obliczeniowych komputerów.

#### 2. Analizy termiczne tarczy hamulcowej z wykorzystaniem MES

Analiza termiczna MES jest szeroko stosowana w obliczeniach hamulców samochodów [1, 2, 3], pociągów i samolotów [4]. Specyfiką tych hamulców są duże prędkości katowe i małe gabaryty tarcz hamulcowych, w porównaniu z tarczami maszyn wyciągowych. Stosowane w tych przypadkach modele obliczeniowe są najczęściej upraszczane do postaci 2D, osiowosymetryczne, z założeniem pełnego pokrycia tarczy przez okładzinę. Rzadziej prowadzone są analizy 3D, z uwzględnieniem zjawiska kontaktu [5]. Większość analiz sprowadza się jedynie do wyznaczenia rozkładu temperatur w elementach pary ciernej, bez dalszej analizy strukturalnej odkształceń. W odniesieniu do analiz cieplnych hamulców maszyn wyciągowych prowadzono również analizy numeryczne, w tym z zastosowaniem metody elementów skończonych [6, 7, 8].

Przedstawione w niniejszym artykule analizy numeryczne dotyczą wyznaczenia rozkładu wartości temperatury tarczy hamulcowej maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego podczas hamowania hamulcem mechanicznym. Wyznaczone pola temperatur pozwoliły na ocenę zachodzących zjawisk cieplnych podczas hamowania maszyny wyciągowej, w określonych warunkach ruchu wyciągu szybowego oraz przy założonych konfiguracjach i parametrach działania hamulca.

Proces hamowania realizowany jest w wyniku działania siły tarcia F<sub>t</sub>, pomiędzy okładzinami szczęk hamulcowych oraz tarczą hamulcową (rys. 1).

$$F_t = F_n \cdot \mu \tag{1}$$

gdzie:

- *F<sub>n</sub>* siła docisku szczęk hamulcowych do tarczy hamulcowej [N],
- μ współczynnik tarcia pomiędzy tarczą hamulcową, a okładziną hamulcową.



Rys.1. Hydrauliczny hamulec tarczowy maszyny wyciągowej a) element roboczy – siłownik hamulcowy [12] b) stojak hamulcowy z siłownikami [13]

Na skutek ruchu obrotowego tarczy hamulcowej i działania siły tarcia, na styku tarczy i okładziny siłownika hamulcowego, generuje się strumień ciepła Q powodujący nagrzewanie tarczy hamulcowej i okładziny hamulcowej (rys. 2). Na powierzchni tarczy, nie będącej w kontakcie z okładziną hamulcową, występuje wymiana ciepła z otoczeniem (konwekcja).

Z punktu widzenia opisu zjawiska, analizowany problem nie jest skomplikowany, natomiast z punktu widzenia modelowania numerycznego, przy dużych gabarytach analizowanego obiektu, występuje wiele problemów wymuszających indywidualne podejście do zagadnienia. W celu rozwiązania postawionego zadania, w ITG KOMAG opracowano metodę obliczeniową zjawisk cieplnych zachodzących w parach ciernych hamulców tarczowych maszyn wyciągowych.



Rys.2. Procesy cieplne zachodzące podczas tarcia [Źródło: opracowanie własne]

#### 2.1. Modelowanie hamulca maszyny wyciągowej jako układu sprzężonego strukturalno-termicznego z kontaktem

Wyniki obliczeń numerycznych MES procesu hamowania mechanicznego hamulca tarczowego można analizować jako zagadnienie sprzężone strukturalnotermiczne z kontaktem. Sposób ten wydaje się najkorzystniejszy i najprostszy do rozwiązania postawionego zadania. Obliczenia polegają na równoczesnej analizie termicznej (wartości temperatury) oraz na analizie strukturalnej (wartości odkształceń i naprężeń). Ponadto model uwzględnia zjawiska kontaktu, a strumień ciepła generowany jest w wyniku tarcia elementów dyskretnych okładziny szczęki hamulcowej o elementy dyskretne tarczy hamulcowej. Ten sposób modelowania najlepiej odzwierciedla rzeczywisty układ hamulcowy. Obliczenia są nieliniowe ze względu na występowanie zjawiska kontaktu, podczas którego następuje zmiana sztywności, oraz nieustalone, ze względu na zmienne w czasie warunki brzegowe. Budowa modelu numerycznego (rys. 3) polega na:

- budowie siatki elementów skończonych odpowiadających tarczy i okładzinie hamulcowej,
- przypisaniu do elementów skończonych warunków brzegowych:
  - własności termomechanicznych materiałów pary ciernej,
  - własności tribologicznych pary ciernej oraz modelu tarcia,
  - warunków początkowych: prędkość ruchu, siła docisku elementów pary ciernej, temperatura początkowa,
  - określenie czasu analizy oraz metody rozwiązania równań.

W wyniku działania siły normalnej  $F_n$  i prędkości obrotowej  $\omega$  tarczy hamulcowej, na styku okładziny i tarczy pojawia się strumień ciepła Q powodujący nagrzewanie się obu ciał będących w kontakcie.

W przypadku termicznej lub termomechanicznej analizy nieustalonej wielkość elementów skończonych powinna spełniać kryterium stabilności obliczeń. Kryterium to łączy ze sobą własności materiałowe elementów oraz kroku obliczeń. W przypadku MSC.Marc kryterium to opisano jako:

$$\Delta L^{2} \leq \frac{6 \cdot \lambda}{c_{w} \cdot \rho} \cdot \Delta t$$
<sup>(2)</sup>

gdzie:

λ – przewodność cieplna [W/mK],

- c<sub>w</sub> ciepło właściwe [J/kgK],
- $\rho$  gęstość [kg/m<sup>3</sup>],
- $\Delta t$  krok obliczeń [s],
- ΔL wielkość krawędzi elementu [m].

W odniesieniu do typowego materiału tarczy hamulcowej, przy założonym kroku obliczeń  $\Delta t = 0,001$  [s], otrzymano wymaganą wartość długości krawędzi elementu skończonego:

$$\Delta L^{2} \leq \frac{6 \cdot 45}{450 \cdot 7850} \cdot 0,001, \qquad \Delta L \leq 2,76 \cdot 10^{-4} [m]$$

Wyznaczona wielkość elementu dotyczy obszaru tarczy znajdującego się przy powierzchni kontaktu, gdzie gradient temperatury jest największy. Dalsze obszary tarczy mogą być dyskretyzowane rzadszą siatką (rys. 4).



Rys.3. Model MES hamulca maszyny wyciągowej z uwzględnieniem zjawiska kontaktu [Źródło: opracowanie własne]



Rys.4. Przykład dyskretyzacji tarczy [Źródło: opracowanie własne]

Częstym błędem analizy, będącym skutkiem nie stosowania kryterium stabilności obliczeń, jest nieuzasadniony fizycznie wzrost lub spadek temperatury.

MASZYNY GÓRNICZE 4/2012

Bardzo gęsta siatka i duża liczba iteracji do wykonania jednego kroku obliczeń wymaga dużej mocy obliczeniowej komputerów i powoduje, że czas obliczeń numerycznych jest bardzo długi. Czasami zadanie nie osiąga zbieżności i zostaje przerwane przed końcem obliczeń. Powodem tego są najczęściej problemy związane z kontaktem tj.: separacje i penetracje elementów stykających się. W przypadku separacji występuje utrata kontaktu między ciałami, natomiast w przypadku penetracji jedno ciało przenika drugie (rys. 5).



Rys.5. Rodzaje kontaktu [Źródło: opracowanie własne]

Przedstawione powyżej problemy obliczeniowe, w modelu uwzględniającym zjawiska kontaktu powodują, że zastosowanie go do obliczeń tarcz hamulcowych jest bardzo problematyczne i mało efektywne.

#### 2.2. Modelowanie hamulca maszyny wyciągowej z wykorzystaniem strumieni ciepła

Jedną z możliwości uniknięcia problemów związanych z występowaniem w analizie zjawisk kontaktu elementów skończonych okładziny z elementami skończonymi tarczy, jest wprowadzenie warunku brzegowego w postaci generowanego strumienia ciepła o zadanej wartości. Wartość tego strumienia, ze stosunkową dużą dokładnością, wyznacza się analitycznie na podstawie wartości siły docisku, współczynnika tarcia i prędkości względnej poruszających się ciał. Przy określonej wartości siły docisku  $F_n$ , współczynnika tarcia  $\mu$  oraz prędkości względnej, którą podczas hamowania maszyny wyciągowej można przybliżyć jako ruch jednostajnie opóźniony, generowany całkowity strumień ciepła opisuje się jako:

$$Q(t,\varphi) = F_n \cdot \mu \cdot \omega_0 \cdot R_t \left(1 - \frac{t}{th}\right) \cdot sig(\varphi) \ [W]$$
(3)

gdzie funkcja  $sig(\varphi)$  zależna jest od drogi kątowej:

$$\varphi(t) = \omega_0 \cdot t - \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} \quad [rad] \tag{4}$$

$$\omega = \frac{V_0}{R} \left[ \frac{rad}{s} \right]$$
(5)

$$\varepsilon = \frac{\omega_0}{th} \left[ \frac{rad}{s^2} \right]$$
 (6)

i określona jest następującymi warunkami:

$$sig(\varphi) = 1 \ dla \ \frac{(i-1)\cdot 360}{iL_{elem}} \le \varphi \le \frac{i\cdot 360}{iL_{elem}}$$
 (7)

$$\operatorname{sig}(\varphi) = 0 \ \operatorname{dla} \ \frac{(i-1) \cdot 360}{iL_{elem}} > \varphi > \frac{i \cdot 360}{iL_{elem}} \tag{8}$$

gdzie:

i=(1, 2, 3,, iL <sub>elem</sub> )	_	numer kolejnego na obwo- dzie elementu skończonego,				
iL <sub>elem</sub>	-	liczba wszystkich elementów na obwodzie tarczy dla promienia $R_b$				
$R_t$	—	promień tarcia [m],				
R	—	promień nawojowy liny [m].				

Przy czym musi być spełniony warunek, że:

$$i = iL_{elem} + 1$$
 to  $i = 1$ 

Zaproponowana metoda ruchomego strumienia ciepła (przemieszczającego się względem zamodelowanej tarczy hamulcowej) znacznie przyśpiesza obliczenia numeryczne, przede wszystkim poprzez całkowite wyeliminowanie zjawiska kontaktu. Jej zaletą jest ponadto prostota i łatwość implementacji dla tarczy o dowolnej wielkości. Mankamentem metody jest konieczność wyznaczenia współczynnika rozdziału strumienia ciepła  $\gamma$ , generowanego na styku okładziny i tarczy, celem określenia strumienia ciepła wnikającego w każdy z elementów pary ciernej.

$$Q_{1}(t,\varphi) = F_{n} \cdot \mu \cdot \omega_{0} \cdot R_{t} \left(1 - \frac{t}{th}\right) \cdot sig(\varphi) \cdot \gamma(t) \ [W]$$

$$Q_{2}(t,\varphi) = F_{n} \cdot \mu \cdot \omega_{0} \cdot R_{t} \left(1 - \frac{t}{th}\right) \cdot sig(\varphi) \cdot (1 - \gamma(t)) \ [W]$$
(9)

W ramach projektu przeprowadzono analizy rozdziału strumienia pomiędzy tarczą hamulcową, a okładzinami szczęk hamulcowych, w odniesieniu do stosowanych w hamulcach materiałów (tarczy hamulcowej i okładziny) oraz rozkładu siłowników na tarczy hamulcowej (tzw. współczynnika pokrycia tarczy). Oszacowano, że wielkość generowanego strumienia w 95% - 98% przejmowana jest przez tarczę hamulcową. Z własności materiałowych tarczy i okładziny wynika, że przy 100% pokryciu tarczy okładziną hamulcową, 85% generowanego strumienia wnika w tarczę hamulcową, a 15% strumienia wnika w okładzinę hamulcową.

W praktyce, przy współczynniku pokrycia tarczy na poziomie 15% - 25% można przyjąć do analiz cieplnych, że 100% strumienia cieplnego przejmuje tarcza hamulcowa. Uzyskiwane wartości temperatury są zatem nieznacznie zawyżone w odniesieniu do warunków rzeczywistych, jednak nadwyżka ta stanowi pewien bufor bezpieczeństwa na etapie projektowania hamulca maszyny wyciągowej. Kolejnym uproszczeniem wprowadzonym do modelu obliczeniowego jest świadome nie uwzględnianie konwekcji. Oszacowane wartości wymiany ciepła z otoczeniem, na podstawie obliczeń CFD wskazują, że wpływ konwekcji na obniżenie temperatury tarczy hamulcowej w trakcie hamowania jest nieznaczny. Wartość współczynnika wnikania ciepła, wyznaczony dla tarcz hamulcowych w zakresie średnic od 4,5 m do 6,5 m i dla prędkości ruchu tarcz w zakresie od 8 m/s do 24 [m/s] wynosi 20 do 45 [W/m<sup>2</sup>K] [9]. Tak niewielkie wartości współczynnika wnikania ciepła do otoczenia, zwłaszcza w trakcie krótkotrwałego procesu hamowania maszyny, nie wpływają istotnie na bilans cieplny tarczy hamulcowej.

#### 3. Przykład obliczeniowy wyznaczenia rozkładu temperatur i odkształceń tarczy hamulcowej

Przedstawione, przykładowe obliczenia MES dotyczą wyznaczenia rozkładu temperatury i odkształceń tarczy hamulcowej maszyny wyciągowej przewidzianej do zainstalowania w określonych warunkach ruchu górniczego wyciągu szybowego. Podstawowe parametry wyciągu szybowego to:

maszyna zrębowa 4-ro linowa o średnicy								
nawijania linopędni	5500 mm,							
prędkość ruchu	16 m/s,							
masa transportowanego ładunku	35000 kg,							
masa naczyń (za zawiesiami i prowad-								
nicami)	32100 kg,							
głębokość ciągnienia	1130 m,							
masa jednostkowa kompletu lin nośnych	42 kg/m,							
masa jednostkowa kompletu lin								
wyrównawczych	42 kg/m,							
masa zredukowana na średnicę nawijania								
liny 2 kompletów kół linowych	16000 kg,							
masa zredukowana na średnicę nawijania								
liny maszyny wyciągowej	26000 kg,							
masa zredukowana na średnicę nawijania								
liny 2 wirników silników	10000 kg.							

W oparciu o powyższe dane przeprowadzono analizę doboru liczby siłowników hamulcowych oraz parametrów ich działania oraz określono wartości parametrów hamowania, takie jak:

- wartości sił hamowania hamulca w trakcie procesu tzw. hamowania bezpieczeństwa,
- wartości opóźnień hamowania dla warunków podnoszenia i opuszczania maksymalnego ładunku oraz jazdy pustymi naczyniami,
- czasy hamowania.

Charakterystyczne parametry maszyny zestawiono w tabeli 1. Założono, że maszyna wyciągowa będzie

miała dwie tarcze hamulcowe. Rozmieszczenie oraz parametry geometryczne tarczy i siłowników hamulcowych pokazano na rysunku 6. Obliczenia wykonano w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa oraz hamowania pełną siłą. Założono, że analizowana tarcza hamulcowa będzie się składać z czterech segmentów, o grubości 30 mm każdy. Analizę wykonano w odniesieniu do dwóch posobnych hamowań, wykonanych z 16 sekundową przerwą pomiędzy hamowaniami (minimalny czas niezbędny do ponownego rozpędzenia maszyny do prędkości 16 m/s). W obliczeniach uwzględniono dwa warianty rozmieszczenia siłowników hamulcowych, wariant A – 16 par siłowników, wariant B – 24 pary siłowników.



Rys.6. Model geometryczny analizowanej tarczy hamulcowej [Źródło: opracowanie własne]

Obliczenia MES wykonano w dwóch etapach:

- 1. Obliczenia termiczne, w ramach których przeprowadzono,
  - a) obliczenia nagrzewania tarczy na modelu pełnej tarczy (pełny pierścień) połowy grubości (15 mm zakładając symetrię obiektu), obciążonej strumieniami ciepła z jednej strony od określonej liczby siłowników – w wyniku tych obliczeń wybrano konfigurację hamulca i określono grubość tarczy hamulcowej oraz podział tarczy hamulcowej na segmenty,
  - b) obliczenia nagrzewania 1 segmentu tarczy o określonych cechach geometrycznych i pełnej grubości (30 mm), obciążonego strumieniami ciepła na obu powierzchniach tarczy – wyniki analizy, w postaci rozkładu temperatury w tarczy, stanowią dane wejściowe do analizy strukturalnej.
- 2. Obliczenia strukturalne.

Opis	Wariant	Symbol	Wartość	Jednostka
1	2	3	4	5
Prędkość ruchu maszyny	A, B	V	16	m/s
Zakładany współczynnik tarcia okładziny z bieżnią hamulcową	A, B	μ	0,4	
Typ siłownika	A, B	, Тур	BSFG 408	
Maksymalna siła docisku jednego siłownika	A, B	F <sub>dmax</sub>	77800	Ν
Maksymalna siła hamowania jednego siłownika	A, B	T <sub>(max)</sub>	31120	Ν
Siła docisku siłownika podczas procesu hamowania	A	<i>_</i>	57266	NI
bezpieczeństwa maszyny	В	Ганв	35266	IN
Siła hamowania jednego siłownika podczas procesu	A	Tur	22906	N
hamowania bezpieczeństwa maszyny	В	' HB	14106	in in
Liczba par siłowników	A	i	16	
	В	'	24	
Pewność statyczna	A, B		3,04	
Pewność dynamiczna	A, B		2,68	m/s <sup>2</sup>
Hamowanie bezpieczeństwa:				
Opóźnienie hamowania podczas hamowania	A, B	Z	1,58	m/s <sup>2</sup>
Czas hamowania	A, B	t <sub>h</sub>	10,13	S
Droga hamownia	A, B	Sh	81	m
Liczba obrotów tarczy podczas hamowania	A, B	obr.	4,5	
Maksymalny strumień ciepła generowany przez jeden siłownik	A	0	366500	W
w chwili rozpoczęcia hamowania	В	×	225702	vv
Całkowita energia mechaniczna hamowania	A, B	E <sub>h</sub>	61,59	MJ
Hamowanie pełną siłą:				
Opóźnienie hamowania podczas hamowania	A	Z	2,61	m/s <sup>2</sup>
Czas hamowania	A	t <sub>h</sub>	6,13	S
Droga hamownia	A	Sh	49	m
Liczba obrotów tarczy podczas hamowania	A	Obr.	1,9	
Maksymalny strumień ciepła generowany przez siłownik w chwili rozpoczęcia hamowania	А	Q	497920	W
Całkowita energia mechaniczna hamowania	А	E <sub>h</sub>	50,48	MJ

#### Charakterystyczne parametry maszyny wyciągowej

Do obliczeń termicznych zastosowano metodę ruchomego strumienia ciepła. Do dyskretyzacji modelu obliczeniowego (dotyczy powyższego punktu 1a) użyto elementów 3D, typu HEX8. Całkowita liczba elementów wyniosła 681840. Ze względu na symetrię warunków brzegowych i modelu tarczy, do obliczeń przejęto połowę grubości tarczy, co dzięki ograniczeniu liczby elementów skończonych znacznie przyśpieszyło obliczenia. Model ograniczono również do obszaru nieznacznie wiekszego od szerokości okładziny hamulcowej, ponieważ pozostała część tarczy z punktu widzenia obliczeń termicznych była obojętna i można było ją pominąć. Do obliczeń przyjęto współczynnik rozdziału strumienia  $\gamma = 1$  oraz następujące parametry materiałowe tarczy:  $\lambda_t = 40$  [W/mK ],  $c_w = 1050$ [J/kgK],  $\rho$  = 7850 [kg/m<sup>3</sup>]. Ponadto przyjęto krok czasowy: dla hamowania 1 i 2:  $\Delta t = 0,001$  [s], oraz dla fazy chłodzenia między hamowaniami:  $\Delta t = 1$  [s]. Analizowany model przedstawiono na rysunku 7. Strzałki na rysunku 7 odpowiadają warunkowi brzegowemu związanemu z założonym strumieniem ciepła. Temperaturę początkową tarczy ustalono na 20°C.



Rys.7. Model MES tarczy hamulcowej [Źródło: opracowanie własne]

W wyniku analizy otrzymano rozkłady temperatury dla całego procesu hamowania. W celu lepszej interpretacji wyników sporządzono zbiorczy wykres (rys. 8) obejmujący dwa cykle hamowania. Przedstawiono na nim

- maksymalną temperaturę na powierzchni tarczy:

$$\mathcal{T}_{\rho\max} = \max(\mathcal{T}_{\rho i}) \left[ {}^{o}C \right] \tag{10}$$

średnią temperaturę na powierzchni tarczy:

$$T_{pow} = \frac{\sum_{i=1}^{n} T_{pi}}{\sum_{i=1}^{n} N_{pi}} \left[ {}^{o}C \right]$$
(11)







Rys.9. Zmiany wartości temperatury tarczy w odniesieniu do hamowania pełną siłą, dla wariantu A [Źródło: opracowanie własne]



Rys.10. Zmiany wartości temperatury tarczy w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa, dla wariantu B [Źródło: opracowanie własne]

Zestawienie tempera	atur maksymalnych
---------------------	-------------------

Tabela 2							
	Wariant						
Opis	A – hamowanie bezpieczeństwa	A – hamowanie pełną siłą	B – hamowanie bezpieczeństwa				
Strumień ciepła na początku hamowania	3,0 MW	4,0 MW	3,0 MW				
Maksymalna temp. podczas pierwszego hamowania	240°C	286°C	211°C				
Średnia temp. powierzchniowa podczas pierwszego hamowania	134°C	141°C	135°C				
Średnia temp. objętościowa podczas pierwszego hamowania	63°C	57°C	63°C				
Maksymalna temp. podczas drugiego hamowania	317°C	345°C	289°C				
Średnia temp. powierzchnio podczas drugiego hamowania	204°C	200°C	205°C				
Średnia temp. objętościowa podczas drugiego hamowania	112°C	96°C	112°C				

objętościową temperaturę tarczy:

$$T_{Obj} = \frac{\sum_{i=1}^{n} T_i}{\sum_{i=1}^{n} N_i} \begin{bmatrix} {}^{o}C \end{bmatrix}$$
(12)

gdzie:

- T<sub>p</sub> temperatura w węźle należącym do powierzchni tarczy [°C],
- temperatura w węźle należącym do całej tarczy [°C],
- N<sub>p</sub> węzeł należący do powierzchni tarczy,
- N węzeł należący do całej tarczy,
- n liczba wszystkich węzłów.
- wygenerowany na powierzchni styku strumień ciepła.

Wartość strumienia na początku hamowania w odniesieniu do jednej strony tarczy, wynosiła:

 dla wariantu A (hamowanie bezpieczeństwa, 8 siłowników na 1 stronę 1 tarczy hamulcowej):

$$Q = F_n \cdot \mu \cdot V \cdot i_w \cdot \frac{R_t}{R} =$$
$$= 57266 \cdot 0.4 \cdot 16 \cdot 8 \cdot \frac{2.845}{2.75} \approx 3.1 \ [MW]$$

gdzie:

- *i*<sub>w</sub> liczba wykładzin hamulcowych na jednej stronie tarczy
- dla wariantu B (hamowanie bezpieczeństwa, 12 siłowników na 1 stronę 1 tarczy hamulcowej:

$$Q = 38266 \cdot 0.4 \cdot 16 \cdot 12 \cdot 2.\frac{845}{2} \cdot 75 \approx 3.1 \ [MW]$$

 dla hamowania pełną siłą (8 siłowników na 1 stronę 1 tarczy hamulcowej):

$$Q = 77800 \cdot 0.4 \cdot 16 \cdot 8 \cdot 2.\frac{845}{2}.75 \approx 4.1 \ [MW]$$

Na rysunku 8 przedstawiono wyniki w odniesieniu do pierwszej analizy, dotyczącej hamowania bezpieczeństwa dla wariantu A, gdzie wyróżnia się trzy fazy analizy:

- pierwsza, trwająca od 0 do 10 sekund pierwsze hamowanie,
- druga, trwająca od 10 do 26 sekund postój i rozpędzanie maszyny (brak obciążenia cieplnego),
- trzecia, od 26 do 36 sekund drugie hamowanie.

Podobnie jak w przypadku hamowania bezpieczeństwa wykonano analizę dla dwukrotnego zahamowania maszyny wyciągowej pełną siłą hamującą. Wyniki analizy dla wariantu A, przedstawiono na rysunku 9, gdzie również wyróżnia się następujące fazy analizy:

- pierwsza, trwająca od 0 do 6 sekund pierwsze hamowanie,
- druga, trwająca od 6 do 22 sekund faza chłodzenia,
- trzecia, od 22 do 28 sekund drugie hamowanie.

Wyniki analiz w postaci zmian temperatury w odniesieniu do wariantu B podczas hamownia bezpieczeństwa przedstawiono na rysunku 10. Czas hamowania, liczba obrotów tarczy i przerwa między hamowaniami były takie same jak w przypadku hamowania bezpieczeństwa w wariancie A.

Na rysunku 11A przedstawiono wartości zmiany maksymalnej temperatury tarczy podczas hamowania bezpieczeństwa i hamowania pełną siłą w odniesieniu do pierwszego hamowania w funkcji kąta obrotu tarczy. Widoczna na wykresie zmiana wartości maksymalnej temperatury tarczy wynika z rozmieszczenia siłowników hamulcowych na jej obwodzie. Dokładną charakterystykę, w odniesieniu do pierwszego obrotu tarczy, przedstawiono na rysunku 11B. Widoczne punkty A, B i C odnoszą się do szczególnych położeń okładzin hamulcowych względem tarczy (rys. 11C).

Zestawienie wartości maksymalnych temperatur w odniesieniu do trzech omówionych powyżej hamowań przedstawiono w tabeli 2.

Najwyższe wartości temperatury maksymalnej i średniej na powierzchni tarczy pojawiły się podczas hamowania pełną siłą, co jest oczywiste, gdyż generowany strumień ciepła na początku hamowania jest największy. Zastosowanie 16 par siłowników oddziaływujących z większą siłą docisku niż 24 pary siłowników z mniejszą siłą nie wpłynęło istotnie na otrzymane wartości temperatury tarczy.

Analizując uzyskane wyniki z punktu widzenia stosowanych okładzin hamulcowych MICKE 1203, w odniesieniu do których dopuszczalna temperatura ciągłej pracy wynosi 250°C, a krótkotrwała maksymalna temperatura pracy wynosi 450°C [11], można stwierdzić, że w odniesieniu do analizowanego wyciągu szybowego dopuszczalne jest dwukrotne, posobne zahamowanie maszyny, którą opuszczany jest ładunek z prędkością 16 m/s. Wraz ze wzrostem temperatury na styku pary ciernej zmianie ulegają współczynniki tarcia pary ciernej: kinetyczny rośnie (rys. 12), a statyczny gwałtownie spada (rys. 13). Może to spowodować wzrost skuteczności hamowania, co w konsekwencji może spowodować poślizg liny na linopędni w trakcie ruchu, a jednocześnie po zatrzymaniu maszyny może spowodować brak wymaganej siły hamującej gwarantującej utrzymanie maszyny wyciągowej i całego wyciągu w spoczynku.

Drugi etap obliczeń (zakres 1b opisany powyżej) przeprowadzono na modelu jednego pełnego segmentu tarczy (o grubości 30 mm) obciążonego strumieniami ciepła z obu stron (rys. 14). Do obliczeń wybrano wariant A w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa. W odróżnieniu od poprzednich analiz model obliczeniowy uzupełniono o otwory na śruby do mocowania segmentu tarczy hamulcowej do konstrukcji linopędni. Warunki brzegowe w postaci strumieni ciepła przyłożono z obu stron tarczy. Do dyskretyzacji modelu obliczeniowego użyto elementów 3D, typu HEX8. Całkowita liczba elementów wyniosła 470536. Do obliczeń przyjęto współczynnik rozdziału strumienia  $\gamma = 1$ . Parametry materiałowe oraz krok czasowy obliczeń przyjęto takie same jak poprzednio.

Wyniki analizy w postaci wartości temperatury przedstawiono na rysunku 15. Są one porównywalne z wynikami przedstawionymi na rysunku 8. Bardziej dynamiczne zmiany temperatury maksymalnej na rysunku 15 w porównaniu z charakterem zmian przedstawionym na rysunku 8 wynikają ze sposobu prezentacji wyników (temperatura elementu tarczy w danej analizie o najwyższej wartości). W okresach, w których na segment tarczy nie działa strumień ciepła, na wykresie jest widoczny spadek wszystkich charakterystycznych wartości temperatury, natomiast wartość strumienia jest równa zero (zachodzi rozpływ



Rys.11. Maksymalna temperatura na powierzchni tarczy pod okładziną, w zależności od przebytej drogi kątowej w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa [Źródło: opracowanie własne]







Rys.13. Współczynnik tarcia statycznego w funkcji temperatury okładziny MICKE 1203 [10]



Rys.14. Model MES segmentu tarczy w odniesieniu do drugiego etapu analizy termicznej tarczy [Źródło: opracowanie własne]



Rys.15. Zmiany wartości temperatury w segmencie tarczy w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa dla wariantu A [Źródło: opracowanie własne]



Rys.16. Zmiany wartości temperatury segmentu tarczy w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa dla wariantu A [Źródło: opracowanie własne]

ciepła po objętości segmentu tarczy). Gdy na segment zaczyna oddziaływać strumień ciepła (na wykresie ma wartości niezerowe), widoczny jest wzrost wartości temperatury. W celu dokładniejszej interpretacji wyników na rysunku 16 przedstawiono pierwsze 5 sekund procesu hamowania. Widać na nim zależność między wartością strumienia i zmianami wartości temperatury.

Przedstawione powyżej wyniki analiz stanowią dane wejściowe w postaci temperaturowego warunku brzegowego do przeprowadzenia analizy strukturalnej. Analiza strukturalna ma na celu wyznaczenie odkształceń tarczy hamulcowej w danej chwili czasowej.

Prowadzenie oddzielnie analizy termicznej i strukturalnej ma tą zaletę, że wykonując tylko jedną analizę termiczną możliwe jest wykorzystanie jej wyników do dowolnej liczby wariantów analizy strukturalnej, dotyczącej np. sposobu mocowania tarczy do linopędni (rozmieszczenia śrub pasowanych i luźnych w konstrukcji tarczy hamulcowej).

Na rysunku 18 przedstawiono wartości odkształceń tarczy hamulcowej, które są skutkiem jej nagrzania podczas tzw. hamowania bezpieczeństwa. Analizę strukturalną przeprowadzono w odniesieniu do wybranej chwili czasu drugiego hamowania bezpieczeństwa, charakteryzującej się określonym rozkładem temperatury w analizowanym segmencie tarczy. Model segmentu tarczy hamulcowej obciążony został warunkiem początkowym w postaci wartości temperatur wszystkich węzłów segmentu tarczy uzyskanych w analizie termicznej dla 30 s (rys. 15). Orientacyjne wartości charakterystyczne temperatur:

- temperatura maksymalna na powierzchni segmentu około 300°C,
- średnia temperatura powierzchni segmentu około 100°C,
- średnia temperatura objętościowa segmentu około 70°C.

Rozkład temperatury na powierzchni tarczy przedstawiono na rysunku 17.



Rys.17. Mapa rozkładu temperatury [°C] na poweirzchni segmentu tarczy w 30 sekundzie analizy termicznej (rys. 15) [10]

Analizę odkształceń przeprowadzono w odniesieniu do dwóch sposobów zamocowania tarczy do obrzeża linopędni, a uzyskane wyniki przedstawiono na rysunku 18:

- A. mocowanie śrubami pasowanymi umieszczonymi na skraju segmentów tarczy,
- B. mocowanie śrubami pasowanymi umieszczonymi w środku tarczy.



Rys.18. Mapa odkształceń segmentu tarczy hamulcowej [10], a) śruby pasowane na skraju segmentu tarczy odkształcenie maksymalne 2,14×10<sup>3</sup> m, b) śruby pasowane w środku segmentu tarczy odkształcenie maksymalne 1,04×10<sup>2</sup> m

Z przeprowadzonych analiz obliczeniowych wynika, że większe wartości względne odkształcenia segmentu tarczy występują w odniesieniu do mocowania segmentu śrubami pasowanymi w jego środku i przyjmują wartości około 10 mm (rys. 18b). Mniejsze wartości odkształceń (2,14 mm) występują przy mocowaniu segmentu śrubami pasowanymi na skrajach tarczy, lecz charakter odkształcenia tarczy jest zupełnie inny i może być przyczyną pofalowania tarczy. Zjawiska tego można uniknąć przy mocowaniu segmentu w środku tarczy, lecz należy zachować stosownie duże dylatacje pomiędzy segmentami tarczy. W analizowanym przypadku konieczne byłoby zachowanie odstępów między segmentami (dylatacji) długości ponad 20 mm, co wydaje się technicznie nieprawidłowe. W związku z powyższym należałoby rozważyć:

- zwiększenie liczby segmentów tarczy (np. 6, 8 segmentów),
- zwiększenie grubości tarczy, celem obniżenia temperatury objętościowej tarcz,
- ograniczenia warunków ruchowych tj. np. prędkości ruchu z maksymalną nadwagą w dół celem ograniczenia energii, będącego w ruchu układu wyciągowego, przejmowanej w przypadku hamowania bezpieczeństwa przez hamulec maszyny wyciągowej.

#### 4. Podsumowanie

W artykule przedstawiono praktyczne możliwości zastosowania metody elementów skończonych do projektowania elementów pary ciernej hamulca maszyny wyciągowej. Metoda ta pozwala symulować zjawiska cieplne, zachodzące podczas procesu hamowania maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego. Prognozowanie zjawisk cieplnych zachodzących w hamulcu maszyny wyciągowej pozwala już na etapie projektowania przewidzieć możliwość stosowania określonych materiałów (o określonych dopuszczalnych parametrach termicznych) na okładziny szczęk hamulcowych.

Możliwe jest uwzględnienie w projektowaniu wpływu temperatury tarczy hamulcowej na cechy geometryczne i liczbę segmentów z których składa się tarcza hamulcowa.

Opracowana metoda prowadzenia analiz cieplnych hamulców maszyn wyciągowych stanowi kompromis pomiędzy modelem zjawiska, jakością wyników oraz czasem prowadzenia obliczeń. Zastosowanie modelu obliczeniowego uwzględniającego zjawiska kontaktowe pomiędzy elementami skończonymi okładzin i tarczy hamulcowej, w odniesieniu do hamulców maszyn wyciągowych (duże gabaryty, średnice tarcz hamulcowych) okazało się niewydajne i nieskuteczne. Zbyt długi



Rys.19. Zmiana temperatur tarczy w trakcie hamowania z uwzględnieniem temperatury krawędzi bocznej tarczy hamulcowej (linia zielona) [10]

czas obliczeń oraz pojawiające się błędy obliczeniowe (separacje i penetracje), często powodujące brak zbieżności rozwiązania i przerywanie analiz sprawiło, że model ten nie znalazł praktycznego zastosowania w projektowaniu hamulca. Zaproponowana metoda obliczeniowa z ruchomym strumieniem ciepła pozbawiona jest wyżej wymienionych problemów. Obliczenia zawsze się zbiegają i nie ma przypadków ich przerwania. Dodatkowo, rozdzielenie obliczeń na termiczne i strukturalne daje możliwość wykorzystania obliczeń termicznych do dowolnej liczby obliczeń strukturalnych, w odniesieniu do różnych wariantów podparć. Pozwala to na skrócenie czasu analiz i zwiększa ich efektywność.

Możliwości prezentowania wyników obliczeń pozwalają również odnieść się do kontrolowanej na eksploatowanych obiektach temperatury tarczy hamulcowej. Pomiar, za pomocą czujników pirometrycznych, zamocowanych na stojaku hamulcowym w pobliżu siłowników hamulcowych, temperatury krawędzi bocznej tarczy (niewielkiego fragmentu powierzchni prostopadłej do osi tarczy), nie oddaje rzeczywistego stanu maksymalnych chwilowych temperatur jakie pojawiają się na powierzchni tarczy hamulcowej, zwłaszcza w miejscu styku pary ciernej. Mierzona temperatura odpowiada bardziej średniej temperaturze objętościowej w tarczy hamulcowej (rys. 19).

#### Literatura

- Talati F, Jalalifar S.: Analysis of heat conduction in a disk brake system, Heat Mass Transfer (2009) 45:1047–1059.
- Adamowicz A., Grześ P.: Three-dimensional FE model of frictional heat generation and convective cooling in disc brake, CMM-2011 – Computer Methods in Mechanics 9–12 May 2011, Warsaw, Poland.
- 3. Grześ P.: Partition of heat in 2d finite element model of a disc brake", Acta mechanica et automatica, 2011 vol.5 no.2.

- Wolejsza Z., Dacko A., Zawistowski T., Osiński J.: Thermo-Mechanical Analysis of Airplane Carbon-Carbon Composite Brakes Using MSC.Marc W: Worldwide aerospace conference and technology showcase, 2002.
- Baranowski P., Łazowski J., Małachowski J.: Budowa modelu numerycznego układu hamulcowego z wykorzystaniem techniki skanowania 3D. W: VIII Forum Inżynierskie ProCAx, Siewierz, 19-22 XI 2009.
- 6. Tiley G. L: Thermal capacity of mine hoist brakes.
   W: Int. Conf on Hoisting. Proceedings, Vol II, CIM 1988, Kanada.
- Brodziński S., Hudzik M.: Metody prognozowania warunków termicznych pracy hamulca tarczowego maszyny wyciągowej. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1989 nr 3 (233).
- Ścieszka S., Żołnierz M.: Wpływ cech konstrukcyjnych hamulca tarczowego maszyny wyciągowej na jego niestabilność termosprężystą. Część I. Budowa modelu MES i jego weryfikacja. Zagadnienia. Eksploatacji Maszyn 2007 Zeszyt 3 (151).
- 9. Białecki R., Kruczek T., Ostrowski Z.: Identyfikacja warunków chłodzenia przez obliczenia CFD. Sprawozdanie w ramach projektu badawczego.
- Metoda projektowania tarcz hamulcowych maszyn wyciągowych w aspekcie zwiększenia ich odporności cieplnej dla zwiększonych parametrów ruchowychwydajnościowych górniczych wyciągów szybowych. Zespół pod kier. Kowal L.: Projekt badawczorozwojowy.
- 11. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa okładziny typu MICKE 1203. W. Solarczyk 09. 2005 r.
- 12. 12 Dokumentacja Techniczno-Ruchowa siłownika hydraulicznego typu BSFG 408A00-02. Svendborg Brakes 09.2005.
- 13. Materiały własne ITG KOMAG.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2012 r.

Dr inż. Piotr MATUSIAK Dr inż. Daniel KOWOL Mgr inż. Ryszard NIECKARZ Instytut Techniki Górniczej KOMAG

# Nowe rozwiązania klasyfikatora pulsacyjnego do oczyszczania surowców mineralnych

#### Streszczenie

Przepisy związane z ochroną środowiska wymuszają na producentach kruszyw oferowanie wysokiej jakości produktu. Klasyfikatory pulsacyjne stosowane od szeregu lat pozwalają na spełnienie wyżej wymienionych wymagań dla surowców mineralnych. W artykule przedstawiono zasadę działania klasyfikatora pulsacyjnego. Zaprezentowano odmiany rozwiązań konstrukcyjnych oraz przykłady wdrożeń klasyfikatorów. Opisano wprowadzone modernizacje podzespołów urządzenia. Przedstawiono wybrane wyniki badań laboratoryjnych pod kątem zwiększenia skuteczności rozdziału.

#### Summary

Regulations as regards environment protection force the aggregates producers to offer high quality product. Pulsatory classifiers, which have been used for many years, enable to meet the above mentioned requirements for minerals. The principle of operation of pulsatory classifier is presented. Versions of design solutions and examples of implementations of classifiers are given. Modernizations of sub-systems of the device are described. Selected results of laboratory tests as regards increase of effectiveness of separation are presented.

#### 1. Wprowadzenie

Klasyfikator pulsacyjny typu KOMAG przeznaczony jest do oddzielania zanieczyszczeń organicznych (drewno, lignit, węgiel) oraz zanieczyszczeń węglanowych (kreda) od kruszywa o granulacji 16 (32) – 2 (0) mm [2].

Jest to urządzenie, w którym w sposób ciągły odbywa się rozdzielanie mieszaniny żwirowo-piaskowej w pulsującym ośrodku wodnym, w wyniku czego następuje rozdział mieszaniny na trzy produkty: żwir, piasek i odpady.

Podstawowe zalety klasyfikatora pulsacyjnego:

 możliwość doboru parametrów cyklu pulsacji wody do zmiennych parametrów technologicznych nadawy, co pozwala na skuteczny rozdział i oczyszczanie frakcji żwirowo-piaskowej,

- automatyczne sterowanie procesem technologicznym,
- dostosowanie parametrów technologicznych produktów do wymagań odbiorcy,
- produkcja piasku i żwiru spełniającego wymagania norm jakościowych,
- bezobsługowa eksploatacja urządzenia,
- możliwość dostosowania konstrukcji do wymagań konkretnych odbiorców.

W tabeli 1 przedstawiono podstawowe parametry techniczne klasyfikatorów zaprojektowanych w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG.

Wydajność nominalna	t/h	60	80	100	150	200
Całkowita powierzchnia robocza	m²	ok. 2,0	ok. 4,0	ok. 4,0	ok. 4,0	ok. 4,0
Zapotrzebowanie mocy	kW	22,5	30,5	30,5	42	42
Zapotrzebowanie wody	m³/h	120-140	140-170	150-200	250-300	300-320
Ciśnienie wody	MPa	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Masa klasyfikatora z konstrukcją mobilną	kg	ok. 15000	ok. 18000	ok. 19000	ok. 21500	ok. 21900
Masa klasyfikatora bez konstrukcji mobilnej	kg	ok. 7500	ok. 9150	ok. 9950	ok. 12600	ok. 13000

#### Podstawowe parametry techniczne klasyfikatorów typu KOMAG [3]

**T**.I. .I. 4

#### 2. Budowa i zasada działania klasyfikatora

Klasyfikator pulsacyjny na podbudowie mobilnej przeznaczony jest do wydzielania zanieczyszczeń organicznych i mineralnych z pozyskiwanych kruszyw. Składa się on z następujących elementów (rys. 1): 1 - korpus wodny z korytem roboczym i komorami pulsacyjnymi klasyfikatora, 2 - podbudowa klasyfikatora z podestem obsługi i schodami, 3 - zsuwnia nadawy, 4 - zsuwnia odprowadzenia żwiru, 5 - koryto przelewu odpadów, 6 - instalacja odprowadzająca wodę i piasek z lejków, 7 - zawór pulsacyjny ZP-4 (przedstawiony na rysunku 2), 8 - tłumik wylotu powietrza, 9 - oświetlenie klasyfikatora.

Zasada działania klasyfikatora opiera się na typowym procesie wzbogacania grawitacyjnego minerałów i polega na rozwarstwieniu, w pulsacyjnym ośrodku wodnym, odpowiednio przygotowanej nadawy, według jej składu ziarnowego oraz gęstości składników [3, 5].

Produktem koncentratowym urządzenia są ziarna żwirowe o zmniejszonych udziałach zanieczyszczeń i ziaren piaskowych, natomiast produktem odpadowym ziarna piaskowe i zanieczyszczenia. Produkt koncentratowy wyprowadzany jest na końcu koryta roboczego z poziomu jego pokładu sitowego, za pomocą wynoszącego odbieralnika obrotowego. Produkt odpadowy odprowadzany jest przez krawędź progu przelewowego

9

koryta roboczego oraz przez otwory stożków wypływowych usytuowane w dolnej części klasyfikatora.

Prawidłową pracę klasyfikatora zapewnia system elektronicznego sterowania, który umożliwia sterowanie charakterystyką pulsacji wody i odbiorem oczyszczonego żwiru [3].

#### 3. Rozwój konstrukcji klasyfikatora

Konstrukcja klasyfikatora jest stale doskonalona. W roku 2010 powstał zmodernizowany klasyfikator pulsacyjny K-100 oznaczony symbolem K-101. Zmieniono w nim m.in. zawór pulsacyjny (rys. 2), w którym zastosowano 4 regulowane talerze, co pozwoliło na niezależne sterowanie układu zasilania powietrzem roboczym. Zabudowano pomocniczy upust powietrza, umożliwiający dodatkową regulację ciśnienia powietrza roboczego. Zastosowano skuteczniejszy tłumik wylotu powietrza roboczego.

Zmodernizowano urządzenie odbioru produktu (rys. 3) poprzez wprowadzenie możliwości płynnej regulacji kąta nachylenia pokładu sitowego oraz alternatywne rozwiązanie układu odbioru oczyszczonego kruszywa – zastosowanie elastycznego wygarniacza odbieralnika (rys. 4). Wprowadzone zmiany umożliwiają regulację ilości odbieranego produktu i zwiększenie maksymalnej wielkości ziaren w nadawie do 32 mm [3].



Rys.1. Klasyfikator pulsacyjny K-101 [3]

Wprowadzono nowy algorytm pracy klasyfikatora, który umożliwia dobór trybów pracy klasyfikatora dla różnych typów nadaw.

Dodatkowo zainstalowano przepustnice wody i powietrza w celu zwiększenia zakresu parametrów regulacyjnych, co umożliwia uzyskiwanie wyższej skuteczności oczyszczania kruszywa.



Rys.2. Zawór pulsacyjny ZP-4 [3]



Rys.3. Pokład sitowy z regulacją kąta nachylenia



Rys. 4. Odbieralnik elastyczny

#### 4. Prace badawcze na stanowisku osadzarki laboratoryjnej

Doświadczenia uzyskane w wyniku eksploatacji klasyfikatora pulsacyjnego oraz prowadzone badania laboratoryjne wykazały, że jego skuteczność w oczyszczaniu kruszywa z zanieczyszczeń jest zależna od szeregu czynników, wpływających zarówno na prawidłowość osadzarkowego procesu rozwarstwiania materiału, jak i na stopień ich rozdziału [1].

Czynnikami mającymi istotny wpływ na skuteczność oczyszczania kruszywa są parametry przerabianego materiału, spośród których do najważniejszych należy zaliczyć rodzaj zanieczyszczeń występujących w materiale surowym oraz zakres uziarnienia materiału.

Materiałem doświadczalnym w badaniach był żwir w klasie ziarnowej 16 – 3 mm, oraz nadawa żwirowo – piaskowa o uziarnieniu 16 – 0,5 mm, o udziale materiału drobnoziarnistego w klasie 3 – 0,5 mm (nazywanego dalej piaskiem) wynoszącym 25 i 50 %. Wyniki skuteczności wydzielania zanieczyszczeń z badanych materiałów zestawiono w tabeli 2.

Przeprowadzone badania wykazały, że skuteczność osadzarkowego wzbogacania kruszywa ulega zmniejszeniu wraz ze wzrostem obciążenia nadawą, gęstości zanieczyszczeń oraz udziału w nadawie ziaren piaskowych.

Zestawienie wyników skuteczności gęstościowego rozdziału nadaw żwirowych i żwirowo-piaskowych [1]							
						Tabela 2	
Próba	1	2	3	4	5	6	

	Próba	1	2	3	4	5	6
Udział 3-0,5 mm w nadawie, %		0,0	0,0	25,0	25,0	50,0	50,0
Wydajność, t/h		2,1	4,2	2,1	4,2	2,1	4,2
Obci	ążenie jednostkowe, t/h m²	12	24	12	24	12	24
cz- ć hu, %	< 1,5 g/cm <sup>3</sup>	99,6	100,0	96,0	91,4	43,3	74,6
kute noś Iział	1,5-1,8 g/cm <sup>3</sup>	100,0	100,0	95,5	91,6	35,6	68,6
SI	2,1 g/cm <sup>3</sup>	87,1	79,1	34,6	56,2	20,4	21,8

Wykazano, że zwiększenie otworów pokładu sitowego korzystnie wpływa na poprawę natężenia i stabilności ruchu pulsacyjnego wody oraz zwiększa skuteczność oczyszczania kruszywa z zanieczyszczeń o gęstości < 1,8 g/cm<sup>3</sup>.

Niekorzystne wyniki rozdziału cząstek o gęstości 2,1 g/cm<sup>3</sup> podczas wzbogacania nadaw żwirowo– piaskowych wskazują, że proces ich oczyszczania powinien być prowadzony w wąskich klasach ziarnowych i w przypadku wzbogacania nadaw żwirowych nie powinny one zawierać ziaren piaskowych.

#### 5. Wdrożenia klasyfikatorów pulsacyjnych [3]

Efektem realizacji projektu rozwojowego badawczego oraz zebranych doświadczeń z badań prototypu klasyfikatora są wdrożenia do eksploatacji na różnych obiektach przemysłowych. Przykładowe wdrożenia to:

- Żwirownia KSM sp. z o.o. w Borzęcinie, należąca do CEMEX Polska (rys. 5), dla nadawy żwirowo– piaskowej z zanieczyszczeniami organicznymi.
- 2. Zakład Produkcji Kruszyw i Prefabrykatów w Suwałkach, należący do PPMD KRUSZBET S.A. W ramach projektu "Linia technologiczna do produkcji betonu i urządzenie do oczyszczania kruszyw z zanieczyszczeń" dofinansowanego w ramach Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego, wybudowano układ technologiczny, a klasyfikator (rys. 5) zastosowano do oczysz-czania nadawy żwirowo–piaskowej z występujących w niej głównie zanieczyszczeń mineralnych.
- Żwirownia PRInż. Surowce Sp. z o.o. w Januszkowicach, przejęta następnie przez CEMEX Polska. Po raz pierwszy klasyfikator został posadowiony na własnej mobilnej konstrukcji (rys.5).
- Zakład Produkcji Betonów w Zdzieszowicach, należący do Przedsiębiorstwa Usługowo Handlowego "M +" Sp. z o.o. w Kędzierzynie Koźlu (rys. 5). W obydwu przypadkach urządzenie zostało wykorzystane do wydzielania z nadawy zanieczyszczeń organicznych. Nowością było zastosowanie zsuwni rozprowadzającej nadawę, zsuwni odwadniającej produkt żwirowy, oraz regulowanej zsuwni odwadniającej odpady.
- W wyniku prowadzonych prac rozwojowych skonstruowano klasyfikator pulsacyjny o zwiększonej wydajności do 150 t/h (K-150), który wdrożono w Żwirowni Bierawa, należącej do CEMEX Polska (rys. 6).
- Najnowsza realizacja wzbogacalnika do żwiru to klasyfikator pulsacyjny K-80 zainstalowany w Żwirowni Rokitno, w którym kruszywo zanieczyszczone jest ziarnami kredowymi o wysokiej gęstości (rys. 6). Klasyfikator ten wykorzystywany jest do oddzielnego oczyszczania nadawy żwirowej w dwóch klasach ziarnowych 16 – 8 oraz 8 – 2 mm.









Rys.5. Klasyfikator K-100 w: a) Borzęcinie, b) Suwałkach, c) Januszkowicach, d) Zdzieszowicach [3]





Rys.6. Klasyfikator K-150 w Bierawie oraz klasyfikator K-80 w okolicach Lublina [3]

#### 6. Podsumowanie

Konstrukcja klasyfikatora pulsacyjnego jest rozwiązaniem o charakterze innowacyjnym, a jego zasada działania opiera się na typowym procesie wzbogacania, poprzez rozwarstwianie w pulsacyjnym ośrodku wodnym odpowiednio przygotowanej nadawy, wg jej składu ziarnowego oraz gęstości składników [2].

W celu zwiększenia skuteczności działania klasyfikatora, w Zakładzie Systemów Przeróbczych ITG KOMAG stale prowadzone są prace modernizacyjne oraz badawcze, które umożliwiają jego rozwój.

Prowadzone prace badawcze z wykorzystaniem stanowiska osadzarki laboratoryjnej pozwalają na określanie wpływu różnych czynników procesowych na skuteczność działania klasyfikatorów pulsacyjnych.

Odpowiedni dobór podzespołów wykonawczych oraz parametrów technologicznych procesu do składu granulo-grawimetrycznego nadawy może w znaczący

sposób zwiększać skuteczność rozdziału wzbogacanego kruszywa. Dzięki temu uzyskuje się wysoką skuteczność rozdziału produktów oraz wydzielenie zanieczyszczeń organicznych i mineralnych.

Niewątpliwą zaletą klasyfikatora typu KOMAG jest możliwość dostosowania konstrukcji do wymagań konkretnego odbiorcy, pod względem warunków przestrzennych miejsca zabudowy oraz oczekiwanej wydajności i jakości produktów handlowych, co daje gwarancję wysokiej funkcjonalności.

Klasyfikator pulsacyjny typu KOMAG jest urządzeniem pozwalającym na otrzymanie produktów handlowych zaspokajających wymagania rynku. Jest urządzeniem konkurencyjnym cenowo w porównaniu do urządzeń producentów zagranicznych [3, 4, 5].

Prowadzone prace udoskonalające skutkują kolejnymi wdrożeniami zmodernizowanych urządzeń.

#### Literatura

- Kowol D., Łagódka M.: Badania wpływu udziału ziaren piaskowych na skuteczność procesu osadzarkowego wzbogacania kruszywa. Maszyny Górnicze 2012, nr 4 (w przygotowaniu).
- Lenartowicz M i inni.: Innowacyjne rozwiązanie klasyfikatora pulsacyjnego do oczyszczania surowców mineralnych. Maszyny Górnicze 2010, nr 3-4, s. 119-125.
- Matusiak P., Kowol D.: Klasyfikator pulsacyjny jako sprawdzone urządzenie do oczyszczania surowców mineralnych. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Górnictwo i Geologia XVII 2012 nr 134/41, s. 191-199.
- 4. Osoba M., Lutyński A.: Nowa generacja osadzarek pulsacyjnych typu KOMAG do pozyskiwania żwiru i piasku. Maszyny Górnicze 2004, nr 2.
- Osoba M.: Osadzarki wodne pulsacyjne typu KOMAG do przeróbki kruszyw naturalnych. W: Innowacyjne systemy przeróbcze surowców mineralnych. KOMEKO 2006. ITG KOMAG, Gliwice 2006, s. 45-54.

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2012 r.

#### Badania wpływu udziału ziaren piaskowych na skuteczność procesu osadzarkowego wzbogacania kruszywa

#### Streszczenie

Skuteczność wydzielania zanieczyszczeń z kruszywa w klasyfikatorach pulsacyjnych jest zależna od szeregu czynników, wpływających zarówno na prawidłowość osadzarkowego procesu rozwarstwiania materiału według gęstości cząstek, jak i ich rozdziału. Do najważniejszych z nich należy zaliczyć parametry charakteryzujące wzbogacany materiał – rodzaj zanieczyszczeń i uziarnienie materiału. W artykule przedstawiono wyniki laboratoryjnych badań określających wpływ udziału ziaren piaskowych w nadawie na skuteczność procesu osadzarkowego wzbogacania kruszywa. Badania wykazały, że udział ziaren piaskowych w nadawie wpływa na zmniejszenie skuteczności procesu rozdziału w sposób zależny od ich zawartości, obciążenia nadawą i gęstości cząstek lekkich (zanieczyszczeń). Stwierdzono, że proces wydzielania zanieczyszczeń o wysokiej gęstości (~ 2,1 g/cm<sup>3</sup>) powinien być przeprowadzany w wąskich klasach ziarnowych. W przypadku wzbogacania nadaw żwirowych nie powinny one zawierać ziaren piaskowych.

#### 1. Wprowadzenie

Klasyfikator pulsacyjny służy do oczyszczania nadaw żwirowo-piaskowych o uziarnieniu 16(32) – 2(0) mm w procesie osadzarkowego wzbogacania. Doświadczenia uzyskane w wyniku eksploatacji klasyfikatora pulsacyjnego wykazały, że jego skuteczność w oczyszczaniu kruszywa z zanieczyszczeń jest zależna od szeregu czynników, wpływających zarówno na prawidłowość osadzarkowego procesu rozwarstwiania materiału, jak i na stopień ich rozdziału [1,2].

Czynnikami mającymi istotny wpływ na skuteczność oczyszczania kruszywa są parametry przerabianego materiału, wśród których do najważniejszych należy zaliczyć:

- rodzaj zanieczyszczeń występujących w materiale surowym,
- zakres uziarnienia materiału.

Trudność wzbogacania materiału wzrasta wraz ze zwiększaniem się gęstości i rozmiaru zanieczyszczeń w stosunku do parametrów ziaren kruszywa. Powoduje to, że wraz ze wzrostem zakresu uziarnienia nadawy następuje zwiększenie udziału cząstek równopadających, o różnej gęstości, oraz konieczność wydłużania

#### Summary

Effectiveness of separation of impurities from aggregate in pulsatory classifiers depends on many factors, which have impact both on correctness of jig stratification of material in particles density order and correctness of particles separation. Parameters characterizing beneficiated material - type of impurities and grain size of material - belong to the most important factors. Results of laboratory tests, which determine impact of content of sand grains in a feed on effectiveness of jig beneficiation of aggregate, are presented in the paper. The tests showed that content of sand grains in a feed has an impact on decrease of effectiveness of separation depending on their volume, feeding rate and density of light-weight particles (impurities). It was found that separation of impurities of high density (~ 2.1 g/cm<sup>3</sup>) should be conducted in grain classes of small range. Gravel feeds should not include sand grains in the case of their beneficiation.

czasu wzbogacania i ograniczania zakresu uziarnienia materiału do wąskich klas ziarnowych.

Zapewnienie stałej, wysokiej skuteczności oczyszczania kruszywa w warunkach zmian charakterystyki składu ziarnowego, dla zakresu 16 – 3(2) mm, przy gęstośćci zanieczyszczeń mniejszej od 1,8 g/cm<sup>3</sup>, jest łatwo osiągalne ze względu na dużą różnicę gęstości ziaren oraz możliwość stosowania cykli pulsacji wody umożliwiających rozluzowanie warstwy rozdzielanego materiału.

Doświadczenia przemysłowe wykazały, ze istotnym problemem technologicznym jest osadzarkowy proces oczyszczania nadaw żwirowo–piaskowych w klasie ziarnowej 16 – 0 mm. Proces wzbogacania tego typu nadaw, zawierających ziarna piasku 2 – 0 mm, przebiega w klasyfikatorze pulsacyjnym w sposób niestabilny. Zmienność składu granulometrycznego nadawy, zwłaszcza udziału w niej ziaren piaskowych, powoduje zakłócenia w pulsacyjnym przepływie wody, co w efekcie wpływa na zmniejszenie skuteczności wydzielania zanieczyszczeń ze wzbogacanego kruszywa.

W artykule przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych określających wpływ udziału ziaren piaskowych w nadawie na skuteczność procesu osadzarkowego wzbogacania kruszywa [3].

#### 2. Metodyka badań

Badania wpływu udziału ziaren piaskowych na skuteczność oczyszczania kruszywa przeprowadzono na doświadczalnym stanowisku osadzarki laboratoryjnej.

Materiałem doświadczalnym był żwir w klasie ziarnowej 16 – 3 mm, oraz nadawa żwirowo–piaskowa o uziarnieniu 16 – 0,5 mm, o udziale materiału drobnoziarnistego w klasie 3 – 0,5 mm (nazywanego dalej piaskiem) wynoszącym 25 i 50%.

Badania nadaw żwirowo–piaskowych przeprowadzono podczas osadzarkowego, trójproduktowego procesu rozdziału materiału o charakterze przepływowym. Polegał on na rozwarstwieniu gęstościowym materiału w komorze roboczej osadzarki pulsacyjnej, odprowadzeniu produktu "lekkiego", zawierającego zanieczyszczenia, przelewem ponad krawędzią progu, produktu "ciężkiego" (żwirowego), poprzez regulowany przepust oraz produktu przepadu przez otwory sit. Proces oczyszczania nadaw żwirowych prowadzono dwuproduktowo z pominięciem produktu przepadu ze względu na niewielki wychód, nieistotny w analizach porównawczych skuteczności rozdziału frakcji lekkich.

Dla określenia skuteczności rozdziału zanieczyszczeń wykorzystano znakowane cząstki o gęstości < 1,5; 1,5 – 1,8 i 2,1 g/cm<sup>3</sup>, które stanowiły stałą zawartość nadaw, w każdej próbie technologicznej (doświadczeniu) przeprowadzonej przy stałych parametrach regulacyjnych osadzarki.

W ramach badań wykonano 6 prób technologicznych. W próbach 1 i 2 materiał nie zawierał ziaren klasy 3 – 0,5 mm, w próbach 3 i 4 ich udział wynosił 25 %, a w próbach 5 i 6 był równy 50%. Stałe procesowe oraz procedury stosowane w badaniach dobrano na podstawie wyników prób wstępnych rozdziału nadaw żwirowych. Ze względu na porównawczy charakter prób nie ingerowano w nastawy regulacyjne pomimo występowania zakłóceń prawidłowości pulsacyjnego przepływu wody podczas prób oczyszczania nadawy żwirowo–piaskowej o udziale ziaren klasy 3 – 0,5 mm wynoszącym 50%.

Parametry procesowe przeprowadzonych doświadczeń przedstawiono w tabeli 1.

Odprowadzanie produktu żwirowego było realizowane poprzez ręczne otwarcie szczeliny przepustu z chwilą przekroczenia zadanego poziomu warstwy rozdzielczej wynoszącego 15 cm i trwało do czasu obniżenia się wysokości warstwy materiału o 1,0 cm.

Sposób realizacji doświadczeń był identyczny we wszystkich przeprowadzonych próbach technologicznych. Przygotowanie materiału nadawy polegało na preparowaniu jego składu granulometrycznego oraz podziale na trzy równe części, z których jedną, pozbawioną zanieczyszczeń, wprowadzano bezpośrednio do komory roboczej osadzarki, natomiast dwie pozostałe, wraz z 2/3 ilości zanieczyszczeń, wprowadzano do dwukomorowego zbiornika nadawy.

Objętość każdej części materiału odpowiadała pojemności śluzy produktu żwirowego, tj. ilości materiału jaki mógł być wzbogacany w sposób ciągły (w pojedynczym cyklu pracy osadzarki). Próby osadzarkowego oczyszczania nadawy żwirowej i nadaw żwirowopiaskowych przeprowadzono stosując w każdej z nich trzy cykle wzbogacania: wstępny, służący do stabilizacji parametrów łoża, oraz dwa zasadnicze, rozdzielone dwoma krótkotrwałymi przerwami koniecznymi dla recyrkulacji materiału otrzymywanego w postaci produktów próby wstępnej i odprowadzenia jedynie produktu żwirowego z śluzy.

	Tabela 1								
Próba	1	2	3	4	5	6			
Udział klasy 3-0,5 mm, %	0	0	25	25	50	50			
Wydajność, t/h	2,1	4,2	2,1	4,2	2,1	4,2			
Obciążenie jednostkowe, t/h x m²	12	24	12	24	12	24			
Częstotliwość pulsacji, min <sup>-1</sup>		60							
Natęż. dopływu wody dolnej, m <sup>3</sup> /h	4,5								
Ciśnienie pow. roboczego, bar	0,14-0,24	0,14-0,24	0,13-0,25	0,13-0,25	0,11-0,26	0,11-0,26			

#### Zestawienie parametrów procesowych [3]

#### 3. Wyniki badań

Analizę skuteczności rozdziału zanieczyszczeń przeprowadzano poprzez określenie ilości ich cząstek w połączonych produktach żwirowych i produktach lekkich, otrzymanych z obydwu cykli wzbogacania oraz na podstawie ich ilości na powierzchni łoża, po zakończeniu prób.

Skuteczność rozdziału materiału żwirowo-piaskowego wyznaczono na podstawie określenia wychodów produktów i składów granulometrycznych na sitach o otworach 16; 12; 10; 8; 6; 3; 2; 1 i 0,5 mm.

W tabelach 2 – 4 zestawiono wyniki rozdziału ziarnowego nadawy i produktów dla poszczególnych prób (1-6).

Na podstawie uzyskanych wyników osadzarkowego wzbogacania kruszywa w klasie 16 - 3(0) mm, w próbach 1, 3 i 5, przeprowadzonych przy wydajności 2,1 t/h (co odpowiada obciążeniu jednostkowemu 12 t/h m<sup>2</sup> powierzchni roboczej) (próby 1, 3, 5), można stwierdzić, że wzrost udziału w nadawie ziaren piaskowych do poziomu 25% wpływa na obniżenie skuteczności rozdziału cząstek o gęstości < 1,5 g/cm<sup>3</sup> o 3,6% (z 99,6% do 96,0%), a w zakresie gęstości 1,5 – 1,8 g/cm<sup>3</sup> o 4,5% (z 100,0% do 95,5%). Dalszy wzrost udziału piasku w przedziale od 25% do 50% znacząco obniża skuteczność rozdziału powyższych cząstek lekkich, odpowiednio o 52,7% (z 96% do 43,3%) i 64,4% (z 95,5% do 35,6%).

Tabala 2

Tabela 3

Zestawienie wyników rozdziału ziarno	owego – Próby 1 i 2 [3]
--------------------------------------	-------------------------

	Prób	a 1		Próba 2						
Klasa ziarnowa, mm	Nadawa	Produkt żwirowy	Produkt przelewu	Klasa ziarnowa,	Nadawa	Produkt żwirowy	Produkt przelewu			
	%	%	%	mm	%	%	%			
16-12	20,67	21,18	0,75	16-12	20,67	21,14	0,32			
12-10	15,00	15,31	2,74	12-10	15,00	15,29	2,44			
10-8	13,08	13,29	4,94	10-8	13,08,	13,26	5,21			
8-6	26,92	27,26	13,49	8-6	26,92	27,21	14,27			
6-3	24,30	22,96	78,08	6-3	24,33	23,10	77,76			
Suma	100,00	100,00	100,00	Suma	100,00	100,00	100,00			

Zestawienie wyników rozdziału ziarnowego - Próby 3 i 4 [3]

		Próba 3			Próba 4							
Klasa ziarnowa,	Nadawa	Produkt żwirowy	lukt Produkt owy przelewu I		Klasa ziarnowa,	Nadawa	Produkt żwirowy	Produkt przelewu	Przepad			
mm	%	%	%	%	mm	%	%	%	%			
16-12	15,45	18,87	0,92	-	16-12 15,45 18,90 0,-		0,44	-				
12-10	11,21	13,67	1,31	-	12-10	11,21	13,64	1,39	-			
10-8	9,78	11,86	2,62	-	10-8	9,78	11,84	1,98	-			
8-6	20,14	24,41	5,86	-	8-6	20,14	24,31	5,15	-			
6-3	18,18	21,03	27,21	0,69	6-3	18,18	20,20	27,02	0,89			
3-2	8,40	8,23	19,99	6,82	3-2	8,40	8,23	17,24	5,38			
2-1	6,80	1,20	29,97	32,24	2-1	6,80	2,18	24,49	28,58			
1-0,5	10,04	0,73	12,12	60,25	1-0,5	10,04	0,70	22,29	65,15			
Suma	100,00	100,00	100,00	100,00	Suma	100,00	100,00	100,00	100,00			

						Tabela 4						
		Próba 5			Próba 6							
Klasa ziarnowa,	Nadawa	Produkt żwirowy	Produkt przelewu	Przepad	Klasa ziarnowa,	Nadawa	Produkt żwirowy	Produkt przelewu	Przepad			
mm	%	%	%	%	mm	%	%	%	%			
16-12	10,34	15,72	-	-	16-12	10,34	13,62	1,25	-			
12-10	7,50	11,39	0,96 - 12-10		12-10	7,50	9,85	1,87	-			
10-8 6,54		9,90	2,41	-	10-8	6,54	8,53	3,75	-			
8-6	13,46	20,37	5,30	-	8-6	8-6 13,46		7,75	-			
6-3	6-3         12,16         18,           3-2         16,64         20,		19,25	0,29	6-3	12,16	15,30	23,42	0,22			
3-2			3-2 16,64 20,80 19,86		8,26	3-2	16,64	19,25	26,92	6,65		
2-1 13,47		2,96	22,74	34,04	2-1	13,47	6,99	23,98	34,63			
1-0,5	19,89	0,85	29,48	57,41	1-0,5	19,89	8,91	11,06	58,50			
Suma	100,00	100,00	100,00	100,00	Suma	100,00	100,00	100,00	100,00			

Zestawienie wyników rozdziału ziarnowego - Próby 5 i 6 [3]

Zestawienie wyników skuteczności gęstościowego rozdziału nadaw żwirowych i żwirowo-piaskowych [3]

	Próba	1	2	3	4	5	6
Udzi	ał 3-0,5 mm w nadawie, %	0,0	0,0	25,0	25,0	50,0	50,0
	Wydajność, t/h	2,1	4,2	2,1	4,2	2,1	4,2
Skuteczność rozdziału, %	< 1,5 g/cm <sup>3</sup>	99,6	100,0	96,0	91,4	43,3	74,6
	1,5-1,8 g/cm <sup>3</sup>	100,0	100,0	95,5	91,6	35,6	68,6
	2,1 g/cm <sup>3</sup>	87,1	79,1	34,6	56,2	20,4	21,8
	2,65 g/cm <sup>3</sup> (straty)	2,5	2,3	3,3	5,9	1,2	2,3

Wyniki rozdziału cząstek o gęstości 2,1 g/cm<sup>3</sup>, w przeciwieństwie do rozdziału ziaren o gęstości < 1,8 g/cm<sup>3</sup> wykazały, że największy spadek skuteczności (52,5%) wystąpił w rezultacie wzrostu udziału ziaren piaskowych do 25,0%. Dalszy wzrost udziału tych ziaren w nadawie powodował mniejsze obniżenie skuteczności rozdziału cząstek o gęstości 2,1 g/cm<sup>3</sup>, wynoszące jedynie 14,2%.

Analiza wyników uzyskanych z prób 2, 4 i 6, przy dwukrotnie większej wydajności wynoszącej 4,2 t/h (co odpowiada obciążeniu jednostkowemu 24 t/h m<sup>2</sup> powierzchni roboczej) wykazała, że zwiększenie udziału klasy 3 – 0,5 mm w nadawie do 25% powoduje obniżenie skuteczności rozdziału ziaren o gęstości < 1,5 g/cm<sup>3</sup> z 100% do 91,4% i odpowiednio ziaren przerostowych o gęstości 1,5 - 1,8 g/cm<sup>3</sup> z 100% do 91,6%. Wzrost udziału ziaren piaskowych w nadawie do wartości 50% powodował dalsze obniżenie skuteczności rozdziału ziaren o gęstości < 1,5 g/cm<sup>3</sup> do 74,6%, a ziaren o gęstości 1,5 - 1,8 g/cm<sup>3</sup> do poziomu 68,6%. Rozdział cząstek o gęstości 2,1 g/cm<sup>3</sup> w próbach 2, 4 i 6 następował w ten sam sposób jak cząstek lżejszych o gęstości < 1,8 g/cm<sup>3</sup>. Wzrost udziału klasy 3 – 0,5 mm do 25% w mniejszym stopniu wpływał na obniżenie skuteczności rozdziału, niż zwiększenie udziału z 25% do 50%, które wynosiło odpowiednio 22,9% (z 79,1% do 56,2%) i 35,2% (obniżenie do 21,8%).

Bardzo niskie skuteczności rozdziału cząstek o dużej gęstości 2,1 g/cm<sup>3</sup> podczas wzbogacania nadaw żwirowo–piaskowych w klasie ziarnowej 16 – 0,5 mm wskazują, że powinny być one separowane z nadaw o wąskim zakresie uziarnienia, odpowiadającym ich rozmiarom.

Wyniki skuteczności wydzielania zanieczyszczeń z badanych materiałów zestawiono w tabeli 5.

Na poniższych rysunkach przedstawiono graficznie zależności skuteczności wydzielania zanieczyszczeń o różnych gęstościach od udziału klasy ziarnowej 3 – 0,5 mm w nadawie.

MASZYNY GÓRNICZE 4/2012



Udział klasy 3-0,5, mm





Rys.2. Wpływ udziału klasy ziarnowej 3-0,5 mm w nadawie na skuteczność wydzielania zanieczyszczeń przy wydajności 2,1 t/h

Analizy wyników rozdziału kruszywa o gęstości 2,65 g/cm<sup>3</sup> wzdłuż krawędzi progu przelewowego osadzarki wykazały, że najkorzystniejsze rezultaty uzyskiwano w próbach 1 i 2 podczas wzbogacania jedynie materiału żwirowego (skuteczność wynosiła odpowiednio 97,5% i 97,7% – straty w produkcie przelewu na poziomie 2,5% i 2,3%) oraz w próbach 5 i 6 przy zawartości ziaren 3 – 0,5 mm w wysokości ok. 50 % (skuteczność wynosiła 98,8% i 97,7% – straty w produkcie przelewu równe odpowiednio 1,2% i 2,3%).

W próbach 3 i 4 przeprowadzonych przy udziale ziaren 3 – 0,5 mm w wysokości ok. 25%, straty kruszywa w produkcie przelewu były największe, a skuteczność rozdziału była najmniejsza i wyniosła odpowiednio 96,7% i 94,1% – straty w produkcie przelewu na poziomie 3,3% i 5,9%.

Zróżnicowanie skuteczności rozdziału kruszywa pomiędzy poszczególnymi próbami wynikało prawdopodobnie z poziomu stabilności rozluzowania materiału przy progu przelewowym oraz czasu, w którym górna warstwa materiału oscylowała na maksymalnej dopuszczalnej wysokości. Pierwszy czynnik miał zasadnicze znaczenie na skuteczność rozdziału kruszywa nie zawierającego ziaren piaskowych, a drugi, gdy ich udział był największy.

#### 4. Podsumowanie

Badania porównawcze osadzarkowego procesu wzbogacania nadaw żwirowych o uziarnieniu 16 – 3 mm oraz żwirowo–piaskowych o uziarnieniu 16 – 0,5 mm wykazały, że jego skuteczność ulegała zmniejszeniu wraz ze wzrostem obciążenia nadawą, gęstości zanieczyszczeń oraz udziału w nadawie ziaren piaskowych. Powyższe zależności wynikały z krótszego czasu wzbogacania (gdy stosowano większe obciążenie), zmniejszającej się różnicy prędkości opadania pomiędzy ziarnami żwirowymi a zanieczyszczeniami wraz ze wzrostem ich gęstości oraz ze wzrostu oporu przepływu wody przez materiał zawierający ziarna piaskowe.

Badania wykazały, że zjawisko grupowania się ziaren kruszywa według rozmiaru na powierzchni roboczej, występujące z równoczesnym wzrostem udziału ziaren piaskowych w nadawie żwirowopiaskowej i wydłużaniem czasu wzbogacania może wpłynąć na zmniejszanie skuteczności rozdziału. Występuje to w sytuacji, gdy na skutek różnic oporu przepływu wody na szerokości koryta roboczego, powodujących nierównomierny rozkład pulsacji i prędkości transportowej materiału, następuje znaczne rozproszenie ziaren "lekkich" na wysokości łoża.

Wykazany w badaniach wpływ udziału ziaren piaskowych na obniżenie skuteczności osadzarkowego procesu oczyszczania nadaw żwirowo–piaskowych, podczas którego znaczna część materiału drobnoziarnistego odprowadzana jest z komory roboczej przepadem przez otwory sit wskazuje, że zwiększenie otworów sit może korzystnie wpłynąć, poprzez zmniejszenie oporu przepływu, na poprawę natężenia i stabilności ruchu pulsacyjnego wody i większą skuteczność oczyszczania kruszywa z zanieczyszczeń o gęstości < 1,8 g/cm<sup>3</sup>.

Niekorzystne wyniki rozdziału cząstek o gęstości 2,1 g/cm<sup>3</sup> podczas wzbogacania nadaw żwirowopiaskowych wskazują, że proces ich oczyszczania powinien być przeprowadzany w wąskich klasach ziarnowych i w przypadku wzbogacania nadaw żwirowych nie powinny one zawierać ziaren piaskowych.

#### Literatura

 Matusiak P., Kowol D.: Klasyfikator pulsacyjny jako sprawdzone urządzenie do oczyszczania surowców mineralnych, Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Górnictwo i Geologia XVII 2012 nr 134/41 s. 191-199.

- Lenartowicz M., Matusiak P., Kowol D., Łagódka M.: Innowacyjne rozwiązanie klasyfikatora pulsacyjnego do oczyszczania surowców mineralnych, Maszyny Górnicze 2010 nr 3-4, s. 119-125.
- 3. Optymalizacja parametrów procesowych oczyszczania nadaw żwirowych w klasyfikatorze pulsa-

cyjnym w zależności od typu zanieczyszczeń i udziału ziaren piaskowych. Materiały nie publikowane ITG KOMAG, 2012

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2012 r.

Dr inż. Krzysztof NIEŚPIAŁOWSKI Mgr inż. Tomasz JASIULEK Instytut Techniki Górniczej KOMAG

#### Zawór różnicy ciśnień do instalacji wodnych

#### Streszczenie

W artykule opisano koncepcję rozwiązania zaworu różnicy ciśnień opracowanego w ITG KOMAG. Zawór przeznaczony jest do pracy w instalacjach wodnych posiadających sterowanie pneumatyczne, wykorzystywanych w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Na tle istniejących na rynku polskim i zagranicznym rozwiązań, omówiono cechy charakterystyczne zaworu i zaprezentowano jego budowę oraz zasadę działania.

#### 1. Wprowadzenie

W procesach produkcji węgla kamiennego dąży się do wprowadzenia pełnej automatyzacji pracy. Związane jest to przede wszystkim z zachowaniem warunków bezpiecznej pracy poprzez ograniczenie przebywania załogi w strefach potencjalnie niebezpiecznych. Jednym z rozwiązywanych zagadnień jest również automatyczna dystrybucja wody z zachowaniem odpowiedniego stopnia czystości.

Prace projektowo-badawcze nad opracowaniem zaworu różnicy ciśnień podjęto w związku z budowa układu sterowania, automatycznego filtra samoczyszczącego FS-60 (nagrodzonego na International Warsaw Invention Show IWIS 2012 oraz na Targach Wynalazczości, Badań Naukowych i Nowych Technik Brussels INNOVA 2012). Budowa filtra, wymagała rozwiązania problemu pomiaru różnicy ciśnień wody, przed i za filtrem. Różnica ciśnień wody daje bowiem bezpośrednią informację o stopniu zanieczyszczenia wkładów filtracyjnych [1]. W trakcie prac mających na celu dobór właściwego zaworu napotkano problem z dostępnością urządzenia spełniającego przyjęte wymagania. Podstawowe problemy dotyczyły generowania sygnału pneumatycznego, odpowiednich gabarytów urządzenia oraz materiału z którego będzie ono wykonane. Opracowane rozwiązanie konstrukcyjne zaworu różnicy ciśnień autorstwa ITG KOMAG uwzględnia powyższe, wobec czego przyczyni się do uproszczenia pneumatycznych układów sterujących.

#### 2. Przegląd rozwiązań manometrów różnicowych

Na rynku polskim i zagranicznym znane są firmy dostarczające manometry różnicowe, które po przekroczeniu nastawionego progu ciśnienia generują sygnał

#### Summary

A concept of solution of differential pressure valve developed at KOMAG is described in the paper. The valve is designed for operation in water installations with pneumatic control, which are used in areas of methane and/or coal dust explosion hazard. Characteristic features of the valve are discussed on the background of solutions already existing on the Polish and foreign markets. Its design and principle of operation are presented.

elektryczny. Jedną z firm jest WIKA Polska S.A. Firma ta posiada w swojej ofercie manometr typu 702.02 (rys. 1), przeznaczony do monitorowania ciśnienia w stacjach filtrów, pompach i rurociągach. Manometr, oprócz wyświetlania ciśnienia różnicowego, wyposażony jest w czujnik aktualnego ciśnienia roboczego, eliminujący w ten sposób dodatkowy punkt pomiarowy układu.



Rys.1. Manometr różnicy ciśnień typu 702.02 [2]

Inne rozwiązanie manometru różnicy ciśnień proponuje firma NEGELAP-AUTOMATYKA. Manometr typu 6231A (rys. 2), w przeciwieństwie do przedstawionego wcześniej, ma zdolność generowania sygnału pneumatycznego. Elementem pomiarowym są dwie połączone hydraulicznie membrany z płynnym wypełnieniem pomiędzy nimi. Styki pneumatyczne manometru zainstalowane są na tarczy manometru i mogą pracować przy maksymalnym ciśnieniu wynoszącym tylko 0,14 MPa. Ograniczeniem jest wartość ciśnienia generowanego sygnału, wynosząca

zaledwie 0,003 MPa. Komplikuje to układ pneumatyczny, gdyż w standardowym układzie pracującym przy ciśnieniu około 0,6 MPa należy (w pierwszej kolejności) zredukować ciśnienie, niezbędne do zasilania styków, a następnie wzmocnić sygnał generowany przez manometr do ciśnienia panującego w układzie. Powoduje to konieczność zakupu dodatkowych elementów pneumatycznych. Dodatkowo konstrukcja manometru wrażliwa jest na zanieczyszczenia powietrza oraz podatna na uszkodzenia mechaniczne tarczy ze stykami pneumatycznymi.



Rys.2. Manometr różnicy ciśnień typu 6231 - bez styków pneumatycznych [3]

#### 3. Charakterystyka techniczna rozwiązania ITG KOMAG

#### Parametry zaworu różnicy ciśnień [źródło: opracowanie własne]

Medium przepływowe	Woda
Zakres pomiaru różnicy ciśnień	0,1-0,4 MPa
Maksymalne ciśnienie robocze wody	4 MPa
Minimalne ciśnienie robocze wody	0,1 MPa
Bezpieczne przeciążenie (dla każdej strony)	10 MPa
Medium sterujące	Powietrze
Maksymalne ciśnienie robocze powietrza	1 MPa
Minimalne ciśnienie robocze powietrza	0,1 MPa
Masa	1,5 kg

Kryteria dotyczące opracowania zaworu różnicy ciśnień, eliminujące niedoskonałości istniejących rozwiązań, były następujące:

- możliwość pracy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem,
- pomiar różnicy ciśnień wody,

- generowanie binarnego sygnału pneumatycznego w przypadku przekroczenia nastawionego zakresu różnicy ciśnień,
- możliwość nastawienia wartości różnicy ciśnień, przy której generowany będzie sygnał pneumatyczny,
- możliwie małe gabaryty,
- zastosowanie nierdzewnych materiałów na obudowę i podzespoły,
- uzyskanie parametrów przedstawionych w tabeli 1.

#### 4. Budowa i zasada działania zaworu

Zawór różnicy ciśnień (rys. 3), przeznaczonego do instalacji wodnych, składa się z następujących głównych elementów: korpus (1), pokrywa lewa (2), pokrywa prawa (3), tłoczek (suwak) (4), pierścień uszczelniający (5), śruba regulacyjna (6), podkładka sprężyny (7), dławik (8), sprężyna (9), przyłącze wodne (10), zawór pneumatyczny 3/2-drogowy (11), przyłącze pneumatyczne (12), uszczelnienie złącza śrubowego (13), zatrzask kulkowy gwintowany (14), nakrętka (15), śruby z łbem gniazdowym (16-18).



Rys.3. Zawór różnicy ciśnień [1]

Rozwiązanie konstrukcyjne zaworu różnicy ciśnień opiera się na zastosowaniu tłoczka (suwaka) (poz. 4), zabudowanego w korpusie (poz. 1), na który z dwóch stron oddziaływać będzie ciśnienie wody lub inne medium, w zależności od zastosowanych uszczelnień. Pole powierzchni tłoczka takie samo po obu stronach powoduje, że przy braku różnicy ciśnień w komorach wodnych, tłoczek pozostaje w bezruchu. Jeśli po jednej stronie ciśnienie wody wzrośnie, wówczas tłoczek przesunie się w stronę komory, w której panuje niższe ciśnienie. W celu zapewnienia ruchu tłoczka, przy założonej różnicy ciśnień w zakresie od 0,1 MPa do 0,4 MPa, zastosowano w komorze niższego ciśnienia sprężynę naciskową (poz. 9), przystosowaną do danego zakresu regulacji. Regulację twardości sprężyny przeprowadza się śrubą regulacyjną (poz. 6), osadzoną i odpowiednio uszczelnioną w pokrywie zaworu (poz. 3). Śruba regulacyjna zabezpieczona jest przeciwnakrętką (poz. 15) w celu zapobiegania przed samoczynnym odkręceniem.

Widok modelu zaworu różnicy ciśnień w wersji 3D przedstawia rysunek 4.



Rys.4. Model 3D zaworu różnicy ciśnień konstrukcji ITG KOMAG [1]

Zawór wyposażono w dwa elementy niwelujące drgania tłoczka wynikające z chwilowych, gwałtownych zmian ciśnienia w układzie wodnym. Pierwszym z nich jest zatrzask kulkowy gwintowany (rys. 5).



Rys.5. Zatrzask kulkowy gwintowany [4]

Zatrzask wkręcony jest w korpus zaworu, w przestrzeń pomiędzy uszczelnieniami tłoczka. Na tłoczku wykonany jest rowek ustalający, w którym osadzona jest kulka zatrzasku. Osadzenie kulki w rowku powoduje ustabilizowanie tłoczka w pozycji początkowej i nie dopuszcza do przesunięcia tłoczka przy chwilowych zmianach ciśnienia. Drugim elementem ograniczającym drgania tłoczka jest dławik (rys. 3 – poz. 8), wkręcony w przyłącze umieszczone na wlocie do komory niższego ciśnienia. Ograniczenie przepływu powinno zapewnić płynną pracę zaworu.

W górnej części korpusu zamocowany jest pneumatyczny zawór suwakowy (rys. 6), uruchamiany mechanicznie.



Rys.6. Pneumatyczny zawór suwakowy uruchamiany mechanicznie [5]

Wystąpienie różnicy ciśnień w komorach wodnych powoduje przesunięcie trzpienia połączonego z tłoczkiem. Trzpień powoduje dociśnięcie elementu uruchamiającego zderzak w zaworze pneumatycznym i tym samym jego przesterowanie. Spadek różnicy ciśnień w komorach wodnych spowoduje przesterowanie zaworu pneumatycznego do pozycji początkowej. Zawór pneumatyczny podaje sygnał sterujący, do dalszej części układu.

Symbol hydrauliczny zaworu różnicy ciśnień przedstawiono na rysunku 7.



Rys.7. Symbol hydrauliczny zaworu [źródło: opracowanie własne]

#### 5. Podsumowanie

Dotychczasowe prace projektowo-badawcze pozwalają na sformułowanie następujących stwierdzeń:

- maszyny i urządzenia wykorzystywane do dystrybucji wody wymagają opracowania nowoczesnych, automatycznych układów sterujących,
- zawór różnicy ciśnień konstrukcji ITG KOMAG, wykorzystany jako element pneumatycznego układu sterującego uprości budowę układu i tym samym zmniejszy koszty jego wytworzenia,
- zastosowanie odpowiednich komponentów do budowy zaworu, jak również jego konstrukcja pozwolą stosować go w warunkach zagrożenia wybuchem pyłu węglowego i/lub metanu, spełniając tym samym wymagania Dyrektywy ATEX,
- zawór różnicy ciśnień, zamontowany w filtrach z funkcją samooczyszczania pozwoli na ciągłą kontrolę ciśnienia przed i za filtrem. W przypadku wzrostu różnicy ciśnień ponad ustaloną wartość, zawór automatyczne uruchomi funkcję samooczyszczania wkładów filtrujących; pozwoli to na bezobsługową pracę filtra.

W chwili obecnej, trwają prace związane z kompletacją podzespołów, montażem i wstępnymi badaniami prototypu.

Rozwiązanie konstrukcyjne zaworu różnicy ciśnień, opracowane przez zespół autorski Instytutu Techniki Górniczej KOMAG zgłoszone zostało do ochrony w Urzędzie Patentowym RP.

#### Literatura

 Jasiulek T. i in.: Zawór różnicy ciśnień do instalacji wodnych. Koncepcja i opracowanie projektu zaworu różnicy ciśnień do instalacji wodnych. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2012 (materiały nie publikowane).

- 2. http://manometrywika.pl (14 listopad 2012).
- 3. http://www.negelap.com (15 listopad 2012).
- 4. http://www.elesa-ganter.pl (15 listopad 2012).
- 5. http://pneumatyka-pl.timmer-pneumatik.de (20 listopad 2012).

Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2012 r.

Mgr inż. Romana ZAJĄC Mgr Dorota WIERZBICKA Instytut Techniki Górniczej KOMAG

#### Zarządzanie ryzykiem w jednostce notyfikowanej

#### Streszczenie

Poruszono zagadnienia szczególnych wymagań w zakresie zarządzania ryzykiem w odniesieniu do jednostek notyfikowanych. Przybliżono tematykę dotyczącą analizy ryzyka, szczególnie w aspekcie spełnienia Wytycznych EA, dotyczących wymagań horyzontalnych w akredytacji jednostek oceniających zgodność do celów notyfikacji.

#### 1. Wprowadzenie

Większość działań realizowanych przez każdą organizację związanych jest z przedsięwzięciem, procesem względnie podejmowaną decyzją, szczególnie w aspekcie zapytania czy i kiedy zostaną osiągnięte zamierzone cele.

W celu zwiększenia prawdopodobieństwa osiągnięcia wspomnianych celów, nowoczesne organizacje coraz częściej zarządzają ryzykiem m.in. poprzez jego identyfikację, analizę oraz wdrożenie zasad postępowania z nim w celu jego wyeliminowania, względnie minimalizacji.

Coraz częściej analiza i ocena ryzyka wynika z wdrażanych w organizacjach, standardów normalizacyjnych, które wymagają oszacowania ryzyka jej działalności.

Każde ryzyko można rozpatrywać w dwóch płaszczyznach:

- w kontekście wewnętrznym, który uwzględnia [5]:
  - strukturę organizacyjną,
  - polityki, cele i strategie,
  - zdolności, rozumiane jako zasoby i wiedza (np. kapitał, czas, ludzie, procesy, systemy i technologie),
  - systemy informacyjne, procesy podejmowania decyzji (formalne i nieformalne),
  - kulturę organizacyjną,
  - normy, wytyczne i modele przyjęte przez organizację,
  - formę i zakres relacji zawartych w umowach,
- w <u>kontekście zewnętrznym</u>, który uwzględnia: środowisko polityczne, prawne, regulacyjne, finansowe, technologiczne, ekonomiczne oraz konkurencyjne organizacje, a także kluczowe

#### Summary

Requirements as regards risk management in Notified Bodies are discussed. The problem of risk assessment, especially in the aspect of meeting the EA guidelines referring to horizontal requirements in accreditation of organizations assessing conformity for the purposes of notification, is shortly described.

czynniki mające wpływ na cele działania organizacji.

Ryzyko definiowane jest zazwyczaj jako [6, 9,10]:

- niepewność związana ze zdarzeniem lub działaniem, które wpłynie na zdolność organizacji do realizacji celów jej działalności,
- szansa, że coś wydarzy się, co będzie miało wpływ na cele, wyrażona w wielkościach prawdopodobieństwa i skutków.
- kombinacja prawdopodobieństwa wystąpienia wydarzenia i jego skutków.

Ocena<u>ryzyka</u> jest definiowana jako całościowy proces jego identyfikacji, analizy ryzyka oraz ewaluacji [5].

Celem zarządzania ryzykiem jest zmniejszenie prawdopodobieństwa wystąpienia oraz skutków zdarzeń lub okoliczności negatywnie wpływających na zaplanowane przedsięwzięcie, względnie określony zakres działalności. Zarządzanie ryzykiem powinno być przejrzyste i całościowe, dlatego w jego procesie identyfikacji powinny być uwzględnione następujące główne kategorie (rys. 1).



Rys.1. Główne kategorie czynników ryzyka [15]

W zależności od stopnia szczegółowości prowadzonej analizy, potrzeb i celów, identyfikacja czynników ryzyka może odnosić się do całej organizacji, względnie do wybranego istotnego obszaru lub zagadnienia; dlatego też organizacja może rozpatrywać także <u>ryzyko</u>:

- finansowe (podstawowe przepisy dot. zarządzania ryzykiem Ustawa o finansach publicznych Dz.U. z 2009 Nr 157, poz. 1240 ),
- w kontekście bezpieczeństwa informacji (podstawowe przepisy – rozporządzenia PRM w sprawie podstawowych wymagań bezpieczeństwa teleinformatycznego - Dz.U. z 2011 Nr 159, poz. 948),
- zawodowe w kontekście bezpieczeństwa pracy (podstawowe przepisy – Kodeks pracy 1974 r. – Dz.U. z 1998 r. Nr 21, poz. 94 z późn. zm. oraz rozporządzenie w sprawie ogólnych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy – Dz.U. z 2003 r. Nr 169, poz. 1650 z późn. zm),
- korupcyjne,
- środowiskowe,
- techniczno-technologiczne.

Dla realizacji tego celu zarządzanie ryzykiem obejmuje najczęściej elementy wymienione na rysunku 2.



#### Rys.2. Elementy zarządzania ryzykiem [15]

Z uwagi na istotność zagadnień związanych z zarządzaniem ryzykiem opracowywano szereg norm technicznych, zasad dobrych praktyk i przepisów prawa, mających standaryzować to pojęcie.

Z uwagi na istotność zagadnienia, aspekt ryzyka oraz zarządzania nim jest coraz powszechniej opisywany w normach "jakościowych" [3, 4]: przykładowo norma PN-EN ISO 9004:2010 w pkt. 4.2; 5.2; 5.3; 6.1 nawiązuje do zarządzania ryzykiem, a znowelizowana norma PN-EN ISO/IEC 17021:2011 w punktach 4.2; 5.2; 7.5.3 wymaga analizy w kierunku zagrożeń dla bezstronności. Normy dotyczące systemów zarządzania jakością, środowiskiem, bezpieczeństwem i higieną pracy, bezpieczeństwem informacji stawiają wyraźne wymagania co do identyfikacji ryzyka prawnego i operacyjnego oraz posiadania planu umożliwiającego podjęcie działań w przypadku wystąpienia zagrożenia.

W ostatnim czasie pojawiły się również normy regulujące podstawy teoretyczne, dotyczące zagadnienia zarządzania ryzykiem, do których należą między innymi [1, 3, 6, 7, 8, 9]:

- PN-ISO 31000:2012 Zarządzanie ryzykiem Zasady i wytyczne,
- PN-EN 31010:2010 Zarządzanie ryzykiem Techniki oceny ryzyka (oryg.).

a nieco wcześniej:

 PN-IEC 62198:2005 Zarządzanie ryzykiem przedsięwzięcia – Wytyczne stosowania.

Przytoczona norma PN-ISO 31000:2012 przedstawia formy postępowania z ryzykiem realizowane poprzez [3]:

- unikanie ryzyka i nierozpoczynanie lub przerywanie działań ze względu na jego wysoki poziom,
- podejmowanie lub zwiększanie ryzyka w celu wykorzystania szansy,
- eliminacja czynnika ryzyka,
- zmianę prawdopodobieństwa,
- zmianę wpływu lub konsekwencji,
- współdzielenie ryzyka z inną stroną,
- utrzymanie ryzyka (zaakceptowanie ryzyka bez podejmowania jakichkolwiek działań).

Norma ta ustanawia zasady prowadzenia procesu zarządzania ryzykiem. Według niej, prawidłowo wdrożony i realizowany system zarządzania ryzykiem powinien [2]:

- wspierać osiąganie celów oraz zwiększać efektywność organizacji,
- stanowić integralną część wszystkich procesów organizacyjnych, a w szczególności zarządzania,
- stanowić element podejmowania decyzji, tak aby ryzyko było jednym z kryteriów hierarchizacji celów,
- uwzględniać kwestie niepewności w przyjętych celach oraz ryzyku z nimi związanym,
- bazować na najlepszych, dostępnych informacjach, doświadczeniach, informacji zwrotnej od klientów, prognozach i ocenach eksperckich,
- dostosowywać się do specyfiki organizacji, tak aby poziom szczegółowości gromadzonych informacji o ryzyku był dostosowany do złożoności struktury organizacji, procesów, oraz zakresu działania.

Analiza ryzyka może być zatem rozpatrywana na rożnych płaszczyznach. Jednak ze względu na obszerność zagadnienia, w artykule przedstawiono jedynie podstawowe pojęcia oraz najistotniejsze elementy procesu zarządzania ryzykiem, na przykładzie specyficznego obszaru jakim jest działalność jednostki notyfikowanej.

#### Zarządzanie ryzykiem w jednostkach oceniających zgodność do celów notyfikacji

W 2008 roku, równolegle z Rozporządzeniem Komisji Europejskiej nr 765/2008 uchwalono Decyzję Parlamentu Europejskiego i Rady nr 768/2008/WE z dnia 9 lipca 2008 roku. Oba dokumenty miały na celu zagwarantowanie jednolitych zasad działania jednostek notyfikowanych w Unii Europejskiej, a tym samym realizacji zadań na jednakowym poziomie.

Ustalono również szczegółowe wymagania dotyczące [5, 14]:

- organu notyfikującego, który ma odpowiadać za opracowywanie i stosowanie procedur koniecznych do oceny i notyfikowania jednostek oceniających zgodność,
- zasad oceny oraz monitorowania, przeprowadzanych przez krajową jednostkę akredytującą, w rozumieniu przepisów rozporządzenia (WE) nr 765/2008.

Niezależnie od wyżej wymienionych dokumentów w dyrektywach nowego podejścia zawarto również minimalne wymagania jakie powinny być uwzględnione przy notyfikowaniu jednostek dokonujących oceny zgodności. Najszersze jednak kryteria oceny jednostek notyfikowanych ujęto w obowiązkowym dokumencie *EA-2/17 – Wytyczne EA dotyczące wymagań horyzon*-

talnych w akredytacji jednostek oceniających zgodność do celów notyfikacji [12] oraz w podstawowych normach wdrażających system jakości w jednostkach wykonujących czynności z zakresu oceny zgodności tj. jednostkach certyfikujących, laboratoriach badawczych lub wzorcujących, jednostkach kontrolujących. Są to między innymi:

- PN-EN 45011:2000 Wymagania ogólne dotyczące jednostek prowadzących systemy certyfikacji wyrobów,
- IAF GD 5:2006 Wytyczne IAF do stosowania przewodnika ISO/IEC Guide 65:1996 (idt. z PN-EN 45011:2000) (IAF Guidelines on the Application of ISO/IEC Guide 65:1996),
- PN-EN ISO/IEC 17021:2012 Ocena zgodności -Wymagania dla jednostek prowadzących audity i certyfikację systemów zarządzania,
- PN-EN ISO/IEC 17025:2005 Ogólne wymagania dotyczące kompetencji laboratoriów badawczych i wzorcujących.

Wszystkie przytoczone dokumenty, stanowiące podstawę działania oraz oceny tych jednostek, uwagę zachowanie zwracaja szczególna na bezstronności i poufności, która powinna być zapewniona na wszystkich poziomach: strategii i polityk oraz samego procesu oceny zgodności. Ten fakt powoduje, że działalność jednostek notyfikowanych jest coraz częściej oceniana nie tylko w aspekcie kompetencji i możliwości technicznych, ale również w zakresie identyfikacji, analizy oraz minimalizacji zagrożeń; zarówno w obszarze bezstronności jak i całej działalności operacyjnej jednostki [13].

		abela I
Ryzyko zarządzania	<ul> <li>brak czytelnej struktury organizacyjnej</li> </ul>	
	- brak zuenniowanych krytenow kwalinkacyjnych dla personeiu	
Rvzvko kadrowe	<ul> <li>niski poziom przygotowania merytorycznego personelu</li> </ul>	
	- słabe programy szkoleń	
Ryzyko środków technicznych	<ul> <li>braki w wyposażeniu zaplecza badawczego</li> </ul>	
oraz informatyczne	- brak gwarancji utrzymania ciągłości pracy systemów informatycznych	
Ryzyko finansowe	brak ubezpieczenia od odpowiedzialności cywilnej	
Ryzyko czynników	<ul> <li>częste zmiany zachodzące w obowiązujących przepisach</li> </ul>	
zewnętrznych	<ul> <li>brak regulacji normatywnych w określonych dziedzinach oceny zgodno:</li> </ul>	ści
Ryzyko procesów	<ul> <li>brak wytycznych, instrukcji, regulujących zasady postępowania w rożny obszarach działania</li> </ul>	/ch
wewnętrznych	<ul> <li>brak jasno zdefiniowanych procesów i procedur dla wybranych obszaró odróżniających działalność notyfikowaną od pozostałych obszarów</li> </ul>	w,
	brak procedur zachowania poufności na wszystkich szczeblach	
Ryzyko zagrożenia	niekontrolowany wypływ informacji i danych	
bezstronności i poufności	<ul> <li>rzeczywisty lub potencjalny konflikt interesów</li> </ul>	
	- naciski i motywacja finansowa	
	niewłaściwie przeprowadzone badania	
Byzyko operacyjne	<ul> <li>brak udziału w porównaniach międzylaboratoryjnych</li> </ul>	
	<ul> <li>błędnie przeprowadzony proces certyfikacji</li> </ul>	
	<ul> <li>niepoprawnie wydany certyfikat</li> </ul>	

**T**.I.I.A

Od jednostek notyfikowanych wymaga się identyfikacji ryzyka, określenia zagrożeń oraz oszacowania możliwości wystąpienia zdarzeń, które mogą utrudnić realizację zadań i które muszą być zredukowane, względnie skutecznie zarządzane. Proces zarządzania ryzykiem w jednostkach notyfikowanych jest analogiczny jak w innych organizacjach i można go podzielić na kilka etapów obejmujących działania zmierzające do obniżenia stopnia oddziaływania ryzyka na funkcjonowanie organizacji oraz zabezpieczenie operacyjnej efektywności (rys. 3).



Rys.3. Przykładowy schemat procesu zarządzania ryzykiem w organizacji [15]

W ujęciu procesowym każda ocena ryzyka powinna uwzględniać co najmniej następujące etapy:

- <u>zaplanowanie</u> zarządzania ryzykiem etap definiowania, w jaki sposób w organizacji przeprowadzone będzie zarządzanie ryzykiem, jakie metody, narzędzia i techniki zostaną użyte,
- <u>identyfikowanie ryzyka</u> etap mający na celu określenie, które czynniki ryzyka mają wpływ na organizację,
- przeprowadzenie jakościowej analizy ryzyka etap, w którym ryzyka są klasyfikowane ze względu na ich ważność oraz wyodrębnienie tych, którymi warto się dalej zajmować (ocena taka powinna opierać się na obiektywnych i niezależnych dowodach, uwzględniać punkty widzenia wszystkich interesariuszy),
- przeprowadzenie ilościowej analizy ryzyka etap analizy ryzyk wyodrębnionych w jakościowej analizie ryzyka (w przypadku konieczności bardziej szczegółowego podejścia),
- zaplanowanie reakcji na ryzyko etap przygotowania możliwych reakcji, wybór odpowiednich działań oraz przypisanie osób odpowiedzialnych za przeprowadzenie działań związanych z ryzykiem,
- <u>monitorowanie i kontrola ryzyka</u> etap wdrażania przygotowanych uprzednio działań, nadzór oraz kontrola statusu ryzyka.

Przykładowe czynniki ryzyka dla wybranych kategorii ryzyka dla jednostki notyfikowanej przedstawia tabela 1.

#### 3. Zarządzanie ryzykiem w jednostce notyfikowanej na przykładzie ITG KOMAG

Z uwagi na obowiązujące wymagania, w ITG KOMAG dokonano szerokiej oceny ryzyka w aspekcie prowadzonej działalności jednostki notyfikowanej. Uzyskane wyniki oceny umożliwiły [2, 11]:

- identyfikację przyczyn, źródeł i skutków ryzyka (pozytywnego bądź negatywnego),
- oszacowanie prawdopodobnych skutków błędów, w odniesieniu do klienta, zarówno zewnętrznego, jak i wewnętrznego,
- oszacowanie ryzyka: czy jest to ryzyko akceptowalne, tolerowalne, nietolerowalne,
- ocenę rodzaju i kategorii ryzyka,
- powiązanie ryzyka z celami Instytutu,
- oszacowanie mechanizmów kontroli pod kątem wykrywalności i zapobiegania ryzyku.

#### Identyfikacja ryzyka

W zależności od przyjętej metodologii ocena ryzyka może być przeprowadzana na różnych poziomach szczegółowości. W Instytucie Techniki Górniczej KOMAG identyfikacja ryzyka polegała na ujawnieniu czynników ryzyka związanych z działalnością jednostki notyfikowanej, poszerzonej o wybrane aspekty zagrożeń związanych z prowadzeniem działalności operacyjnej organizacji.

Do identyfikacji ryzyka zastosowano następujące techniki:

- "burzę mózgów",
- analizę wyników doświadczeń z wcześniejszych działań oraz analizę dostępnej dokumentacji, związanej z kontrolami i auditami wewnętrznymi oraz skargami i reklamacjami,
- analizę wyników auditów zewnętrznych,
- analizę informacji dotyczących negatywnych zdarzeń, które nastąpiły w przeszłości,
- technikę wywiadu.

Zidentyfikowane przez Instytut czynniki ryzyka, mogące mieć negatywny wpływ na działanie jednostki notyfikowanej miały zarówno charakter zewnętrzny, jak i wewnętrzny.

Identyfikacja ryzyka pozwoliła na:

- stworzenie listy czynników ryzyka związanych z działalnością jednostki notyfikowanej,
- opisanie ewentualnych skutków następstw, będących wynikiem ich zaistnienia,
- wskazanie właściciela/właścicieli poszczególnego ryzyka.

#### Analiza przyczyn i skutków ryzyka

Przeprowadzona analiza ryzyka dostarczyła danych wejściowych do ewaluacji ryzyka i podjęcia decyzji odnośnie postępowania z ryzykiem.

Analiza pozwoliła na określenie:

- prawdopodobieństwa wystąpienia,
- prawdopodobnych skutków błędów w odniesieniu do klienta, zarówno zewnętrznego, jak i wewnętrznego,
- skutków powstałych strat (czy są to straty pomijalne, niskie, duże, bardzo duże),
- poziomu ryzyka, jaki Instytut jest w stanie zaakceptować,

jak również

- oddzielenie niewielkiego ryzyka od istotnego ryzyka,
- powiązanie ryzyka z celami Instytutu,
- oszacowanie mechanizmów kontroli pod kątem wykrywalności i zapobiegania ryzyku.

#### Jakościowa analiza ryzyka

Dysponując listą zidentyfikowanych zagrożeń związanych z prowadzeniem działalności jednostki notyfikowanej dokonano oceny prawdopodobieństwa wystąpienia oraz jego wpływu na Instytut.

Efektem jakościowej analizy była hierarchizacja czynników ryzyka pod kątem ich potencjalnego wpływu na cele Instytutu. Dzięki temu podejściu możliwe było określenie wagi poszczególnych czynników ryzyka a w rezultacie sterowanie reakcją na ich wystąpienie.

W jakościowej analizie przyjęto sposób określenia prawdopodobieństwa w formie uproszczonej zakładając następujące kryteria [15]:

- prawdopodobieństwo: 0 brak możliwości wystąpienia; 1 – absolutna pewność wystąpienia ryzyka,
- częstość przyjęto następujące częstości wystąpienia zdarzeń: sporadycznie, rzadko, często, ustawicznie,
- skutki strat: *pomijalne, niskie, duże, bardzo duże*.

#### Oszacowanie ryzyka

Dla działalności jednostki notyfikowanej ustalono następującą hierarchizację ryzyka [15]:

- akceptowalne, nie stanowiące istotnego zagrożenia dla działalności,
- tolerowalne mogące być przyczyną zagrożenia (można podjąć szybkie działania zapobiegawcze),
- nietolerowalne mogące przynieść znaczące straty.

Szacowany poziom ryzyka określono jako iloczyn prawdopodobieństwa wystąpienia danego czynnika ryzyka, częstości zdarzenia oraz wartości skutku (straty):

$$R(a) = Z(a) \times S(a) \tag{1}$$

Przeprowadzona analiza umożliwiła sporządzenie mapy ryzyka, która w graficzny sposób zobrazowała, jak są oceniane poszczególne ryzyka, co pozwala na podjecie działań w kierunku zmniejszenia w pierwszej kolejności ryzyka w obszarach krytycznych.

#### Postępowanie z ryzykiem

Zgodnie z ISO Guide 73 postępowanie z ryzykiem jest procesem modyfikacji ryzyka, a dokładniej jego statusu. Proces ten polega opcjonalnie na [10]:

- usunięciu źródła ryzyka,
- zmianie prawdopodobieństwa,
- zmianie następstw,
- dzieleniu ryzyka wraz z inną stroną lub stronami (łącznie z umowami i finansowaniem ryzyka),
- retencji ryzyka (akceptacja potencjalnej korzyści lub ciężaru straty) na podstawie świadomej decyzji.

#### Monitorowanie i kontrola ryzyka

Końcowym elementem procesu jest monitorowanie i kontrola ryzyka, która w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG będzie polegać na: bieżącym monitorowaniu procesu, przeprowadzeniu auditu wewnętrznego względnie samoocenie.

### Techniki i narzędzia zarządzania ryzykiem - macierz ryzyka oraz mapa ryzyka

Przeprowadzona analiza ryzyka w jednostce notyfikowanej ITG KOMAG umożliwiła opracowanie Rejestru ryzyka, który może stać się jednym z narzędzi wykorzystywanych do zarządzania nim w Instytucie. W Rejestrze zidentyfikowano i zapisano najistotniejsze czynniki ryzyka z punktu widzenia prowadzenia działalności jednostki notyfikowanej. Wzór Rejestru przedstawiono na rysunku 4.

Rejestr nie jest zamknięty. Docelowo będzie uzupełniany o nowe, zidentyfikowane, czynniki ryzyka w miarę ich wystąpienia [15]. W ramach systemu zarządzania ryzykiem, wyznaczona komórka organizacyjna będzie realizowała zadania obejmujące m.in. prowadzenie zbiorczego Rejestru ryzyka oraz udzielanie kierownictwu informacji o zidentyfikowanych ryzykach i ich istotności. Będzie również odpowiedzialna za aktualizację Rejestru w przypadku konieczności umieszczenia na liście nowego rodzaju czynników ryzyka. Zmiany w szacowaniu ryzyk lub informacje o powstaniu nowego czynnika ryzyka może zawnioskować każdy pracownik Instytutu.

	A	В	c	D	E	E	G	н	I.	J	<u>ाः</u>	L	0	P	0	
1	(all	HI	0.000													-
2	B		Rejes	tr ryzyka jednos	tki notyfi	kowanej	ITG KOM	AG				-		Wydenie 1-61.08 2012	Ostatnia a ktualis	-
3	-	Elementy identyfikacji ryzyka													2012-10-11	-
5	1	Elementy analizy ryzyka									_					
6	3	Oszacowanie ryzyka														
7		Postępowanie z ryzykiem										_				
8		ii ii	2			_						Skuthi	n			-
9	ما ب	Obszary i podobszary działalności Instytutu	Czynniki ryzyka	Ryzyko	Następstwa SF	Następstwa SR	Następstw a SZ	Właścicieł ryżyka	Profil ryzykr	Prawdopodobieństwo 👻	Częstoś ć	strat / Pozio	Oszacowanie ryzyka	Formy eliminacji względnie tagodzenia ryzyka	Komórka odpowie za zminimalizow eliminację ryz	2
39	30	5	Brek monitorowen le werun kolw środowiskowych podczes bedeń	Utrete wierygodności wyników w sytuecji gdy werun kiśrodowiskowe w pływeję ne jekość wyników	x	3		DLB, DLS, ST	cz	1	1	c		Monitorowa nie wa runiów źrodow is kowych, w przypad kugdy, wa runki te wpływają na jakożć wyników zgod nie z metodyka mitodawczymi a bonatorów	DLB, DLS, BT	r la
10	91	Ryzyko finansowe () stagoró film neż takie / film neż je w kostó projil lode nostaj opracji (sprycieszi) zagenzy filmanowa (sp. w kosto com spenzy u starowa (sp. w kosto com prostaj opracji (sprycieszi) zagenzych neż społecza (sprycieszi) zagenzych skoleczna (sprycieszi) zagenzych skoleczna (sprycieszi) zagenzych skoleczna (sprycieszi) zagenzych skoleczna (sprycieszi) zagenzych skoleczna (sprycieszi) zagenzych skoleczna (sprycieszi) zagenzych (sprycieszi) za	Bris Lubszpiecze nis od od powietze trodci cywilnej	Bre Lochrony mejętku drzm i od powietski kodo oviwinej ja studoj wy ceętopne odobie trzecje we wszystkich zadowa meć nadas kodoj jed nottki notyfikowe nej	×			a	c	ī	1	c		Concure ana isowa na oferti i podpiywa na polik odyczących ukatykazania całej dzawa modcijad nottki	D, DF	
*0	82		Bre Istocowa nie zasad dotyczących hazeł, ogra kiza nia dostępu, za bezpiecze nia	n Indeliwoof utrety Indezeens / Kradziedy denych lub ich zmäny Utrete zeutenia klientów	x	ж:		ঁচ	C	1	3	c		A provestan is w jed notta fajaznych i tegiznych i roklów og na laza na sottę pu so zastoku informatiznych pogra mowsna, piliów, spottu it piotpowie na do zasowa nego rykla zasowa nego rykla Ceg na nace na dotą pu dozastokow informatycznych wyczeń d su przydzie kongo od opiecinia do za kras przydzie kongo kontę powiętnia se winikitze towania d s	য	
42	88		Breigweren cjiutrzymen ke cięgtości precysystem ów informetycznych	Satayma nie pracy systemów informatycznych. Utrata da nych, wydłużenie prozes u realizacji, nie terminowe wykonywa nie zada n	×			ায	c	1	2	c		Stocowanie zasad zawa rtych w UO4. Stocowanie syste mów ochrony danych. Awaryjne prozedury, sna ibowanie ruchu przez syste możejkacie strus, stras istusiazeja syste mów. Za jewnie nie cięg tościaza ia nie poprzez ogrowietnie uzgdze nie	т	
43	84		Częste e warie sprzętu (biurowego)	Bre k od powied nich ne rzędzi pracy, Utrata da nych, wydłuże nie procesu res (zacji niete rminowe wyk.onywa nie zada n	x			at a	c	I	1	в		Coroccne pla nova ne klonservakcje wypostale nia (I/O4). Roccne pla ny za kupów ustug	75	
			Caste a warie sottetu	isra k od powied nich na rzędzi pracy, Utrata da mych, wydłuce nie						L	12	32		Coroczne pla nowalnie, konce rwacji wypocade nia 11 /04).		-
19	4.4	Milline Jesur Alimapa ryzyka	A Oscawier lia uo oblicz	en X kejestr dz	ianali zaradi	uzyun /		1000		1.21		_			2	1

Rys.4. Przykład Rejestru ryzyka dla jednostki notyfikowanej [15]

W odniesieniu do każdego z wyspecyfikowanych czynników ryzyka, umieszczonych w Rejestrze oszacowano ryzyko przy wykorzystaniu macierzy. Przyjęto klasyfikację częstości (liczbę zdarzeń występujących w określonym przedziale czasowym) oraz potencjalnych skutków zgodnie z diagramem przedstawionym na rysunku 5.



Rys.5. Przykładowa struktura macierzy [15]

Odpowiednie kombinacje oceny ryzyka i jakości zarządzania dostarczają kierownictwu Instytutu informacji, które czynniki ryzyka mogą być pominięte, a które wymagają szczególnej uwagi, ze względu na wyjątkowo negatywny wpływ na losy jednostki.

#### 4. Podsumowanie

Jednym z podstawowych elementów efektywnego zarządzania każdej organizacji jest między innymi skuteczne zarządzanie ryzykiem, gdyż rosnący poziom konkurencji, jak również zwiększające się wymagania normatywne i prawne zmuszają jednostki do podejmowania działań, zmierzających do ograniczania lub wyeliminowania ryzyka.

Pomimo stale rosnących zagrożeń związanych z prowadzeniem każdej działalności – w Polsce stosunkowo niewiele przedsiębiorstw wdrożyło system zarządzania ryzykiem, gdyż w dalszym ciągu organizacjom system ten wydaje się procesem skomplikowanym.

ITG KOMAG zdecydował się na wdrożenie systemu zarządzania ryzykiem w obszarze działalności jednostki notyfikowanej. W analizowanym obszarze zdefiniowano szereg potencjalnych czynników ryzyka mogących skutkować wystąpieniem ryzyka: tolerowalnego, względnie akceptowalnego. Zaproponowano zastosowanie działań mających na celu opcjonalnie: usunięcie źródła ryzyka, zmianę prawdopodobieństwa wystąpienia względnie zmianę następstw.

Stwierdzono, że zastosowane środki, takie jak:

 powołanie niezależnego zespołu opiniodawczodoradczego (komitetu chroniącego bezstronność),

- przepisy prawa odnoszące się do wyrobów i zakresu działania KOMAG-u, decyzje administracyjne, szeroki zbiór zarządzeń wewnętrznych, procedur i instrukcji systemowych,
- jasny i udokumentowany podział uprawnień i odpowiedzialności określony w: Regulaminie organizacyjnym, Regulaminie pracy, Kodeksie etyki, Zakresach obowiązków poszczególnych pracowników i pełnomocnictwach zatwierdzanych przez Dyrekcję,
- samokontrola określona postanowieniami Regulaminu pracy oraz Regulaminu organizacyjnego,
- kontrola:
  - jakości prac (sprawowaną przez kierowników poszczególnych komórek organizacyjnych),
  - jakości usług (raportowanej na odprawach najwyższego kierownictwa),
- coroczne przeglądy systemu zarządzania w obszarach organizacyjnych i procesach,
- audity wewnętrzne Plan auditów wewnętrznych opracowany jest raz w roku według istotności problemów. Plan może być uzupełniany auditami pozaplanowymi,
- audity zewnętrzne Instytut podlega ocenie w ramach nadzorów prowadzonych przez PCBC (ocena systemu zarządzania jakością ISO 9001), przez PCA (ocena systemów zarządzania w Laboratoriach KOMAG-u i Jednostce Certyfikującej)

gwarantują utrzymanie ryzyka na założonych poziomach.

W przyszłości planowane jest, aby system zarządzania ryzykiem w ITG KOMAG stał się elementem Zintegrowanego Systemu Zarządzania.

#### Literatura

- 1. Aven T.: On the new ISO guide on risk management terminology. Reliability Engineering and System Safety 2011 nr 96, s.719–726.
- Gajosiński T., Pijanowski S.: Zarządzanie ryzykiem w procesie zrównoważonego rozwoju biznesu. Podręcznik dla dużych i średnich przedsiębiorstw, Ministerstwo Gospodarki, 2011.
- Jedynak P.: Orientacja na redukcję ryzyka w wybranych znormalizowanych systemach zarządzania, Problemy Jakości 2011 nr 11.

- Kleniewski A.: Zarządzanie ryzykiem w systemach zarządzania jakością, środowiskiem, bezpieczeństwem i higieną pracy – praktyczne rozwiązania. Problemy Jakości 2011 nr 11.
- Decyzja Parlamentu Europejskiego i Rady Nr 768/2008/WE z dnia 9 lipca 2008 r. w sprawie wspólnych ram dotyczących wprowadzania produktów do obrotu, uchylająca decyzję Rady 93/465/EWG. Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej z dn. 13.08.2008 r.
- 6. PN-ISO 31000:2012 Zarządzanie ryzykiem Zasady i wytyczne.
- 7. PN-IEC 62198:2005 Zarządzanie ryzykiem przedsięwzięcia – Wytyczne stosowania.
- 8. PN-EN 31010:2010 Zarządzanie ryzykiem Techniki oceny ryzyka (oryg.).
- PN-EN 45011:2000 Wymagania ogólne dotyczące jednostek prowadzących systemy certyfikacji wyrobów.
- 10. PKN-ISO Guide 73:2012 Zarządzanie ryzykiem Terminologia.
- 11. Podręcznik wdrożenia systemu zarządzania ryzykiem w administracji publicznej w Polsce. Ministerstwo Finansów, Warszawa 2004.
- 12. Wytyczne EA-2/17 EA Guidance on the horizontal requirements for the accreditation of conformity assessment bodies for notification purposes, European co-operation for Accreditation, June 2009 rev01, Tłumaczenie Polskiego Centrum Akredytacji; 25-03-2011 r.
- Wytyczne IAF GD 5:2006 do stosowania przewodnika ISO/IEC Guide 65:1996 (idt. z PN-EN 45011:2000) (IAF Guidelines on the Application of ISO/IEC Guide 65:1996).
- Zając R. Wierzbicka D.: Bezstronność i niezależność notyfikowanych jednostek certyfikujących – prawne i normatywne podstawy działania. Zarządzanie Jakością 2010 nr 3/4
- Zając R., Wierzbicka D.: Analiza ryzyka w zakresie działalności prowadzonej przez jednostkę notyfikowaną. Opracowanie Rejestru ryzyk dla jednostki notyfikowanej ITG KOMAG. ITG KOMAG, Gliwice 2012 (materiały nie publikowane).

Artykuł wpłynął do redakcji w listopadzie 2012 r.